

การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้

นายวิศิษฎ์ ชูประเสริฐ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทคัดย่อและเพิ่มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริ

เป็นเพิ่มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ที่ส่งผ่านทางบัณฑิต



The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)

are the thesis authors' files submitted through the Graduate School.

IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY BY RECLAIMING HEAT FROM A WATER
CHILLER SYSTEM

Mr. Wisit Chuprasert

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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2011

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยการนำความร้อน
ปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้

โดย

นายวิศิษฐ์ ชูประเสริฐ

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จิตติน แดงเที่ยง

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็น
ส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ ดร. บุญสม เลิศหิรัญวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร. พงษ์ธร จรัญญากรณ์)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จิตติน แดงเที่ยง)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย

(ศาสตราจารย์ชาน ทวี เวชพฤติ)

วิทยุ ชูประเสริฐ: การเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานโดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ (IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY BY RECLAIMING HEAT FROM A WATER CHILLER SYSTEM) อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์
 หลัก: ผศ.ดร. จิตติน แดงเที่ยง, 95 หน้า.

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาถึงการประเมินความสามารถในการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นภายในอาคารกลับมาผลิตน้ำร้อน ด้วยวิธีการสร้างแบบจำลองและตรวจวัดข้อมูลจากระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ แล้วนำผลจากการทดลองนั้นมาขยายผลเพื่อประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบ ภายในแบบจำลองประกอบด้วยระบบทำน้ำเย็นขนาด 8.45 kW, ระบบทำน้ำร้อนโดยตรง และระบบการทำน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน ในการทดลองได้ทำการควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อน และควบคุมภาระทำความเย็นของระบบทำความเย็นเพื่อศึกษาถึงพฤติกรรมต่างๆ ของระบบทำความเย็น

ผลจากการประเมินเมื่อใช้ระบบทำน้ำร้อนโดยตรงนั้น ระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบจะใช้กำลังไฟฟ้าในการอัดไอลดลงร้อยละ 11.84 และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นก็มีค่าเพิ่มขึ้นร้อยละ 18.45 เมื่อเทียบกับระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบเดิม อุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้จะมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 43.20°C และเมื่อทำการประเมินข้อมูลเดียวกันนี้ แต่ใช้ระบบทำน้ำร้อนร่วมกับปั๊มความร้อนนั้น จะพบว่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็นจะมีค่าลดลงร้อยละ 18.61 และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นร้อยละ 29.49 เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำน้ำเย็นเดิม และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้จะมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 51.57°C แต่เนื่องจากการติดตั้งระบบปั๊มความร้อนเพิ่มเข้าไปนั้นจึงจำเป็นต้องใช้กำลังไฟฟ้าในการอัดไอของระบบปั๊มความร้อนเป็น 12.36 kW มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนเป็น 6.3

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....
 สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....
 ปีการศึกษา.....2554.....

#5170714421 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : CHILLER / HEAT PUMP / HOT WATER PRODUCTION / WASTE HEAT RECOVERY

WISIT CHUPRASERT: IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY BY RECLAIMING HEAT FROM A WATER CHILLER SYSTEM. ADVISOR: ASST. PROF. CHITTIN TANGTHIENG, Ph.D., 95 pp.

This research relates to the evaluation on the energy efficient by using the waste heat recovery system on the chiller used for an air-conditioning unit to generate hot water by construction unit modeled and includes assessment data from the hospital building. This results obtained from the experiment unit will be apply to predict the performance of hot water production from the chiller system after installing the waste heat recovery system. The experimental unit includes a chilled-water system of 8.45 kW, the direct hot water production from waste heat recovery system and the hot water production from waste heat recovery with heat pump. In this project, flow rate of hot water and cooling load of the chiller have been controlled to examine the behavior of chiller system.

When the experimental results are extended to predict the behavior of the chiller at the hospital. This study shows that, when the direct heating system was used, the power of compressor is reduced by 11.84%, and the coefficient value of the chiller system is increased by 18.45% compared to the old system. The temperature of hot water which produced from this system is 43.20°C. On the other hand, when the heating system with heat pump is used, the power of compressor and the coefficient value of chiller system is reduced by 18.61% and is increased by 29.49% from original unit respectively. The temperature of hot water produced from this system is 51.57°C. However, this system requires an extra compressor, thus the power of the extra compressor is 12.36 kW and the COP of this system is 6.30.

Department :Mechanical Engineering..... Student's Signature

Field of Study :Mechanical Engineering..... Advisor's Signature

Academic Year :2011.....

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิตติน แดงเพียง อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งกรุณาให้ความรู้ความเข้าใจ ชี้แนะแนวทางในการแก้ไขปัญหาและคำแนะนำต่างๆ จนกระทั่งวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วง

ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์ ที่ให้เกียรติเป็นประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รวมถึงผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล และศาสตราจารย์ชาน ทวี เวชพฤติ ที่ให้เกียรติเป็นกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รวมทั้งอาจารย์ทุกท่านที่สละเวลาให้คำแนะนำและคำปรึกษา รวมทั้งถ่ายทอดความรู้ตลอดระยะเวลาจนกระทั่งวิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์

ขอขอบคุณสำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีแห่งชาติและสถาบันวิจัยพลังงาน จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัยฉบับนี้ ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้สถานที่ในการติดตั้งชุดทดลอง ขอขอบคุณวิศวกรและทีมช่างเทคนิคประจำโรงพยาบาลปทุมธานีที่ให้ความช่วยเหลือในการตรวจวัดข้อมูลที่โรงพยาบาลอย่างดีมาโดยตลอด นอกจากนี้ข้าพเจ้าก็ขอขอบคุณทีมงานจากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย คุณแมนพงษ์ ตั้งตระกูล, คุณอภิสิทธิ์ บุญเกิดและคุณตรงจิตต์ ชาวะหา ที่คอยให้คำปรึกษาและคำแนะนำ รวมทั้งร่วมทำการตรวจวัดข้อมูลในงานวิจัยนี้อีกด้วย และขอขอบคุณบริษัทแอดวานซ์เทอร์โมโซลูชั่น จำกัด ที่ให้คำแนะนำและติดตั้งชุดทดลองในการทำงานวิจัยฉบับนี้

สุดท้ายนี้ ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณบิดามารดาและครอบครัว ที่คอยให้กำลังใจและสนับสนุนการศึกษาของข้าพเจ้ามาโดยตลอดจนสำเร็จการศึกษา คุณค่าและประโยชน์ที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบแด่ครูอาจารย์และผู้มีพระคุณทุกท่าน

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฎ
สารบัญภาพ.....	ฐ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ณ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	4
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	5
1.5 วิธีการดำเนินการวิจัย	5
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	6
2.1 กลุ่มที่ศึกษาเกี่ยวข้องกับการทำน้ำร้อนจากระบบปรับอากาศโดยตรง	6
2.2 กลุ่มที่ศึกษาเกี่ยวข้องกับการทำน้ำร้อนจากระบบปั๊มความร้อน	8
2.3 ผลที่ได้จากการศึกษางานวิจัย	10
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	11
3.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	11
3.1.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ.....	11
3.1.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ.....	14
3.1.3 ระบบปั๊มความร้อน.....	16

3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	16
3.2.1 หลักการพื้นฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	17
3.2.2 ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	18
บทที่ 4 การออกแบบและขั้นตอนการทำงานของชุดทดลอง.....	26
4.1 การออกแบบระบบทำน้ำเย็น.....	26
4.2 การออกแบบระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อน โดยตรง.....	29
4.3 การออกแบบระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อน ร่วมกับระบบปั๊มความร้อน	31
4.4 ส่วนประกอบต่างๆ ภายในชุดทดลอง.....	36
4.5 ขั้นตอนและหลักการทำงานของระบบทำน้ำเย็น	38
4.6 ขั้นตอนและหลักการทำงานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น กลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง	39
4.7 ขั้นตอนและหลักการทำงานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น กลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อน	41
บทที่ 5 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	45
5.1 ลักษณะของชุดทดลองที่ใช้ในการวิจัย	45
5.2 วิธีการดำเนินการวิจัยและการตรวจวัดข้อมูล	46
5.2.1 การทดลองระบบทำน้ำเย็นเพื่อใช้ในการปรับอากาศ	46
5.2.2 การทดลองระบบการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ใน การผลิตน้ำร้อนโดยตรง	48

5.2.3. การทดลองการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อน.....	49
5.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดข้อมูล	51
5.3.1 เทอร์โมคัปเปิล.....	51
5.3.2 Resistance Temperature Detectors (RTD) ชนิด PT100.....	51
5.3.3 เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิและบันทึกข้อมูล	51
5.3.4 เครื่องวัดความเร็วลม	52
5.3.5 เครื่องบันทึกพลังงานไฟฟ้า.....	52
5.3.6 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ.....	53
5.4 การตรวจวัดข้อมูลจากโรงพยาบาล.....	53
5.4.1 ลักษณะของระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ	53
5.4.2 การตรวจวัดข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ	53
5.4.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดข้อมูลที่โรงพยาบาลต้นแบบ	56
บทที่ 6 ผลการทดลอง	58
6.1 ผลการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบทำน้ำเย็น	58
6.2 ผลการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบทำน้ำร้อนโดยตรง	59
6.3 ผลการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน.....	65
บทที่ 7 อภิปรายผลการศึกษาวิจัย	70
7.1 การอภิปรายผลการตรวจวัดข้อมูลระบบการทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง	70
7.2 การอภิปรายผลการตรวจวัดข้อมูลในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรง.....	70
7.3 การอภิปรายผลการตรวจวัดข้อมูลในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนร่วมกับปั๊มความร้อน	74

บทที่ 8 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	78
8.1 สรุปผลการทดลอง.....	78
8.2 ข้อเสนอแนะ.....	78
รายการอ้างอิง.....	79
ภาคผนวก.....	81
ภาคผนวก ก ผลการทดสอบระบบทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง	82
ภาคผนวก ข ผลการทดสอบระบบการผลิตน้ำร้อนโดยตรง.....	85
ภาคผนวก ค ผลการทดสอบระบบการผลิตน้ำร้อนโดยใช้ไม้มความร้อน.....	88
ภาคผนวก ง รายการอุปกรณ์ที่ใช้ประกอบชุดทดลอง.....	91
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	95

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 4.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สภาวะต่างๆ	28
ตารางที่ 4.2 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-134a ที่สภาวะต่างๆ	32
ตารางที่ 5.1 แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในชุดทดลอง	45
ตารางที่ 5.2 ข้อมูลที่ตรวจวัดจากชุดทดลองระบบผลิตน้ำร้อนโดยตรง	47
ตารางที่ 5.3 ข้อมูลที่ตรวจวัดจากชุดทดลองระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน	50
ตารางที่ 5.4 แสดงข้อมูลและอุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด	54
ตารางที่ 5.5 ค่าเฉลี่ยที่ได้จากการตรวจวัดและเก็บข้อมูล	55
ตารางที่ 5.6 ผลการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น	55
ตารางที่ 6.1 ข้อมูลของค่าเฉลี่ยที่ได้จากการตรวจวัด	58
ตารางที่ 6.2 ผลการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำน้ำเย็น.....	59
ตารางที่ 7.1 ผลการวิเคราะห์ข้อมูลจากการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ....	71
ตารางที่ 7.2 ผลประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบด้วยระบบ ผลิตน้ำร้อนโดยตรง.....	72
ตารางที่ 7.3 ผลประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบด้วยระบบ ปั๊มความร้อน.....	75
ตารางที่ ก.1 ผลการตรวจวัดข้อมูลเฉลี่ยของระบบทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง	83
ตารางที่ ข.1 ผลการทดลองที่ภาระการทำความเย็นสูงสุด (Full load), วันที่ 5 กันยายน 2554....	85
ตารางที่ ข.2 ผลการทดลองที่ภาระความเย็นลดลง 6.575% จากภาระการทำความเย็นสูงสุด, วันที่ 29 พฤศจิกายน – 1 ธันวาคม 2554.....	85
ตารางที่ ข.3 ผลการทดลองที่ภาระความเย็นลดลง 15.116% จากภาระการทำความเย็นสูงสุด, วันที่ 2 – 5 ธันวาคม 2554	86

ตารางที่ ค.1 ผลการทดลองที่ภาระการทำความเย็นสูงสุด (Full load), วันที่ 9 – 29 กันยายน 2554	88
ตารางที่ ค.2 ผลการทดลองที่ภาระการทำความเย็นลดลง 6.575% จากภาระการทำความเย็น สูงสุด, วันที่ 16 – 26 พฤศจิกายน 2554	89

สารบัญภาพ

หน้า

ภาพที่ 1.1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีการระบายความร้อนทิ้งออกสู่บรรยากาศ	2
ภาพที่ 1.2 ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรง.....	3
ภาพที่ 1.3 ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้โดยมีปั๊มความร้อนร่วมในการผลิตน้ำร้อน	4
ภาพที่ 3.1 แผนภาพความดันและเอนทัลปี (P-h diagram) ของวัฏจักรการทำความเย็นและ ปั๊มความร้อนแบบอัดไออุดมคติ.....	12
ภาพที่ 3.2 วัฏจักรการทำความเย็นและปั๊มความร้อนแบบอัดไออุดมคติ.....	14
ภาพที่ 3.3 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ.....	15
ภาพที่ 3.4 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวน ทางกัน	18
ภาพที่ 3.5 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	19
ภาพที่ 3.6 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ชนิดแผ่นยึดท่ออยู่กับที่.....	20
ภาพที่ 3.7 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ ชนิดท่อรวบตัว.....	21
ภาพที่ 3.8 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	22
ภาพที่ 3.9 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่มีครีบริด.....	23
ภาพที่ 3.10 ลักษณะการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้ปะเก็น ...	24
ภาพที่ 3.11 ส่วนประกอบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้ปะเก็น.....	24
ภาพที่ 3.12 ลักษณะการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น	25
ภาพที่ 3.13 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้วิธีการประกบแผ่นถ่ายเทความร้อนด้วย วิธีการบัดกรี	25

ภาพที่ 4.1	วัฏจักรการทำความเย็นของระบบทำน้ำเย็น โดยใช้สารทำความเย็น R-22.....	27
ภาพที่ 4.2	ชุดทดลองระบบทำน้ำเย็น	29
ภาพที่ 4.3	ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง	30
ภาพที่ 4.4	วัฏจักรการทำงานของระบบปั๊มความร้อนโดยใช้สารทำความเย็นชนิด R-134a	32
ภาพที่ 4.5	ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดย ใช้ปั๊มความร้อน	34
ภาพที่ 4.6	ชุดทดลองระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ กลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนทั้งโดยตรงและใช้ปั๊มความร้อน	35
ภาพที่ 4.7	ตู้ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับอุปกรณ์ไฟฟ้าในชุดทดลอง	36
ภาพที่ 4.8	สถานะตำแหน่งเปิด ปิด ของวาล์วในระบบทำน้ำเย็น	40
ภาพที่ 4.9	สถานะตำแหน่งเปิด ปิด ของวาล์วในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำ น้ำเย็นมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง	43
ภาพที่ 4.10	ตำแหน่งเปิด ปิด ของวาล์วในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น มาผลิตน้ำร้อนร่วมกับปั๊มความร้อน	44
ภาพที่ 5.1	ท่อลมที่ได้ทำการติดตั้งเพื่อควบคุมปริมาณลมเข้า ออกเครื่องเป่าลมเย็น.....	46
ภาพที่ 5.2	ลักษณะการไหลเข้าออกของลมในเครื่องเป่าลมเย็น.....	46
ภาพที่ 5.3	ตำแหน่งตรวจวัดต่างๆ ภายในชุดทดลอง	47
ภาพที่ 5.4	ลักษณะของใบปรับปริมาณลม (Damper) ที่ได้ทำการติดตั้งภายในท่อลม	49
ภาพที่ 5.5	ระบบที่ใช้ในการทดลองและตำแหน่งที่ทำการตรวจวัดข้อมูล	49
ภาพที่ 5.6	เทอร์โมคัปเปิลชนิด K และ RTD ชนิด PT100	51
ภาพที่ 5.7	เครื่องบันทึกข้อมูลและเครื่องวัดความเร็วลม	52
ภาพที่ 5.8	เครื่องบันทึกพลังงานไฟฟ้าและแคลมป์วัดกระแสไฟฟ้า	52

ภาพที่ 5.9 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ..... 53

ภาพที่ 5.10 แผนผังแสดงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นโรงพยาบาลต้นแบบและจุดตรวจวัด... 54

ภาพที่ 5.11 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล 56

ภาพที่ 5.12 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Pressure transmitter..... 57

ภาพที่ 5.13 ตำแหน่งที่ทำการตรวจวัดกำลังไฟฟ้า 57

ภาพที่ 5.14 ตำแหน่งที่ติดตั้งเครื่อง Ultrasonic flow meter 57

ภาพที่ 6.1 กำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็น..... 60

ภาพที่ 6.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น..... 60

ภาพที่ 6.3 สัดส่วนการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 61

ภาพที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า v_{hw}^* กับ ω_{CH}^* 64

ภาพที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า v_{hw}^* กับ α_{CH}^* 64

ภาพที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า v_{hw}^* กับ γ_{CH}^* 65

ภาพที่ 6.7 กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็นและระบบปั๊มความร้อน..... 65

ภาพที่ 6.8 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นและระบบปั๊มความร้อน 66

ภาพที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ $\omega_{CH,HP}^*$ 68

ภาพที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ $\alpha_{CH,HP}^*$ 68

ภาพที่ 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ ω_{HP}^* 69

ภาพที่ 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ α_{HP}^* 69

คำอธิบายสัญลักษณ์และค่าย่อ

A	พื้นที่หน้าตัดของการถ่ายเทความร้อน, m^2
$C_{p,air}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ความดันคงที่, $kJ/kg\ K$
$C_{p,w}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำที่ความดันคงที่, $kJ/kg\ K$
COP_{HP}	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน
COP_R	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น
$COP_{R,HP}$	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นเมื่อทำงานคู่กับปั๊มความร้อน
COP_{Ref}	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นก่อนการปรับปรุง
$COP_{Ref,CH}$	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ
h	เอนทาลปีจำเพาะ, kJ/kg
\dot{m}_r	อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น, kg/s
P_H	ความดันด้านความดันสูงในระบบทำความเย็น, bar (a)
P_L	ความดันด้านความดันต่ำในระบบทำความเย็น, bar (a)
\dot{Q}_H	ปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำความเย็น, kW
$\dot{Q}_{H,PHE}$	ปริมาณความร้อนปล่อยทิ้ง ที่ถ่ายเทให้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, kW
$\dot{Q}_{H,HP}$	ปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งที่ถ่ายเทจากระบบปั๊มความร้อนให้กับน้ำ, kW
$\dot{Q}_{H,Ref}$	ปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งของเครื่องทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง, kW
\dot{Q}_L	ภาระการทำความเย็นของชุดทดลอง, kW
$\dot{Q}_{L,CH}$	ภาระการทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ, kW
s	เอนโทรปีจำเพาะ, $kJ/kg\ k$
$T_{ambient}$	อุณหภูมิบรรยากาศ, $^{\circ}C$
$T_{air,out}$	อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น, $^{\circ}C$
T_{cond}	อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็น, $^{\circ}C$
T_{cwr}	อุณหภูมิของน้ำเย็นด้านเข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็น, $^{\circ}C$
T_{cws}	อุณหภูมิของน้ำเย็นด้านออกจากเครื่องทำน้ำเย็น, $^{\circ}C$
T_{hw}	อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ประเมินได้, $^{\circ}C$
$T_{hw,CH}$	อุณหภูมิน้ำร้อนที่ประเมินได้จากความร้อนปล่อยทิ้งของเครื่องทำน้ำเย็นจากโรงพยาบาลต้นแบบ, $^{\circ}C$
$T_{w,in}$	อุณหภูมิน้ำดิบของโรงพยาบาลต้นแบบ, $^{\circ}C$
ΔT	ผลต่างของอุณหภูมิ, K หรือ $^{\circ}C$

Δt_m	อุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม
\dot{W}_{CH}	กำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็น, kW
$\dot{W}_{CH,HP}$	กำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็น เมื่อทำงานคู่กับปั๊มความร้อนที่ ประเมินได้, kW
$\dot{W}_{chiller}$	กำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอรวมกับกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในพัดลม ระบายความร้อนของ เครื่องควบแน่น ในระบบทำความเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ, kW
\dot{W}_{fan}	กำลังไฟฟ้าของมอเตอร์พัดลมระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นของโรงพยาบาล ต้นแบบ, kW
\dot{W}_{HP}	กำลังไฟฟ้าของปั๊มความร้อนที่ประเมินได้, kW
\dot{W}_{in}	กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็น, kW
\dot{W}_{pump}	กำลังไฟฟ้าของปั๊มน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ, kW
\dot{W}_{Ref}	กำลังไฟฟ้าอ้างอิงของระบบทำความเย็นก่อนการปรับปรุง, kW
$\dot{W}_{Ref,CH}$	กำลังไฟฟ้าอ้างอิงของระบบทำความเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ, kW
α_{CH}^*	อัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น
$\alpha_{CH,HP}^*$	อัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น เมื่อทำงานคู่กับ ปั๊มความร้อน
α_{HP}^*	อัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน
γ_{CH}^*	อัตราส่วนความร้อนปล่อยทิ้ง
V_{air}	ความเร็วของอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น, m/s
\dot{V}_{ch}	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำเย็น, l/min
v_{hw}^*	อัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน
$v_{hw,HP}^*$	อัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน เมื่อใช้ปั๊มความร้อน
\dot{V}_{PHE}	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, l/min
$\dot{V}_{chiller}$	อัตราการไหลของน้ำเย็นเฉลี่ยรวมของโรงพยาบาลต้นแบบ, m ³ /hr
$\dot{V}_{hw(REQ)}$	อัตราความต้องการน้ำร้อนเฉลี่ยรวมของโรงพยาบาลต้นแบบ, l/min
\dot{V}_{Ref}	อัตราการไหลของน้ำร้อนเทียบเท่าในกรณีที่เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อน ด้วยอากาศออกที่เครื่องควบแน่นเท่านั้น, l/min
$\dot{V}_{Ref,CH}$	อัตราการไหลของน้ำร้อนอ้างอิงของโรงพยาบาลต้นแบบ, l/min
ρ_{air}	ค่าความหนาแน่นของอากาศ, kg/m ³
ρ_w	ค่าความหนาแน่นของน้ำ, kg/m ³

ω_{CH}^*	อัตราส่วนกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็น
$\omega_{CH,HP}^*$	อัตราส่วนกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็นเมื่อทำงานคู่กับปั๊มความร้อน
ω_{HP}^*	อัตราส่วนกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอของปั๊มความร้อน

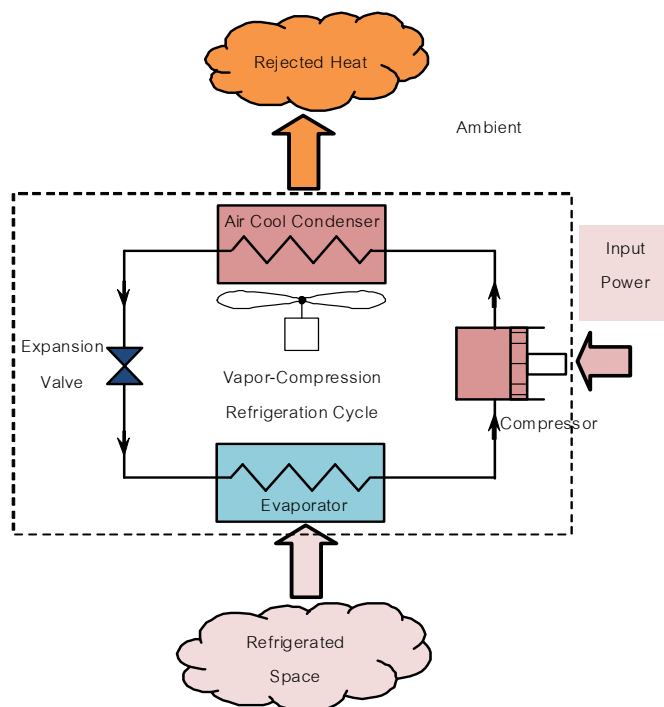
บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันปัญหาวิกฤตทางด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อม เป็นปัญหาหลักที่ได้รับ ความสนใจจากทุกฝ่าย การใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพก็เป็นหนึ่งในแนวทางที่จะช่วยลด ปัญหาดังกล่าวได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์ ใน อาคารขนาดใหญ่ เช่น อาคารสำนักงาน ห้างสรรพสินค้า โรงแรม หรือโรงพยาบาลนั้น ก็มีความ จำเป็นที่ต้องใช้พลังงานเพื่อการทำความร้อนและการทำความเย็น โรงพยาบาลก็เป็นหนึ่งในกลุ่ม ของอาคารที่มีการใช้พลังงานที่ค่อนข้างสูงและมีความต้องการใช้พลังงานเพื่อนำไปผลิตความร้อน และผลิตความเย็นไปพร้อมกัน ส่วนที่ต้องการความร้อนได้แก่ การซักกรีดและการผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ ในการรักษาผู้ป่วย สำหรับส่วนที่ต้องการความเย็นนั้นก็เหมือนๆกับอาคารโดยทั่วไปนั่นคือ ส่วน ของการปรับอากาศเพื่อความสบายและรักษาคุณภาพอากาศในอาคาร ในขณะที่เดียวกันระบบทำ น้ำเย็นเพื่อใช้ในการปรับอากาศ ก็จะมีการระบายความร้อนออกจากระบบ ดังนั้นการนำความร้อน ปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ประโยชน์ในการผลิตน้ำร้อนหรือนำความร้อนที่ปล่อยทิ้ง จำนวนดังกล่าวไปใช้ในการซักกรีด จะทำให้ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานความร้อน และ เป็นการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำน้ำเย็น ทำให้ต้นทุนด้านพลังงานของโรงพยาบาลลดลง

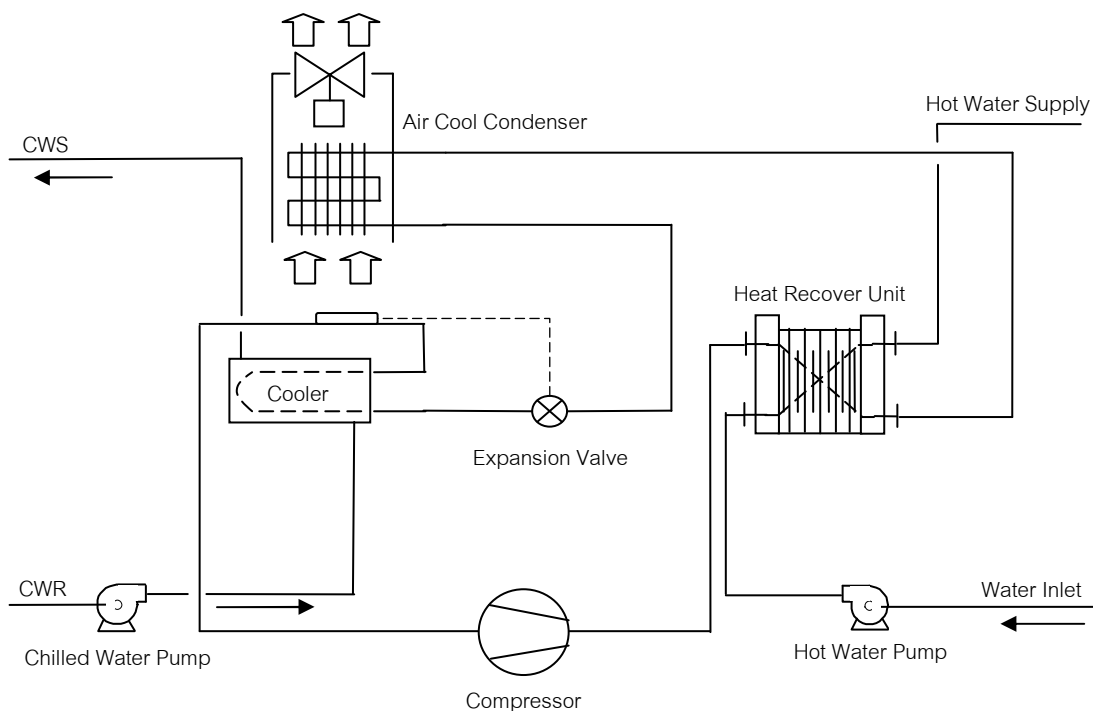
หลักการนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์นั้น เป็นหลักการที่มีการใช้กัน อย่างแพร่หลาย โดยเฉพาะอย่างยิ่งในสภาวะปัจจุบันที่มีความตื่นตัวทางด้านกรอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งเป็นผลมาจากสภาวะโลกร้อน ระบบทำความเย็นที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบัน เป็นระบบทำความเย็น แบบอัดไอ อาศัยพลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อนของเครื่องอัดไอเป็นพลังงานหลักในการทำ ความเย็น ในขณะที่เดียวกันระบบทำความเย็นก็ต้องมีการปล่อยทิ้งความร้อนบางส่วนดังภาพที่ 1.1 สำหรับระบบทำความเย็นที่ใช้ในการปรับอากาศในบ้านเรือนหรืออาคารขนาดเล็กนั้น ความร้อน ดังกล่าวถูกปล่อยทิ้งโดยตรงสู่อากาศภายนอกอาคาร แนวคิดที่จะนำความร้อนปล่อยทิ้งดังกล่าว กลับมาใช้ประโยชน์จึงเป็นสิ่งที่พบเห็นอยู่อย่างสม่ำเสมอ อย่างไรก็ตามเนื่องจากความต้องการใช้ พลังงานความร้อนของอาคารประเภทบ้านเรือนที่อยู่อาศัยมีค่อนข้างต่ำและไม่ต่อเนื่อง ดังนั้นการ นำเอาความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบปรับอากาศไปใช้กับอาคารประเภทดังกล่าวจึงไม่ค่อยเกิด ประโยชน์เท่าที่ควร รวมทั้งระบบปรับอากาศในบ้านเรือนหรืออาคารขนาดเล็กมักจะเป็นระบบ ย่อยๆ ที่แยกติดตั้งกระจายอยู่ตามจุดต่างๆ ของอาคาร ดังนั้นการนำเอาความร้อนปล่อยทิ้งจากจุด ย่อยๆ มาใช้ จึงเป็นไปได้ยากในทางปฏิบัติ



ภาพที่ 1.1 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีการระบายความร้อนทิ้งออกสู่บรรยากาศ

ในทางตรงกันข้ามอาคารขนาดใหญ่ เช่นอาคารสำนักงาน, ห้างสรรพสินค้า หรืออาคารประเภทโรงพยาบาล จะมีลักษณะการใช้งานที่ต่างกัน มีทั้งความต้องการพลังงานความร้อนและความเย็นแบบต่อเนื่อง รวมทั้งระบบปรับอากาศยังเป็นระบบรวมศูนย์ ซึ่งสามารถรวบรวมความร้อนปล่อยทิ้งให้อยู่ที่จุดเดียว โดยทั่วไปแล้วพลังงานความร้อนที่ต้องใช้ในโรงพยาบาลนั้นจะใช้ในการผลิตน้ำร้อนเป็นส่วนมาก หากความร้อนที่ได้จากระบบปรับอากาศมีปริมาณเพียงพอสำหรับการผลิตน้ำร้อนเพื่อให้ได้คุณภาพตามต้องการ ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้จะมีลักษณะดังภาพที่ 1.2 ซึ่งเป็นระบบการผลิตน้ำร้อนโดยตรงจากระบบปรับอากาศ

จากภาพที่ 1.2 จะเห็นได้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat recovery unit) จะทำหน้าที่เปรียบเสมือนเป็นเครื่องควบแน่นเครื่องหนึ่งของระบบทำความเย็น ทั้งนี้ตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำ ซึ่งน้ำที่ไหลเข้าจะแปรสภาพกลายเป็นน้ำร้อนเมื่อผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไปแล้ว และเนื่องจากความต้องการที่จะใช้น้ำร้อนกับการปรับอากาศอาจจะไม่ได้อยู่ในช่วงเวลาเดียวกัน หากความต้องการใช้น้ำร้อนต่ำ จะส่งผลให้เครื่องทำความเย็นจะไม่สามารถระบายความร้อนได้เพียงพอ ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องคงเครื่องควบแน่นเดิมของระบบทำความเย็นไว้แล้วทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเติมเข้าไป

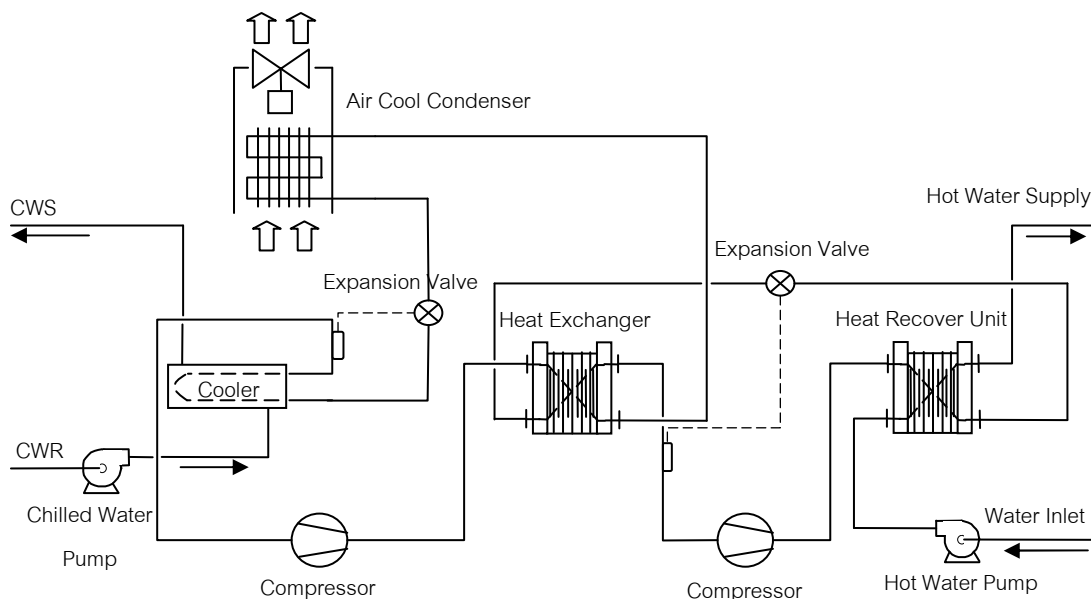


ภาพที่ 1.2 ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ในกรณีที่ปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นมีปริมาณต่ำหรือมีปริมาณไม่เพียงพอเพื่อใช้สำหรับผลิตน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นนั้น การผลิตน้ำร้อนอาจจะต้องมีระบบปั๊มความร้อน (Heat pump) เพื่อช่วยในการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำร้อนให้ได้ตามต้องการ ทั้งนี้ตัวปั๊มความร้อนเองก็ต้องอาศัยพลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อนด้วยเช่นกัน ลักษณะของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ โดยมีระบบปั๊มความร้อนร่วมในการผลิตน้ำร้อนจะมีลักษณะดังภาพที่ 1.3 ซึ่งในการเลือกระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้นั้นก็ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของการทำงานและความต้องการน้ำร้อนในโรงพยาบาลแต่ละแห่ง ดังนั้นส่วนหนึ่งของงานวิจัยนี้จึงรวมถึงการออกแบบและทดสอบเพื่อหาความเป็นไปได้ที่จะนำเอาความร้อนปล่อยทิ้งดังกล่าวใช้ประโยชน์อย่างสูงสุดต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อศึกษากระบวนการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน โดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ กลับมาใช้ โดยวิธีการสร้างชุดทดลอง
2. ศึกษาผลกระทบของระบบทำความเย็นที่มีต่อการทำน้ำร้อนจากชุดทดลอง
3. นำผลจากการทดลองไปขยายผลใช้กับข้อมูลจริงที่ตรวจวัดจากระบบการทำงานจริง



ภาพที่ 1.3 ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้โดยมีปั๊มความร้อนร่วมในการผลิตน้ำร้อน

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษาถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของกระบวนการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศ กลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อน เพื่อใช้ในกระบวนการเพิ่มคุณภาพการดูแลสุขภาพในโรงพยาบาลที่เข้าร่วมโครงการวิจัย
2. ออกแบบและสร้างชุดทดลองที่มีขนาดการทำความเย็น 8.45 kW ซึ่งในชุดทดลองจะแบ่งการทดลองในการผลิตน้ำร้อนออกเป็น 2 กรณี ดังนี้
 - 2.1. ผลิตน้ำร้อนโดยตรง โดยใช้ความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น น้ำร้อนที่ได้จะมีอุณหภูมิอยู่ในช่วงประมาณ 40°C ซึ่งใช้ในการทำความสะอาดร่างกายผู้ป่วยหรือทารกแรกคลอด
 - 2.2. ผลิตน้ำร้อนโดยใช้ความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นร่วมกับระบบปั๊มความร้อน น้ำร้อนที่ได้จะมีอุณหภูมิอยู่ในช่วงประมาณ 65°C ซึ่งใช้ในงานซักล้างบางส่วน งานกายภาพบำบัดและงานบริการอื่นๆ
3. เก็บรวบรวมข้อมูลในแต่ละกรณี เพื่อนำข้อมูลดังกล่าวมาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง
4. สรุปผลการทดลองถึงประสิทธิภาพการใช้พลังงานทั้งในระบบทำความเย็นและในระบบผลิตน้ำร้อนจากชุดทดลอง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทำให้ทราบถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนในโรงพยาบาล และเป็นข้อมูลเบื้องต้นในการออกแบบและปรับปรุงระบบ
2. ได้ชุดทดลองของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น
3. รับทราบถึงแนวทางในการประยุกต์ และปรับปรุงระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศมาผลิตน้ำร้อน เพื่อการประหยัดพลังงานในกระบวนการผลิตน้ำร้อน

1.5 วิธีการดำเนินการวิจัย

1. ศึกษาและรวบรวมข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบการทำความเย็นและการผลิตน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อน
2. ออกแบบและสำรวจราคาของอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างชุดทดลอง
3. สร้างชุดทดลองของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบปรับอากาศ พร้อมติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดและเก็บข้อมูล
4. ทำการทดลองและเก็บรวบรวมข้อมูล โดยการเปลี่ยนแปลงและควบคุมค่าตัวแปรต่างๆ เกี่ยวกับสภาวะการทำงานจากชุดทดลอง และเก็บข้อมูลจริงจากโรงพยาบาลที่เข้าร่วมโครงการวิจัย
5. นำข้อมูลที่ได้มาเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผล
6. สรุปผลการทดลองและจัดทำรายงานฉบับสมบูรณ์

บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในการศึกษางานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์ถึงวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงาน โดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศมาผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ในอาคารขนาดใหญ่ จากการศึกษาวิจัยพบว่างานวิจัยที่เกี่ยวข้องสามารถแยกออกเป็น 2 กลุ่มได้ดังต่อไปนี้

2.1 กลุ่มที่ศึกษาเกี่ยวข้องกับการทำน้ำร้อนจากระบบปรับอากาศโดยตรง

ฐิติพร ถมยาพิทักษ์ ได้ทำการศึกษาการทำน้ำร้อนจากความร้อนปล่อยทิ้งของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วนขนาด 5.28 kW (1.5 TR) โดยทำการเปลี่ยนจากเครื่องควบแน่นแบบที่ระบายความร้อนด้วยอากาศมาเป็นเครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยน้ำ เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ และความคุ้มค่าในการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากเครื่องปรับอากาศมาใช้แทนเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้า พบว่าระบบทำน้ำร้อนจากความร้อนปล่อยทิ้งของเครื่องปรับอากาศที่อัตราการไหลของน้ำเข้าเครื่องควบแน่น 15 ลิตรต่ออนาที จะทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมีค่าสูงสุดเท่ากับ 4.75 และสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 36°C (อุณหภูมิน้ำเข้าประมาณ 31°C) ซึ่งอุณหภูมิสูงสุดของน้ำเข้าเครื่องควบแน่นที่ไม่ทำให้อุปกรณ์ในเครื่องปรับอากาศเสียหายมีค่า 39.1°C (อุณหภูมิน้ำร้อนที่ได้ประมาณ 43°C)

ภาวิณี ศักดิ์สุนทรศิริ และคณะ ได้ทำการศึกษาและออกแบบระบบการนำปริมาณความร้อนที่ระบายทิ้งที่เครื่องควบแน่นของระบบปรับอากาศขนาดเล็กที่ใช้ในบ้านพักอาศัยขนาด 2.64 kW (0.75 TR) มาใช้ทดแทนพลังงานไฟฟ้าในการทำน้ำอุ่นในการอาบน้ำ ซึ่งเป็นการใช้งานปกติในครัวเรือนที่ต้องการการปรับอากาศในห้องนอนในตอนกลางคืนและใช้น้ำอุ่นในการอาบน้ำในตอนเช้าและตอนค่ำ ซึ่งได้ทำการเดินท่อสารทำความเย็นเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในถังกักเก็บน้ำอุ่น ผลจากการทดลองพบว่า อุณหภูมิของน้ำที่ได้มีค่าสูงขึ้น จากอุณหภูมิน้ำป้อนประมาณ 8°C แต่การติดตั้งระบบทำน้ำอุ่นจากความร้อนที่ระบายออกจากเครื่องควบแน่นนี้ จะทำให้เครื่องอัดไอของระบบปรับอากาศต้องการกำลังไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย โดยการลงทุนติดตั้งระบบทำน้ำอุ่นดังกล่าวพบว่ามีค่าความคุ้มค่าในการลงทุนโดยมีระยะเวลาในการคืนทุน 1 ปี 8 เดือน

Luigi ได้ทำการเก็บข้อมูลการใช้พลังงานจากอาคารสำนักงานในประเทศอิตาลี โดยอาคารสำนักงานดังกล่าวต้องการทั้งการทำความร้อนและความเย็นในการควบคุมสภาพ

อากาศภายในอาคาร ซึ่งประกอบด้วยระบบทำน้ำเย็นเพื่อใช้ในระบบปรับอากาศชนิดรวมศูนย์ 4 ชุด ชุดละ 510 kW ใช้สารทำความเย็น R-22 และหม้อต้มไอน้ำขนาด 460 kW โดย Luigi ได้ทำการดัดแปลงแก้ไขระบบทำน้ำเย็น 2 ชุดจากใน 4 ชุดนี้ ซึ่งได้ติดตั้งระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากเครื่องควบแน่นกลับมาผลิตน้ำร้อนเพื่อใช้ในการปรับอากาศภายในตัวอาคาร โดยใช้เวลาในการเก็บข้อมูลเป็นเวลา 1 ปี ผลการวิเคราะห์ข้อมูลเมื่อเปรียบเทียบกับระบบการทำน้ำเย็นแบบเดิมที่ไม่ได้ติดตั้งระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ผลิตน้ำร้อน พบว่าสามารถลดต้นทุนของเชื้อเพลิงในการผลิตน้ำร้อนได้ 100% ในเดือนที่มีอากาศร้อน และ 70% ในเดือนอื่นๆ และที่สภาวะการทำงานที่อุณหภูมิน้ำเย็นที่ผลิตได้ 7°C อุณหภูมิบรรยากาศ 35°C จะสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิ 40°C (พัดลมระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นไม่ทำงาน) และเมื่ออุณหภูมิของน้ำเย็นที่ผลิตได้ลดลงอยู่ที่ 5.6°C จะทำให้ผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิ 46°C

Huimin และคณะ เล็งเห็นถึงความสำคัญในความต้องการใช้น้ำร้อนหรือความร้อนในรูปแบบต่างๆ พร้อมกับการปรับอากาศภายในอาคารที่พักอาศัยที่มีระบบปรับอากาศแบบศูนย์รวมนั้น สามารถที่จะดึงเอาความร้อนที่ระบายออกที่เครื่องควบแน่นกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนได้ ช่วยให้การสูญเสียและอนุรักษ์พลังงานอีกทาง ส่งผลให้การใช้พลังงานในการผลิตน้ำร้อนลดลง ดังนั้น Huimin และคณะได้ทำการวิเคราะห์ระบบทำน้ำร้อนจากระบบปรับอากาศที่ได้สร้างขึ้นมา ซึ่งเป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอมีอัตราการทำความเย็น 4.5 kW ใช้ R-22 เป็นสารทำความเย็น และใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและถัง ซึ่งมีขนาดของสารทำความเย็นแช่อยู่ในถังน้ำและน้ำไหลอยู่ภายในถัง ซึ่งชุดแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะติดตั้งอยู่ระหว่างเครื่องอัดไอและเครื่องควบแน่น จากนั้นก็ทำการเก็บข้อมูลการทดลอง โดยการทดลองจะทำในห้องทดลองที่ควบคุมสภาวะอากาศทั้งภายในและภายนอก ซึ่งภายในห้องจะควบคุมอุณหภูมิห้องอยู่ที่ 25°C กระเปาะแห้ง และอุณหภูมิภายนอกจะควบคุมอยู่ที่ 28, 32, และ 35°C ตามลำดับ

ผลจากการทดลองที่ได้นั้น ทำให้เห็นว่าเมื่ออุณหภูมิอากาศภายนอกคงที่ ค่าอัตราการไหลของน้ำร้อน, ค่าอัตราการทำความเย็นและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนลดลง แต่ในทางตรงกันข้ามเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนลดลง พลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอก็จะลดลงเช่นกัน และในอีกกรณีหนึ่งเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนคงที่ ค่าอัตราการไหลของน้ำร้อนและค่าพลังงานไฟฟ้าจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิอากาศภายนอก ส่วนค่าอัตราการทำความเย็นและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิอากาศภายนอกลดลงเช่นกัน เมื่อทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานกับระบบเดิมที่ไม่ได้ติดตั้งระบบทำน้ำร้อนจากระบบปรับอากาศนั้น จะพบว่าระบบที่มีการทำน้ำร้อนจากระบบปรับอากาศจะมีค่าสัมประสิทธิ์

สมรรถนะมากกว่าระบบเดิม 10% และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะรวมทั้งระบบทำน้ำร้อนและน้ำเย็นเพิ่มขึ้นเป็น 38.6% จากระบบเดิม

Yi Xiaowen ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศที่ระบายความร้อนด้วยน้ำโดยเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบก้นหอยเพื่ออุ่นน้ำร้อน ซึ่งระบบปรับอากาศเป็นชนิดแยกส่วน มีอัตราการทำความเย็นเท่ากับ 3.36 kW, อัตราการใช้ไฟฟ้า 0.88 kW และใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงาน โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบก้นหอยต่อเพิ่มในระบบอยู่ระหว่างปั๊มน้ำและหอระบายความร้อนที่ได้ทำการจำลองขึ้นในห้องทดลองที่ควบคุมสภาพอากาศทั้งภายในและภายนอก ซึ่งในการศึกษางานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาคอบคลุมถึงประสิทธิภาพการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ (ทั้งการปรับอากาศและการอุ่นน้ำร้อน) และการออกแบบที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบก้นหอยเมื่ออัตราการไหลของน้ำจากภายนอกเปลี่ยนแปลงไป จากการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากผลการทดลองพบว่า ค่าอัตราการทำความเย็น, การนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ และอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้านั้นแสดงให้เห็นว่า ระบบปรับอากาศที่ระบายความร้อนด้วยน้ำรวมถึงการนำความร้อนปล่อยทิ้งไปใช้นั้น จะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น 12.3% เป็นอย่างน้อย และยังสามารถเพิ่มขึ้นถึง 20.6% เมื่อค่าอัตราการไหลของน้ำจากภายนอกเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดเท่ากับ 4.92 ที่อัตราการไหลของน้ำจากภายนอกเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 7.7 ลิตรต่ออนาที

Gong ได้นำเสนอเทคนิคการใช้เครื่องควบแน่นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำเพิ่มเข้ามาในระบบการทำความเย็นและการทำความร้อนที่ระบายความร้อนด้วยอากาศในชุดเดียวกัน ซึ่งระบบเดิมจะใช้เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศเพียงตัวเดียวประกอบด้วยเครื่องอัดไอขนาด 2.6 kW ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงาน และกำหนดอัตราการไหลของน้ำ 10 ลิตรต่ออนาที โดยการทำทำความเย็นหรือการทำความร้อนนั้นขึ้นอยู่กับผู้ใช้ ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าเทคนิคดังกล่าวสามารถปรับปรุงประสิทธิภาพของการทำความเย็น การทำความร้อน และรวมถึงการผลิตน้ำร้อนจากความร้อนปล่อยทิ้ง โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดจะมีค่า เท่ากับ 6.0 ในตอนเริ่มต้นทำน้ำร้อน

2.2 กลุ่มที่ศึกษาเกี่ยวข้องกับการทำน้ำร้อนจากระบบปั๊มความร้อน

สาธิต ได้ศึกษาระบบการผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนร่วมกับการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบปรับอากาศกลับมาใช้ โดยการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ ซึ่งได้นำเสนอสำหรับอาคารเชิงพาณิชย์ในเขตภูมิอากาศร้อนชื้นของประเทศไทย ซึ่งได้ทำการเลือกโรงแรม

ขนาด 115 ห้องซึ่งประกอบด้วย ระบบทำน้ำเย็นขนาด 257 kW ใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงาน และมีระบบปั๊มความร้อนขนาด 25.36 kW ใช้สารทำความเย็น R-134a เช่นกัน พบว่าระบบสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิเฉลี่ยทั้งปีเท่ากับ 44.66°C เป็นอุณหภูมิที่ไม่สูงมากนักแต่เพียงพอสำหรับการอุปโภค ทั้งนี้อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้จะขึ้นกับภาระการทำทำความเย็นของระบบทำน้ำเย็นและปริมาณการใช้ความร้อน การใช้พลังงานจำเพาะของระบบผลิตน้ำร้อนมีค่าอยู่ในช่วง $13.05 - 30.04 \text{ MJ}/(\text{m}^3 \text{ hot water})$ ในขณะที่การผลิตน้ำร้อนด้วยหม้อต้มน้ำมีการใช้พลังงานจำเพาะอยู่ในช่วง $55.07 - 102.35 \text{ MJ}/(\text{m}^3 \text{ hot water})$ ซึ่งสูงกว่าการผลิตน้ำร้อนด้วยระบบผสมผสาน 71.90% และระบบผลิตน้ำร้อนด้วยระบบผสมผสานสามารถลดการใช้พลังงานได้ 354,081 MJ/ปี คิดเป็นเงิน 238,970 บาท/ปี ระยะเวลาคืนทุนได้ภายใน 1.44 ปี

Shao และคณะ ศึกษาแบบจำลองของระบบปั๊มความร้อนอินเวอร์เตอร์ที่สามารถผลิตน้ำร้อนจากความร้อนปล่อยทิ้งที่เครื่องควบแน่น ซึ่งในระบบจะประกอบด้วยอุปกรณ์ทำน้ำร้อนหลักที่ต่ออยู่ระหว่างเครื่องอัดไอและวาล์วสี่ทาง และอุปกรณ์ทำน้ำร้อนเบื้องต้นต่ออยู่ระหว่างเครื่องควบแน่น และอุปกรณ์ลดความดัน ซึ่งอุปกรณ์ทำความร้อนทั้งสอง จะใช้ความร้อนสัมผัสจากไอและของเหลวของสารทำความเย็นในการเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำ โดยจะได้น้ำร้อนที่ 45°C ซึ่งเพียงพอต่อการอุปโภค และเมื่อทำการเปรียบเทียบกับระบบเดิมที่ไม่มีการผลิตน้ำร้อน ซึ่งจะมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานไม่เกิน 1.0 ที่ภาระการทำความร้อนเท่ากับ $2.833 \times 10^{10} \text{ J}$ ซึ่งใช้พลังงานในการทำน้ำร้อนเท่ากับ $2.833 \times 10^{10} \text{ J}$ แต่ในระบบปั๊มความร้อนที่สามารถผลิตน้ำร้อนได้ (เมื่อพิจารณาการใช้พลังงานที่สภาวะการผลิตน้ำร้อนอย่างเดียว) จะใช้พลังงานเพียงแค่ $2.173 \times 10^9 \text{ J}$ ที่ภาระการทำความร้อนเท่ากับ $8.69 \times 10^9 \text{ J}$ และเมื่อพิจารณาที่สภาวะการปรับอากาศที่มีภาระการทำทำความเย็นเท่ากับ $1.293 \times 10^{11} \text{ J}$ ระบบปั๊มความร้อนแบบเดิมจะใช้พลังงานไฟฟ้าในการปรับอากาศเท่ากับ $4.31 \times 10^{10} \text{ J}$ ส่วนระบบปั๊มความร้อนที่มีการผลิตน้ำร้อนร่วม จะใช้พลังงานเท่ากับ $4.707 \times 10^{10} \text{ J}$ ทั้งในการปรับอากาศที่ภาระการทำทำความเย็นเท่ากันและการทำน้ำร้อนที่ภาระจากการทำน้ำร้อนเท่ากับ $1.964 \times 10^{10} \text{ J}$ พร้อมกัน ดังนั้นที่ภาระการปรับอากาศและการผลิตน้ำร้อนที่เท่ากัน การบริโภคพลังงานไฟฟ้าของระบบเดิมจะใช้พลังงานไฟฟ้าถึง $7.143 \times 10^{10} \text{ J}$ แต่ในระบบปั๊มความร้อนที่มีการผลิตน้ำร้อนจะใช้พลังงานไฟฟ้าเพียง $4.924 \times 10^{10} \text{ J}$ เท่านั้น ทำให้ลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้ถึง 31.1%

อาทิตย์ ไชยอรันนท์ ได้สร้างและประเมินสมรรถนะของเครื่องต้นแบบสำหรับทำน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน สามารถใช้ในบ้านพักอาศัยขนาด 3-4 คน ถึงเก็บน้ำร้อนที่ใช้มีขนาด 100 ลิตร ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็น เครื่องอัดไอมีขนาด 1.39 kW ขนาดการทำทำความเย็นเท่ากับ 3.51 kW และเครื่องควบแน่นมีขนาด 4.46 kW จากผลการทดลองหา

ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อน น้ำร้อนที่ผลิตได้อุณหภูมิเฉลี่ย 50.5°C พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ย 3.89 kWh สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยของปั๊มความร้อน 3.25 อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานเฉลี่ยใน 1 วันเท่ากับ 2.02 เครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้ามากกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าประมาณ 2 เท่า แต่ราคาของเครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสูงกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าอยู่มาก จากการประเมินค่าใช้จ่ายพบว่า ต้นทุนรวมของน้ำร้อนต่อหน่วยความร้อนที่ผลิตได้ 4.46 บาท/kWh

ปราโมทย์ สายประดิษฐ์ ศึกษาระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนแบบอัดไอ โดยใช้สารทำความเย็น R-134a ใช้เครื่องอัดไอขนาด 342 W สามารถถ่ายเทความร้อนได้สูงสุดประมาณ 1.2 kW และทำให้น้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้นในเวลาประมาณ 1 นาที จากจำลองสถานการณ์ของระบบ เพื่อต้องการความร้อนที่ได้สูงสุด 3.5 kW เทียบกับเครื่องทำน้ำร้อนไฟฟ้า พบว่าต้องใช้เครื่องอัดขนาด 1.1 kW และเครื่องระเหยขนาด 2.6 kW โดยที่ระบบจะให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดประมาณ 4.0-4.2 และสามารถทำน้ำร้อนได้อุณหภูมิสูงสุด 41.7°C ที่อัตราการไหลของน้ำ 3 ลิตรต่อนาที และน้ำเข้าระบบที่อุณหภูมิ 25°C

2.3 ผลที่ได้จากการศึกษางานวิจัย

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า การนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบปรับอากาศกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรงหรือร่วมกับระบบปั๊มความร้อนนั้น จะช่วยให้ประสิทธิภาพการทำงานโดยรวมของระบบทำความเย็นดีขึ้น อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงเมื่อเทียบกับระบบที่ไม่มีการผลิตน้ำร้อนและเป็นการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่า นอกจากนี้จะได้ประโยชน์จากการปรับอากาศแล้วยังได้น้ำร้อนจากระบบที่ผลิตได้ ลดค่าใช้จ่ายในขบวนการผลิตน้ำร้อนลงได้ แต่อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้อาจจะไม่สูงมากนัก โดยจากงานวิจัยที่ศึกษามานั้นจะได้น้ำร้อนที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง $40-45^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเพียงพอสำหรับการอุปโภคในครัวเรือน แต่ถ้าต้องการน้ำร้อนที่อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นนั้น จะทำได้โดยใช้ระบบปั๊มความร้อนเข้ามาช่วยในการผลิตน้ำร้อนให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น แต่ทั้งนี้ทั้งนั้นการที่จะผลิตน้ำร้อนให้ได้อุณหภูมิสูงขึ้นนั้น ระบบปั๊มความร้อนหรือระบบปรับอากาศจะต้องทำงานที่อุณหภูมิเครื่องกลั่นตัวสูงขึ้นไป ซึ่งจะส่งผลกระทบต่อระบบทำความเย็นหลักได้

บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ในการศึกษางานวิจัยนี้มีทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบปรับอากาศกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนดังนี้คือ ความรู้เกี่ยวกับการทำงานของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ, วัฏจักรบีบความร้อนและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ

การปรับอากาศเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับมนุษย์มากขึ้นเรื่อยๆ ดังจะเห็นได้ว่า ในปัจจุบันอาคารสำนักงาน โรงแรม โรงพยาบาล บ้านพักอาศัย จะมีเครื่องปรับอากาศใช้กันแทบทั้งสิ้น ซึ่งจะทำให้ความสบายกับร่างกายและจิตใจ ส่งผลให้คนทำงานได้ดียิ่งขึ้น สำหรับในระบบปรับอากาศโดยทั่วไปจะประกอบด้วยอุปกรณ์หลักในการทำงานดังนี้

เครื่องอัดไอ (Compressor) ทำหน้าที่อัดสารทำความเย็นขณะที่มีสถานะเป็นไอที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ ให้เป็นสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอที่ความดันและอุณหภูมิสูง

เครื่องควบแน่น (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น โดยสารทำความเย็นจะควบแน่นเป็นของเหลวที่ความดันสูง และออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัว

วาล์วลดความดัน (Expansion Device) มีหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นจากสถานะของเหลวอิ่มตัวความดันสูง ให้มีความดันและอุณหภูมิต่ำ กระบวนการที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์ลดความดันเป็นกระบวนการที่มีค่าเอนทัลปีคงที่

เครื่องระเหย (Evaporator) ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อน โดยนำความร้อนที่ได้จากสิ่งแวดล้อมมาถ่ายเทให้แก่สารทำความเย็น สารทำความเย็นจะได้รับความร้อนและเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอที่สภาวะความดันต่ำ

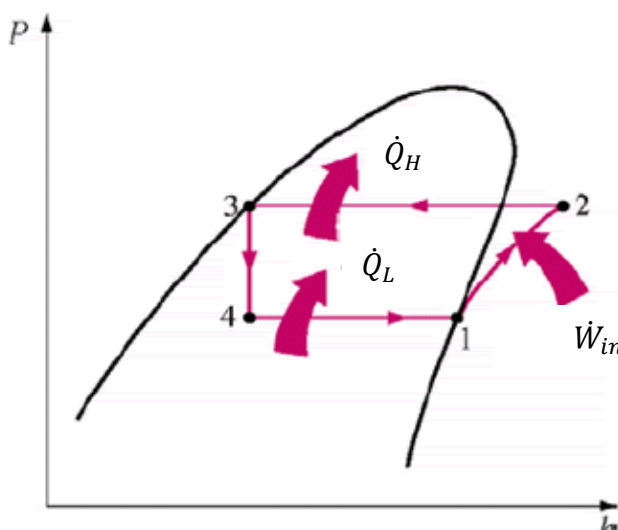
3.1.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ

วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคตินี้ใช้เป็นต้นแบบสำหรับเครื่องทำความเย็น, เครื่องปรับอากาศและบีบความร้อนอย่างกว้างขวาง ประกอบด้วยกระบวนการต่างๆ ตามภาพที่ 3.1 ซึ่งมีสมมุติฐานและกระบวนการต่างๆ ดังนี้

สำหรับสมมุติฐานที่ใช้ในระบบปรับอากาศนี้มีดังต่อไปนี้

1. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์
2. ไม่คิดความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ทดสอบ
3. สภาพของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอเป็นไออิ่มตัวหรือไอร้อนยิ่งยวดเล็กน้อยและออกจากเครื่องอัดไอเป็นไอร้อนยิ่งยวด
4. สภาพของเหลวที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีสภาพเป็นของเหลวอิ่มตัว

ดังนั้นเมื่อเขียนอยู่ในภาพของแผนภาพความดันและเอนทัลปี (P-h diagram) ได้ดังนี้



ภาพที่ 3.1 แผนภาพความดันและเอนทัลปี (P-h diagram) ของวัฏจักรการทำความเย็นและปั๊มความร้อนแบบอัดไออุดมคติ (Thermodynamics an engineering approach [11:621])

จากแผนภาพเป็นวัฏจักรเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอในอุดมคติ ซึ่งในแต่ละกระบวนการจะมีการทำงานดังนี้

กระบวนการที่ 1-2 คือ กระบวนการอัดตัวแบบไอเซ็นโทรปิก (s คงที่)

กระบวนการที่ 2-3 คือ กระบวนการคายความร้อนที่เครื่องควบแน่นแบบความดันคงที่

กระบวนการที่ 3-4 คือ กระบวนการลดความดันภายในอุปกรณ์ลดความดัน (h คงที่)

กระบวนการที่ 4-1 คือ กระบวนการดูดซับความร้อนในเครื่องระเหยที่ความดันคงที่

ขบวนการที่ 1-2 สารทำความเย็นที่มีสภาพเป็นไออิ่มตัวที่ความดันต่ำผ่านเข้าสู่เครื่องอัดไอ (Compressor) และจะถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นด้วยกระบวนการอัดตัวแบบไอเซ็นโทรปิก (Isentropic process, $s = \text{constant}$)

$$W_{in} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

ขบวนการที่ 2-3 สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่ออกจากเครื่องอัดไอจะคายความร้อนภายใต้ขบวนการความดันคงที่ภายในเครื่องควบแน่น (Condenser) และกลั่นตัวออกมาเป็นของเหลวอิ่มตัว

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

ขบวนการที่ 3-4 สารทำความเย็นไหลผ่านวาล์วลดความดัน (Throttling valve) และไม่มีการถ่ายเทความร้อน ($h = \text{constant}$) จะมีเพียงความดันที่ถูกทำให้มีค่าลดลง

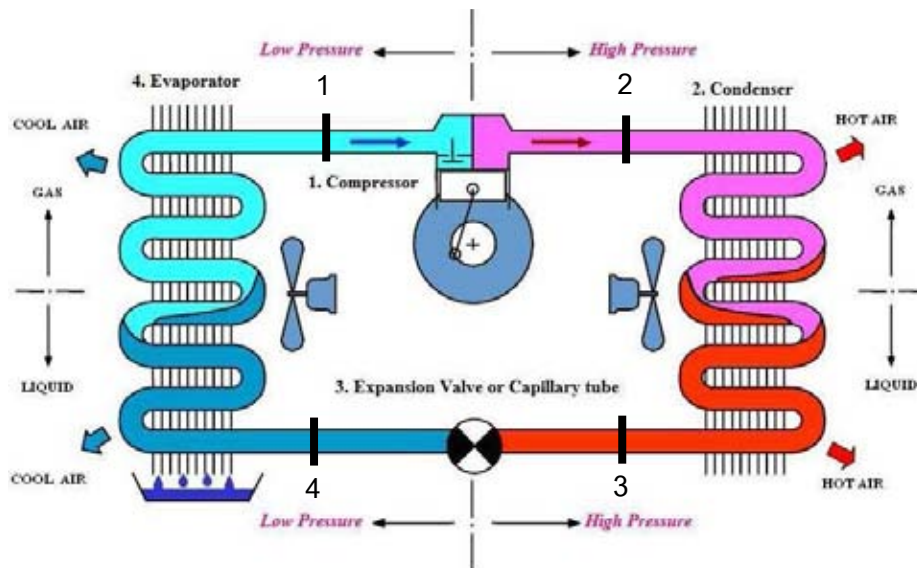
$$h_3 = h_4 \quad (3.3)$$

ขบวนการที่ 4-1 สารทำความเย็นที่ออกจากขบวนการลดความดัน ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) โดยสารทำความเย็นจะรับความร้อนจากภายในห้องปรับอากาศ โดยที่ความดันคงที่ (Isobaric process) และไหลออกมามีสถานะเป็นไออิ่มตัวและกลับเข้าสู่เครื่องอัดไออีกครั้งหนึ่ง

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

หลักการทํางาน

ภาพที่ 3.2 แสดงหลักการทํางานของส่วนต่างๆในระบบทำความเย็น จะเริ่มขึ้นเมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) สารทำความเย็นจะรับเอาความร้อนจากอากาศผ่านที่ไหลผ่านผิววนอกของเครื่องระเหย เมื่อสารทำความเย็นไหลรับเอาความร้อนอย่างเพียงพอ สารทำความเย็นจะกลายเป็นไอ (สภาวะที่ 1) จากนั้นสารทำความเย็นจะถูกดูดกลับเข้าสู่เครื่องอัดไอ เพื่ออัดตัวให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น (สภาวะที่ 2) ในสภาวะนี้ไอของสารทำความเย็นจะไหลผ่านเข้าสู่เครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งจะดึงเอาความร้อนออกจากสารทำความเย็น แล้วเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นกลับมาเป็นของเหลว (สภาวะที่ 3) ภายใต้สภาวะดังกล่าวของเหลวเมื่อผ่านวาล์วลดความดัน ความดันจะลดลงทันที เมื่อความดันลดลงจะส่งผลให้อุณหภูมิของของเหลวลดต่ำลง จึงสามารถดูดซับความร้อนในพื้นที่ที่ต้องการการทำความเย็นได้มากขึ้น (สภาวะที่ 4) สารทำความเย็นที่ความดันต่ำและมีอุณหภูมิต่ำ จะไหลต่อไปเข้าสู่เครื่องระเหย ซึ่งความดันในเครื่องระเหยนั้น ต่ำพอที่จะทำให้สารทำความเย็นเดือดแล้วระเหยเป็นไอ ขณะที่ไหลผ่านก็จะเกิดการดูดกลืนความร้อน จากอากาศที่ไหลผ่านบนผิวภายนอกของเครื่องระเหย ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศที่ไหลผ่านกับสารทำความเย็น ทำให้สารทำความเย็นได้รับความร้อนจนกลายเป็นไอแล้วถูกดูดกลับเข้าสู่เครื่องอัดไอ ซึ่งจะเป็นการเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง



ภาพที่ 3.2 วงจรการทำความเย็นและปั๊มความร้อนแบบอัดไออุดมคติ

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (Coefficient of Performance, COP)

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ คือ อัตราส่วนของความสามารถในการทำความเย็นที่เครื่องสามารถทำได้ต่อพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอ (ได้จากการวิเคราะห์สารทำความเย็น)

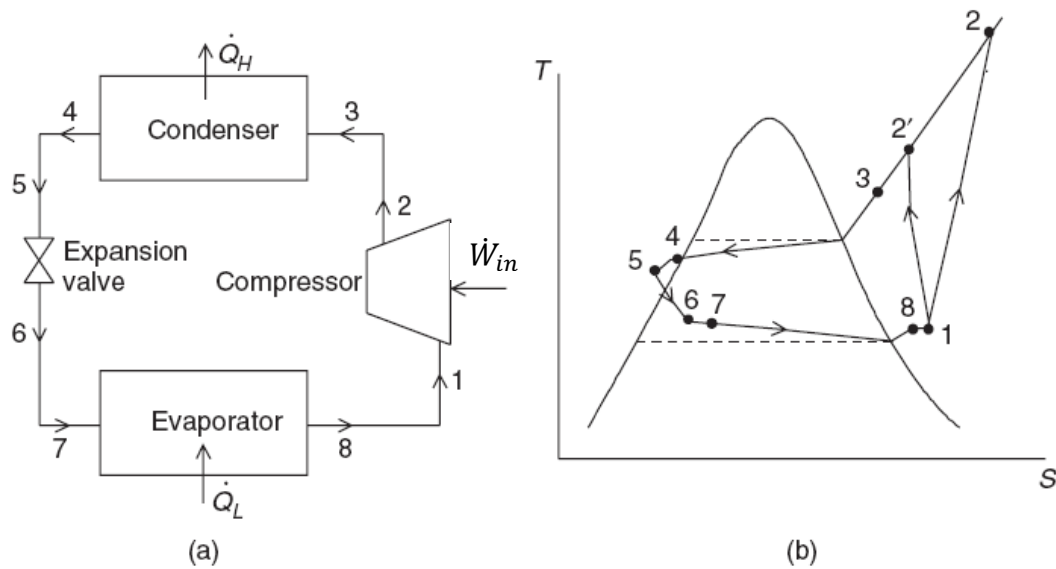
$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{W_{in}} = \frac{\dot{m}_r(h_1 - h_4)}{\dot{m}_r(h_2 - h_1)}$$

$$COP_R = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \tag{3.5}$$

3.1.2 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ

วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ นั้น จะแตกต่างจากระบบทำความเย็นอัดไออุดมคติ คือ ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติจะเกิดสภาวะย้อนกลับไม่ได้ (Irreversibilities) ในอุปกรณ์ต่างๆ โดยสาเหตุหลักเกิดมาจากความต้านทานการไหลของของไหลส่งผลให้ความดันลดลง (Pressure drop) และการถ่ายเทความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม หรือสิ่งแวดล้อมถ่ายเทความร้อนเข้ามาในวัฏจักร ภาพที่ 3.3 แสดงแผนภาพของวงจรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ

ในวัฏจักรทางอุดมคตินั้น สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย และไหลเข้าเครื่องอัดไอนั้นจะมีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัว แต่ในทางปฏิบัติยากที่จะควบคุมสภาวะของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยให้อยู่ในสภาวะอิ่มตัวพอดี ดังนั้นในการออกแบบจะต้องให้สารทำความเย็นที่ไหลเข้าเครื่องอัดไอนี้มีสภาวะเป็นไอร้อนยวดยิ่งเล็กน้อย โดยการออกแบบให้เครื่องระเหยมีขนาดเพิ่มขึ้นเล็กน้อย นอกจากนี้แล้วในทางปฏิบัติท่อที่ต่อระหว่างเครื่องระเหยและเครื่อง



ภาพที่ 3.3 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ

อัดไอจะอยู่ห่างไกลกัน ก็จะส่งผลให้เกิดความดันตกคร่อมอันเป็นสาเหตุจากความต้านทานการไหลของของไหลภายในท่อและเกิดการถ่ายเทความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้ามายังวัฏจักร และผลจากปรากฏการณ์ดังกล่าวยังส่งผลให้ค่าปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นทำให้เครื่องอัดไอต้องการกำลังไฟฟ้าในการอัดไอสารทำความเย็นมากขึ้นตามลำดับ

ในกระบวนการอัดไอของวัฏจักรอุดมคตินั้น ในระหว่างกระบวนการจะประกอบด้วยกระบวนการย้อนกลับได้, ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าและออก และค่าเอนโทรปีคงที่ แต่ในวัฏจักรทางปฏิบัติจะเกี่ยวข้องกับผลกระทบจากความเสียดทานในอุปกรณ์ ส่งผลให้ค่าเอนโทรปีและการถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นและในวัฏจักรอุดมคติสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นจะสมมุติให้มีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัวที่ความดันเดียวกันกับความดันที่ออกจากเครื่องอัดไอ แต่ในวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัตินั้นไม่สามารถที่จะหลีกเลี่ยงการเกิดความดันตกคร่อมภายในเครื่องควบแน่นได้ และเช่นเดียวกันก็ไม่สามารถที่จะหลีกเลี่ยงความดันตกคร่อมภายในท่อที่ต่อระหว่างเครื่องอัดไอและเครื่องควบแน่นและท่อที่ต่อจากเครื่องควบแน่นไปยังอุปกรณ์ลดความดันได้เช่นกัน ถึงอย่างไรก็ตามไม่ง่ายนักที่จะทำให้สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นกลายเป็นของเหลวอิ่มตัวได้เมื่อสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นอยู่ในสถานะของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling) ก่อนที่จะไหลเข้าอุปกรณ์ลดความดัน เมื่อไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดันแล้วไหลเข้าไปยังเครื่องระเหย จะทำให้สามารถดูดซับความร้อนในบริเวณที่ต้องการได้มากขึ้น โดยทั่วไปแล้วอุปกรณ์ลดความดันและเครื่องระเหยจะติดตั้งอยู่ในตำแหน่งที่ใกล้เคียงกัน

3.1.3 ระบบปั๊มความร้อน (Heat Pump)

ระบบปั๊มความร้อนมีลักษณะการทำงานเช่นเดียวกับกับระบบทำความเย็น แต่มีวัตถุประสงค์การใช้งานที่แตกต่างกัน โดยในระบบทำความเย็นมีจุดมุ่งหมายที่จะรับความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิต่ำ เพื่อทำให้บริเวณดังกล่าวมีอุณหภูมิต่ำลง ในขณะที่ระบบปั๊มความร้อนนั้นจะใช้ความร้อนที่ระบายออกที่เครื่องควบแน่นไปใช้งานแทน เพื่อนำความร้อนจำนวนดังกล่าวไปใช้ประโยชน์ ทั้งในการทำน้ำร้อนหรือการปรับอากาศภายในอาคาร เป็นต้น โดยที่วัฏจักรการทำงานของปั๊มความร้อนประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักเหมือนกับระบบทำความเย็น คือ เครื่องทำระเหย, เครื่องอัดไอ, เครื่องควบแน่นและวาล์วลดความดัน ดังภาพที่ 3.2 ข้างต้น

วัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ของปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ในการศึกษาวัฏจักรทางอุณหพลศาสตร์ของปั๊มความร้อนแบบอัดไอนั้น สามารถอธิบายการทำงานของวัฏจักรได้ด้วยการทำงานของสารทำความเย็นในวัฏจักร โดยใช้แผนภูมิคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น ดังเช่นในระบบการทำความเย็นข้างต้น ดังแสดงในภาพที่ 3.1

จากภาพที่ 3.1 อธิบายกระบวนการทำงานทางอุณหพลศาสตร์ของปั๊มความร้อนแบบอัดไอได้เช่นเดียวกับในระบบทำความเย็น และการวิเคราะห์วัฏจักรของระบบปั๊มความร้อนจะเหมือนกับการวิเคราะห์ในระบบทำความเย็นข้างต้นเช่นกัน

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน

ประสิทธิภาพของระบบปั๊มความร้อน สามารถแสดงด้วยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP, Coefficient of Performance) ซึ่งให้คำจำกัดความได้ดังนี้

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{in}} \quad (3.7)$$

โดยค่า COP_{HP} และ COP_R มีความสัมพันธ์กันดังนี้

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad (3.8)$$

3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะทำหน้าที่ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับของไหลโดยที่ไม่มีของไหลตัวกลางที่ช่วยให้เกิดการถ่ายเทความร้อน กระบวนการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อของไหลเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นไอ

(Evaporated), เปลี่ยนจากไอกลายเป็นของเหลว (Condense), หรือของไหลสองชนิดเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยที่สถานะของของไหลไม่เปลี่ยน การถ่ายเทของพลังงานจะเกิดขึ้นเมื่อของไหลสองชนิดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกัน

ในระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งความร้อนสัมผัส (Sensible heat) หรือความร้อนแฝง (Latent heat) ความร้อนสัมผัสนั้นจะเป็นการถ่ายเทความร้อนจากของเหลวชนิดหนึ่งไปยังของเหลวอีกชนิดหนึ่ง ส่วนความร้อนแฝงนั้นจะเป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากเปลี่ยนแปลงสถานะของของเหลว เช่น การกลั่นตัวของน้ำในเครื่องควบแน่น เป็นต้น

3.2.1 หลักการพื้นฐานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\dot{Q} = UA\Delta t_m \quad (3.9)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall coefficient of heat transfer, U) คงที่นั้น ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (Δt_m) จะคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$\Delta t_m = C_f \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2 / T_2 - t_1)} \quad (3.10)$$

เมื่อการกระจายตัวของอุณหภูมิได้แสดงดังภาพที่ 3.4 และค่า Correction factor, C_f (มีค่าน้อยกว่า 1.0) ภาพที่ 3.4 อธิบายลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน เมื่ออุณหภูมิของของไหลร้อนที่ออกจะมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่าอุณหภูมิของของไหลเย็น ($T_2 < t_2$)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะขึ้นอยู่กับลักษณะการจัดตัวของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(t_{in} - t_{out}) \quad (3.11)$$

ค่าของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (Δt_m) เป็นตัวประกอบที่สำคัญในการเลือกขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเมื่อค่าอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (Δt_m) มีค่ามาก พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าน้อย เพื่อให้เพียงพอกับอัตราการถ่ายเทความร้อน และเมื่อค่าผลต่างของ

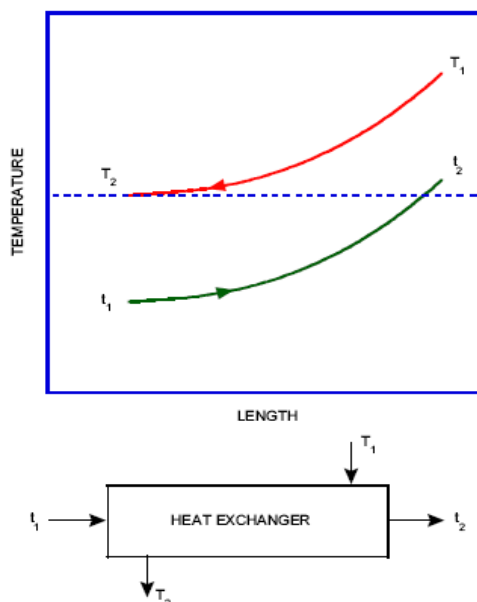
อุณหภูมิระหว่าง T_2 และ t_2 มีค่าใกล้เคียงกัน ส่งผลให้ค่าของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงลอการิทึม (Δt_m) มีค่าน้อย พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีค่าเพิ่มขึ้นเพื่อให้เพียงพอต่อภาระการถ่ายเทความร้อน

3.2.2 ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

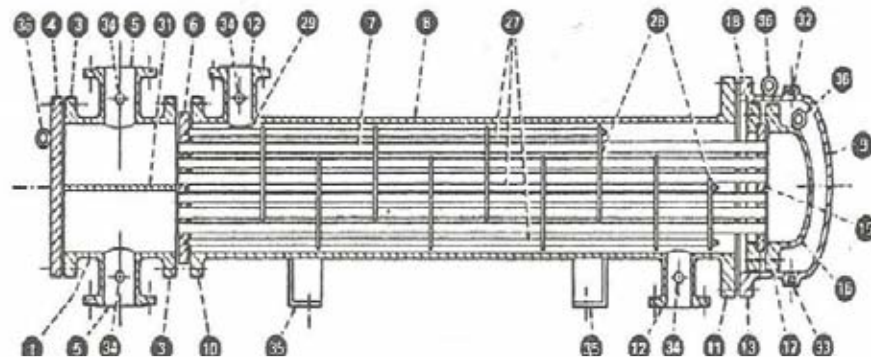
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในระบบปรับอากาศและระบบทำความเย็น โดยมากจะเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell-and-tube heat exchanger) หรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองชนิดจะมีลักษณะการไหลของของไหลที่แยกออกจากกัน ไม่สัมผัสกันโดยตรง ซึ่งมีโครงสร้างที่แตกต่างกันออกไปขึ้นอยู่กับลักษณะและความเหมาะสมในการใช้งาน แต่มีวัตถุประสงค์ไปในทางเดียวกันคือการเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell-and-tube heat exchangers)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อจะมีท่อถ่ายเทความร้อนจำนวนมากติดตั้งไว้ในเปลือกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลในท่อและของไหลด้านเปลือก จะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังท่อซึ่งกั้นระหว่างของไหลทั้งสองประเภท ภาพที่ 3.5 แสดงโครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ



ภาพที่ 3.4 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน (ASHRAE handbook 2000 [12:43.1])



ภาพที่ 3.5 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ
(อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม [13:44])

จากภาพที่ 3.5 – 3.7 มีส่วนประกอบต่างๆ ดังนี้

- | | | |
|---|--------------------------------------|------------------------------|
| 1. Stationary head channel. | 13. Shell nozzle. | 27. Tie rods and spacers. |
| 2. Stationary head bonnet. | 14. Expansion joint. | 28. Transverse baffles or |
| 3. Stationary head flange
channel or bonnet. | 15. Floating tube sheet. | Support plates. |
| 4. Channel cover | 16. Floating head cover. | 29. Impingement baffle. |
| 5. Channel head nozzle | 17. Floating head flange | 30. Longitudinal baffle. |
| 6. Stationary tube sheet. | 18. Floating head
backing device. | 31. Pass partition. |
| 7. Tubes. | 19. Slip shear ring. | 32. Vent connection. |
| 8. Shell . | 20. Slip-on backing flange. | 33. Drain connection. |
| 9. Shell cover. | 21. Floating head cover | 34. Instrument connection. |
| 10. Shell flange stationary
head end. | 22. Floating tube sheet.
skirt. | 35. Support saddle. |
| 11. Shell flange rear
head end. | 23. Packing box flange. | 36. Lifting lug. |
| 12. Shell flange rear
head end. | 24. Packing. | 37. Support bracket. |
| | 25. Packing follower ring. | 38. Weir. |
| | 26. Lantern ring. | 39. Liquid level connection. |
| | | 40. Shell cover flange. |

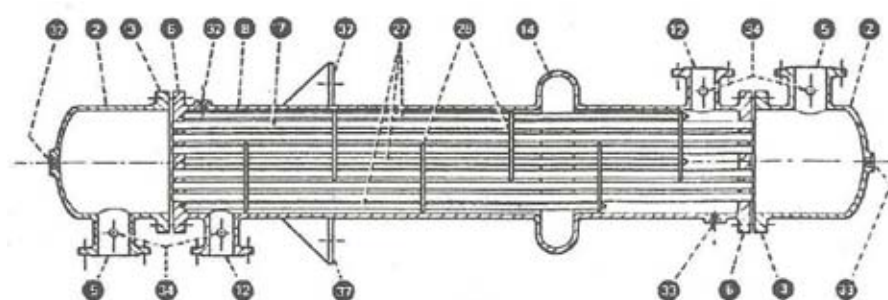
จากภาพที่ 3.5 ของไหลด้านเปลือกจะถูกปิดกั้นจากบรรยากาศโดยตัวเปลือกและฝาปิดตัวเปลือก ของไหลด้านเปลือกนี้จะถูกทำให้ไหลจากปากทางเข้าไปยังทางออกโดยแผ่นกั้น (Baffle) และทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลในท่อโดยการสัมผัสกับท่อถ่ายเทความร้อน ในระหว่างนั้นแผ่นกั้นการปะทะ (Impingement baffle) จำเป็นต้องมีเฉพาะเมื่อความเร็วที่ทางเข้าของของไหลด้านเปลือกมีค่าสูงซึ่งอาจก่อความเสียหายให้กับท่อถ่ายเทความร้อนได้ ท่อถ่ายเทความร้อนจะถูกยึดไว้ระหว่างแผ่นยึดท่อที่อยู่กับที่ (Stationary tube sheet) ซึ่งยึดติดกับตัวเปลือกของไหลในท่อจะไหลเข้าทางช่องเปิด (Channel nozzle) ซึ่งจะถูกระงับทิศทางการไหลโดยแผ่นแบ่งเที่ยวการไหล (Pass partition) จะทำหน้าที่ในการควบคุมจำนวนเที่ยวการไหลของของไหลในท่อ แล้วไหลผ่านท่อถ่ายเทความร้อนไปออกที่ช่องเปิดอีกด้านหนึ่ง (Floating head) จากนั้นของไหลในท่อจะไหลกลับทิศไปมาจนกระทั่งได้จำนวนเที่ยวที่ต้องการ ของไหลจะไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ แบ่งออกได้เป็น 2 จำพวกใหญ่ๆ คือ จำพวกท่อในแนวระดับและจำพวกท่อในแนวตั้ง เครื่องจำพวกท่อในแนวระดับเป็นแบบธรรมดาที่สุด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ยังแบ่งตามโครงสร้างออกได้คือ ชนิดแผ่นยึดท่ออยู่กับที่ และชนิดท่อรูปตัวยู

ชนิดแผ่นยึดท่ออยู่กับที่ (Stationary tube sheet exchanger)

ภาพที่ 3.6 แสดงโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นยึดท่ออยู่กับที่ ปลายทั้งสองข้างถูกยึดติดแน่นกับเปลือกโดยวิธีเชื่อมโลหะ ท่อถ่ายเทความร้อนถูกยึดติดกับแผ่นยึดท่อ



ภาพที่ 3.6 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อชนิดแผ่นยึดท่ออยู่กับที่ (อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม [13:44])

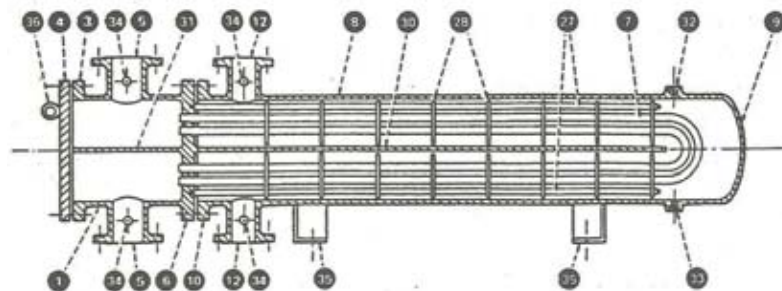
เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องไม่อำนวยความสะดวกหรือตรวจตราพื้นผิวนอกของท่อถ่ายเทความร้อนและพื้นผิวในของเปลือก ต้องเลือกใช้ของไหลในเปลือกให้เป็นของไหลที่มีฤทธิ์กัดกร่อนน้อย สกปรกน้อย และไม่มีตะกอนปนอยู่

ชนิดท่อรูปตัวยู (U-tube exchanger)

โครงสร้างของเครื่องชนิดนี้ประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่ถูกดัดให้เป็นรูปตัวยู เพื่อยึดปลายท่อทั้งสองข้างอยู่บนแผ่นยึดท่อแผ่นเดียวกัน ท่อถ่ายเทความร้อนสามารถขยายตัวได้อย่างมีอิสระจากเปลือกเมื่อถูกความร้อน ดังเห็นได้จากภาพที่ 3.7 โครงสร้างของเครื่องชนิดนี้เป็นแบบง่าย ๆ เพราะมีแต่แผ่นยึดท่อแบบอยู่กับที่เท่านั้น ดังนั้นจึงสามารถสร้างได้น้ำหนักเบา เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้เหมาะสำหรับของไหลในท่อที่มีความดันสูงและปริมาณการถ่ายเทความร้อนน้อย เนื่องจากความลำบากในการทำความสะดวกภายในท่อ ควรเลือกใช้เฉพาะของไหลในท่อที่มีสิ่งสกปรกน้อย โดยปรกติรัศมีที่สั้นที่สุดของส่วนโค้งของท่อตัวยูควรมากกว่า 1.5 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ วิธีการวางเรียงท่อส่วนใหญ่วางเป็นภาพสามเหลี่ยมด้านเท่า (Triangular pitch) ข้อเสียของเครื่องชนิดนี้คือ ต้องใช้ความระมัดระวังในการสร้าง เพราะรัศมีส่วนโค้งของท่อแต่ละแถวยาวไม่เท่ากันและสามารถถอดเอาเฉพาะท่อที่อยู่บริเวณใจกลางออกมาเพื่อบำรุงรักษาได้

จำนวนเที่ยวการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

ในการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ การกำหนดความเร็วของของไหลที่เหมาะสม โดยการเลือกจำนวนเที่ยวการไหลที่ถูกต้องในตัวเปลือกและในท่อเป็นสิ่งสำคัญ คำว่าจำนวนเที่ยวการไหล 1 เที่ยว (One pass or Single pass) หมายถึงการไหลจากทางเข้าที่ปลายข้างหนึ่งตรงไปยังทางออกที่ปลายอีกข้างหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้ามีการกลับทิศทางการไหลภายในเครื่อง 1 ครั้ง จะเรียกว่าการไหล 2 เที่ยว (Two passes) ในกรณีที่ต้องใช้จำนวนเที่ยวการไหลมากกว่านี้ มักใช้การไหล 4 เที่ยว, 6 เที่ยว และ 8 เที่ยว ซึ่งเป็นเลขคู่

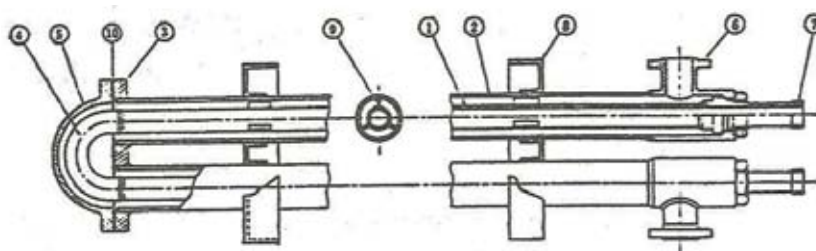


ภาพที่ 3.7 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อชนิด

ท่อรูปตัวยู (อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม [13:45])

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double pipe exchanger)

โครงสร้างจะประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างภาพวงแหวน ระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไป ปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งภาพตัวยู (U Bend) ดังแสดงในภาพที่ 3.8 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนลักษณะนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิกัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนและความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



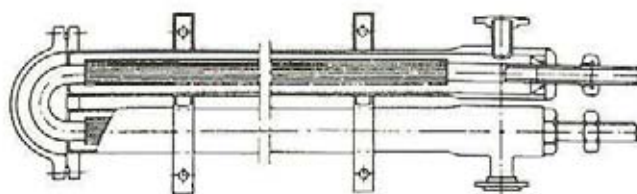
ภาพที่ 3.8 โครงสร้างและส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม [13:101])

จากภาพที่ 3.8 มีส่วนประกอบต่างๆ ดังนี้คือ

- | | |
|---------------------|----------------------------|
| 1. ท่อด้านใน | 6. หน้าแปลนสำหรับต่อท่อนอก |
| 2. ท่อด้านนอก | 7. เกลียวสำหรับต่อท่อใน |
| 3. หน้าแปลนของท่อใน | 8. ฐานรอง |
| 4. ท่อโค้ง | 9. ตัวหมุน |
| 5. ฝาปิดของท่อโค้ง | 10. ปะเก็น |

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือโครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็นสามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการนำเครื่องที่มีส่วนคล้ายกันหลายๆ ชุดมาต่อกันแบบอนุกรมหรือขนาน เมื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะค่อนข้างสูงในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ

ในกรณีที่ใช้ท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบริบติดตามยาว (Longitudinal fin) ช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอกจะถูกรักษาให้สม่ำเสมอด้วยตัวครีบริบ ในกรณีที่ท่อไม่มีครีบริบจำเป็นต้องติดตั้งตัวยึด (Support) ไว้ตามจุดที่เหมาะสม เพื่อป้องกันการโค้งงอและการสั่นสะเทือนของท่อในและเพื่อรักษาช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอกให้สม่ำเสมอด้วย ภาพที่ 3.9 แสดงตัวอย่างโครงสร้างของเครื่องแบบมีครีบริบติด

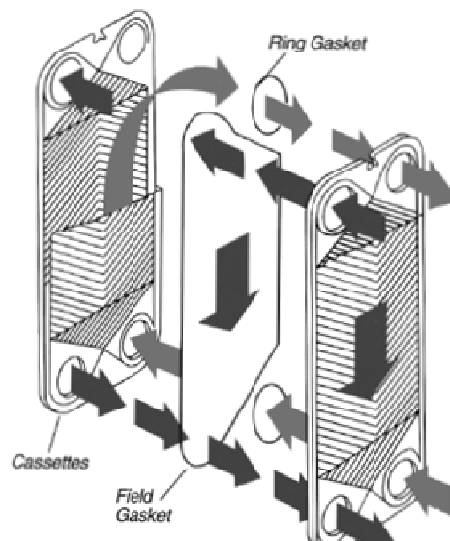


ภาพที่ 3.9 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นที่มีครีบริบติด
(อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม [13:103])

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate type exchanger)

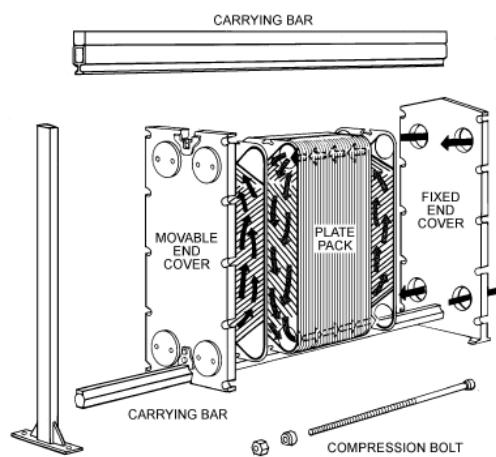
คุณลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น คือการเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลาย ๆ แผ่นมาวางเรียงกันในระยะห่างคงที่ แล้วใช้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกันช่องเว้นช่อง แผ่นถ่ายเทความร้อนนี้ทำด้วยแผ่นสแตนเลส (Stainless steel) บางๆ นำมาอัดให้เกิดสวนนูน ส่วนเว้า และวางประกบกันหลายๆ แผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน การนำแผ่นถ่ายเทความร้อนประกบเข้าด้วยกันนั้นมีหลายวิธีเช่น ประกบเข้าด้วยกันโดยใช้ปะเก็น (Gasket), เชื่อม (Welded) ต่อแผ่นถ่ายเทความร้อนเข้าด้วยกัน และการบัดกรีแผ่นถ่ายเทความร้อนเข้าด้วยกัน (Brazed) ข้อควรระวังของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้วิธีการประกบกันด้วยปะเก็น (Gasket) เพื่อป้องกันไม่ให้ของไหลรั่ว ชนิดของวัสดุที่ใช้ทำปะเก็นจะเป็นตัวกำหนดช่วงของความดันและอุณหภูมิในใช้งาน ซึ่งโดยทั่วไปจะถูกออกแบบมาให้ใช้งานอยู่ในช่วงความดันที่ 2 MPa แต่สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้วิธีการบัดกรี (Brazed) จะถูกออกแบบเพื่อใช้งานที่ความดันสูงถึง 3 MPa และช่วงอุณหภูมิสูงถึง 260°C

ตัวอย่างชนิดของวัสดุที่ใช้ทำปะเก็นเช่น Nitrile butyl rubber (NBR) เมื่อนำมาผลิตเป็นปะเก็นแล้ว จะสามารถใช้งานในช่วงอุณหภูมิได้สูงถึง 110°C เป็นต้น โดยทั่วไปปะเก็นจะติดตั้งอยู่บนแผ่นถ่ายเทความร้อน ภาพที่ 3.10 แสดงให้เห็นถึงตำแหน่งการติดตั้งของปะเก็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ภาพที่ 3.11 แสดงส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ประกบกันโดยใช้ปะเก็น

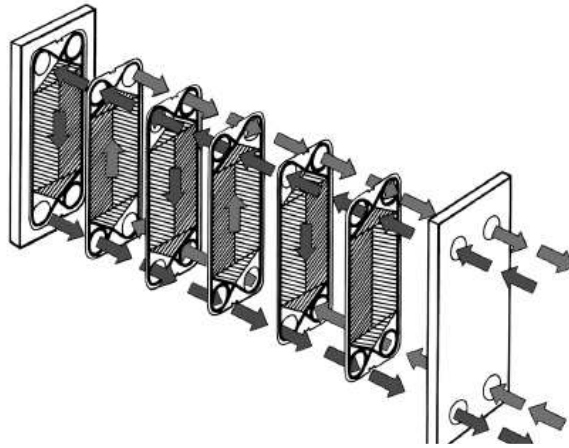


ภาพที่ 3.10 ลักษณะการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้ปะเก็น
(ASHRAE handbook 2000 [12:43.3])

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้วิธีการเชื่อม (Welded) ต่อกัน จะนำแผ่นถ่ายเทความร้อนสองแผ่นมาเชื่อมเข้าด้วยกันตลอดขอบของแผ่นถ่ายเทความร้อนแล้วนำมา รวมเข้าด้วยกันกับแผ่นอื่นๆ ภาพที่ 3.12 แสดงลักษณะการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบแผ่นที่ใช้วิธีการเชื่อม



ภาพที่ 3.11 ส่วนประกอบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้ปะเก็น
(ASHRAE handbook 2000 [12:43.3])



ภาพที่ 3.12 ลักษณะการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น
(ASHRAE handbook 2000 [12:43.3])

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้วิธีการบัดกรี (Brazed) แผ่นถ่ายเทความร้อนเข้าด้วยกันจะประกบแผ่นถ่ายเทความร้อนเข้าด้วยกันโดยใช้ทองแดงหรือนิกเกิลในการบัดกรี ภาพที่ 3.13 แสดงลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้วิธีการประกบแผ่นถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการบัดกรี



ภาพที่ 3.13 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้วิธีการประกบแผ่นถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีการบัดกรี (Brazed plate heat exchanger)

บทที่ 4

การออกแบบและขั้นตอนการทำงานของชุดทดลอง

ในการออกแบบและสร้างชุดทดลองนั้นได้ทำการดัดแปลงโดยใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split type) ของเดิมมาปรับปรุงเพื่อประกอบเป็นชุดทดลองโดยนำเฉพาะส่วนที่เป็นชุดควบแน่น (Condensing unit) มาใช้ ซึ่งภายในชุดควบแน่นจะประกอบด้วยเครื่องอัดไอ (Compressor) และเครื่องควบแน่น (Condenser) ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ

ภาระการทำความเย็นของชุดปรับอากาศเดิมนั้น สามารถทำความเย็นได้ 10.56 kW (3 TR) แต่ในการสร้างชุดทดลองนั้นได้นำเฉพาะส่วนที่เป็นชุดควบแน่นมาใช้ จึงส่งผลให้ภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศลดลงจากเดิม ดังนั้นในการออกแบบระบบทำน้ำเย็นของชุดทดลองจะทำการออกแบบที่ 80% ของภาระการทำความเย็นเครื่องปรับอากาศเดิม (8.45 kW) โดยภายในชุดทดลองจะประกอบด้วยระบบทำน้ำเย็น, ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง (อุณหภูมิน้ำร้อนที่ได้ประมาณ 40°C ตามเงื่อนไขของการออกแบบ), และระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนร่วมกับการใช้ระบบปั๊มความร้อน เพื่อทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูงขึ้นกว่าระบบผลิตน้ำร้อนโดยตรง (อุณหภูมิน้ำร้อนที่ได้ประมาณ 65°C ตามเงื่อนไขของการออกแบบ) โดยมีสมมุติฐานเบื้องต้นคือ

- กระบวนการอัดไอภายในเครื่องอัดไอเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic Process)
- สภาวะของสารทำความเย็นที่ทางออกจากเครื่องควบแน่น มีสภาวะเป็นของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling)
- สภาวะของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย มีสภาวะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat)

ซึ่งมีรายละเอียดและขั้นตอนการออกแบบดังนี้

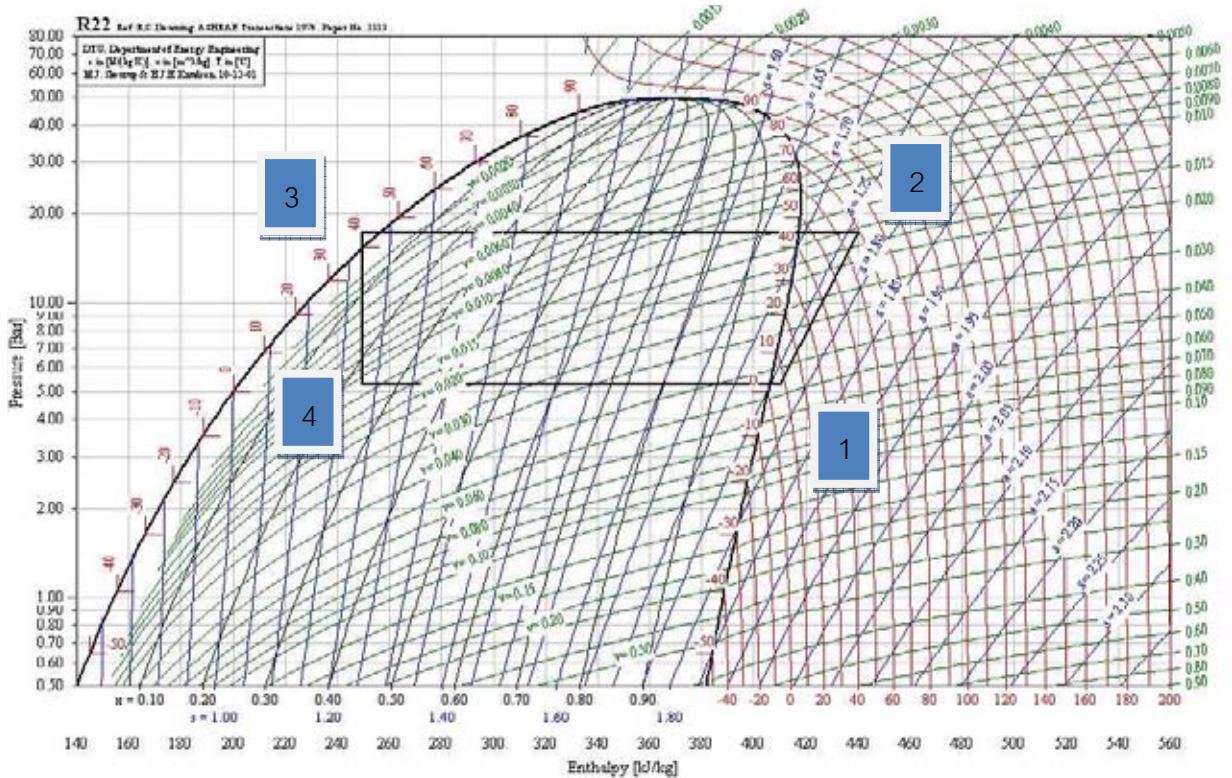
4.1 การออกแบบระบบทำน้ำเย็นขนาดการทำความเย็น 8.448 kW (Water Chiller)

ระบบทำน้ำเย็นใช้สารทำความเย็นชนิด R-22 ซึ่งมีเงื่อนไขการออกแบบดังนี้

- อุณหภูมิบรรยากาศ (Ambient Temperature) = 35°C
- อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็น (Condensing Temperature) = 45°C

- อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง (Sub cooling) = 5 °C
- อุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็น (Evaporating Temperature) = 2 °C
- อุณหภูมิของไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat) = 5 °C
- อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากระบบทำน้ำเย็น (Chilled Water Supply) = 7 °C
- อุณหภูมิน้ำเย็นกลับเข้าระบบทำน้ำเย็น (Chilled Water Return) = 13 °C

นำข้อมูลข้างต้นไปคำนวณเพื่อหาปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น โดยใช้แผนภูมิความดันและเอนทัลปี (P - h diagram) ของ R-22 เพื่อประเมินหาขนาดของอุปกรณ์ต่างๆ ที่จะมาใช้ให้เหมาะสม ซึ่งมีรายละเอียดดังภาพและตารางที่ 4.1



ภาพที่ 4.1 วัฏจักรการทำความเย็นของระบบทำน้ำเย็น โดยใช้สารทำความเย็น R-22

- อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย คำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$q_L = 409.87 - 249.81$$

$$q_L = 160.06 \text{ kJ/kg}$$

ตารางที่ 4.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่สภาวะต่างๆ

สภาวะ	แรงดัน, P (Bar)	อุณหภูมิ, T (°C)	เอนทาลปี, h (kJ/kg)	เอนโทรปี, s (kJ/kg K)
1	5.311	7	409.87	1.762
2	17.341	69.333	440.11	1.762
3	17.341	40	249.81	1.167
4	5.311	2	249.81	1.18

พิจารณาสมการที่ (3.4) สามารถหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้ดังนี้

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_L / q_L$$

$$\dot{m}_r = 8.448 \text{ kW} / 160.06 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_r = 0.05278 \text{ kg/s}$$

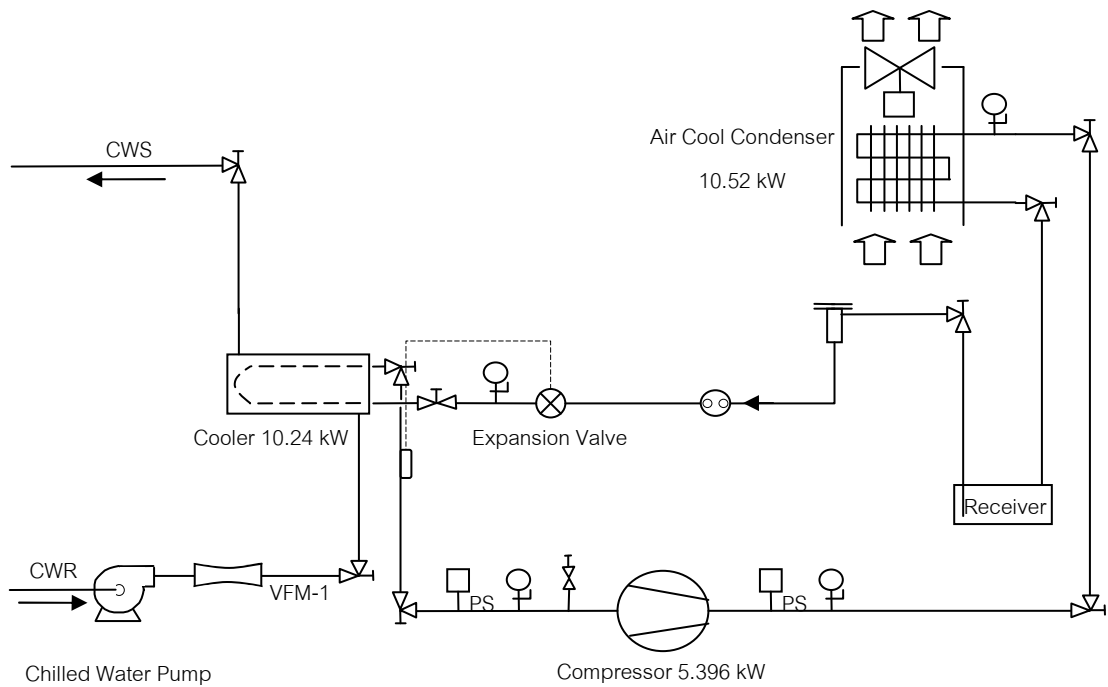
- อัตราความร้อนที่ระบายออกที่เครื่องควบแน่น คำนวณได้จากสมการที่ (3.2) ดังนี้

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_H = \left(0.05278 \text{ kg/s} \right) (440.11 - 249.81) \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore \dot{Q}_H = 10.044 \text{ kW}$$

เมื่อได้ค่าต่างๆ จากการคำนวณแล้วนำค่าที่ได้ไปดำเนินการเลือกหาอุปกรณ์ที่สามารถทำงานได้เทียบเท่ากับค่าที่คำนวณไว้แล้วนำมาประกอบเข้าด้วยกันเป็นชุดทดลองต่อไป ดังภาพที่ 4.2



ภาพที่ 4.2 ชุดทดลองระบบทำน้ำเย็น

หาขนาดปั๊มน้ำสำหรับระบบทำน้ำเย็นหาได้ โดยใช้อัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ $0.043 \frac{l/sec}{kW}$ (2.4 GPM/TR)

$$\dot{V}_{ch} = \left(0.043 \frac{l/sec}{kW}\right) (8.448 kW)$$

$$\dot{V}_{ch} = 0.3633 l/sec (5.758 GPM)$$

$$\dot{V}_{ch} = 21.796 l/min$$

จากการคำนวณหาอัตราการไหลของน้ำเย็นเท่ากับ 21.796 ลิตรต่ออนาที นำค่าอัตราการไหลของน้ำเย็นที่คำนวณได้นี้ไปหาขนาดปั๊มน้ำที่มีอัตราการไหลใกล้เคียงกับที่คำนวณได้ต่อไป

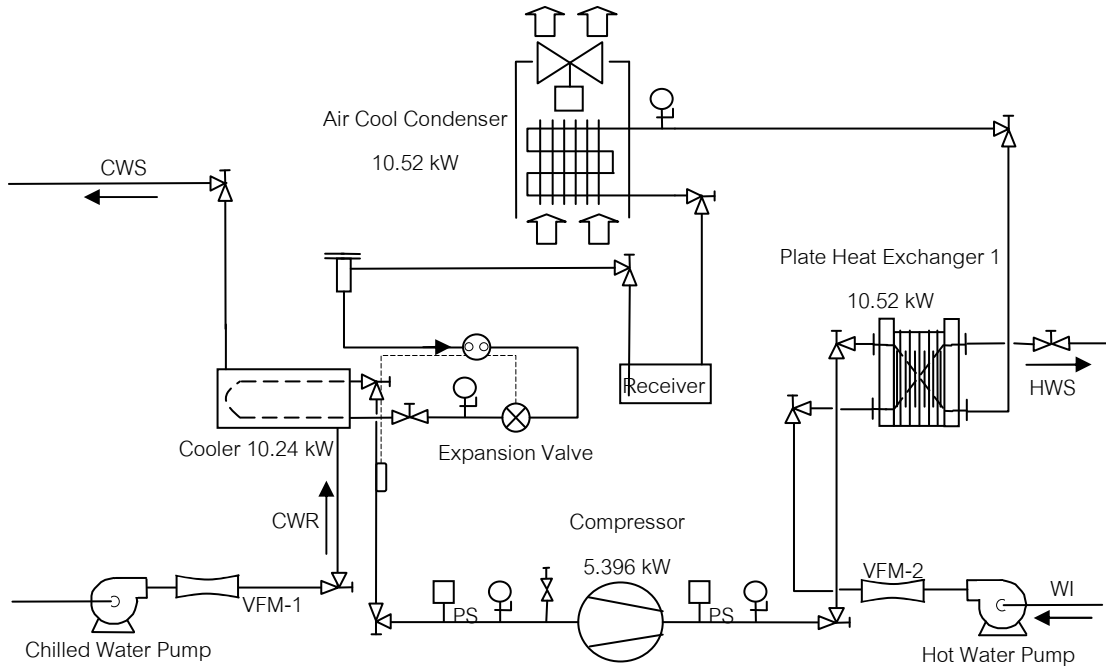
4.2 การออกแบบระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ความร้อนปล่อยทิ้งที่เครื่องควบแน่นจากระบบทำน้ำเย็นมีอัตราการถ่ายเทความร้อนปล่อยทิ้งเท่ากับ 10.044 kW โดยจะเพิ่มเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (Plate heat exchanger) เข้าไปในระบบทำความเย็นระหว่างเครื่องอัดไอและเครื่องควบแน่น ซึ่งจะทำหน้าที่รับความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น และแลกเปลี่ยนกับน้ำที่อุณหภูมิ $28^{\circ}C$ ดังภาพที่ 4.3 ซึ่งมีรายละเอียดและเงื่อนไขในการออกแบบดังนี้

- อัตราการถ่ายเทความร้อนจากระบบทำน้ำเย็น = 10.044 kW
- อุณหภูมิน้ำร้อนที่ต้องการโดยประมาณ = $40^{\circ}C$

- อุณหภูมิน้ำร้อนไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน = 28°C

จากข้อมูลและเงื่อนไขของการออกแบบข้างต้น ต้องการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น กลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนจากน้ำที่มีอุณหภูมิ 28°C เป็นน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 40°C สามารถหาอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมได้ดังนี้



ภาพที่ 4.3 ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง

$$\dot{Q}_H = \rho_w \dot{V}_{PHE1} C_{p,w} \Delta T$$

$$\dot{V}_{PHE1} = \dot{Q}_H / \rho_w C_{p,w} \Delta T$$

- เมื่อ
- ρ_w คือความหนาแน่นของน้ำ 1000 kg/m³
 - $C_{p,w}$ คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ 4.18 kJ / kg.K
 - \dot{V}_{PHE1} คืออัตราการไหลของน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวที่ 1
 - ΔT คือผลต่างของอุณหภูมิของน้ำ (273+40) - (273+28) K
 - \dot{Q}_H คืออัตราความร้อนที่เหลือทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น

แทนค่าต่างๆ ลงในสมการจะได้อัตราการไหลของน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังนี้

$$\dot{V}_{PHE1} = 10.044 \text{ kW} / \left(\left(1000 \text{ kg/m}^3 \right) \left(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \right) (12 \text{ K}) \right)$$

$$\dot{V}_{PHE1} = 0.00020024 \text{ m}^3/\text{s} = 12.014 \text{ l/min} \text{ (3.174 GPM)}$$

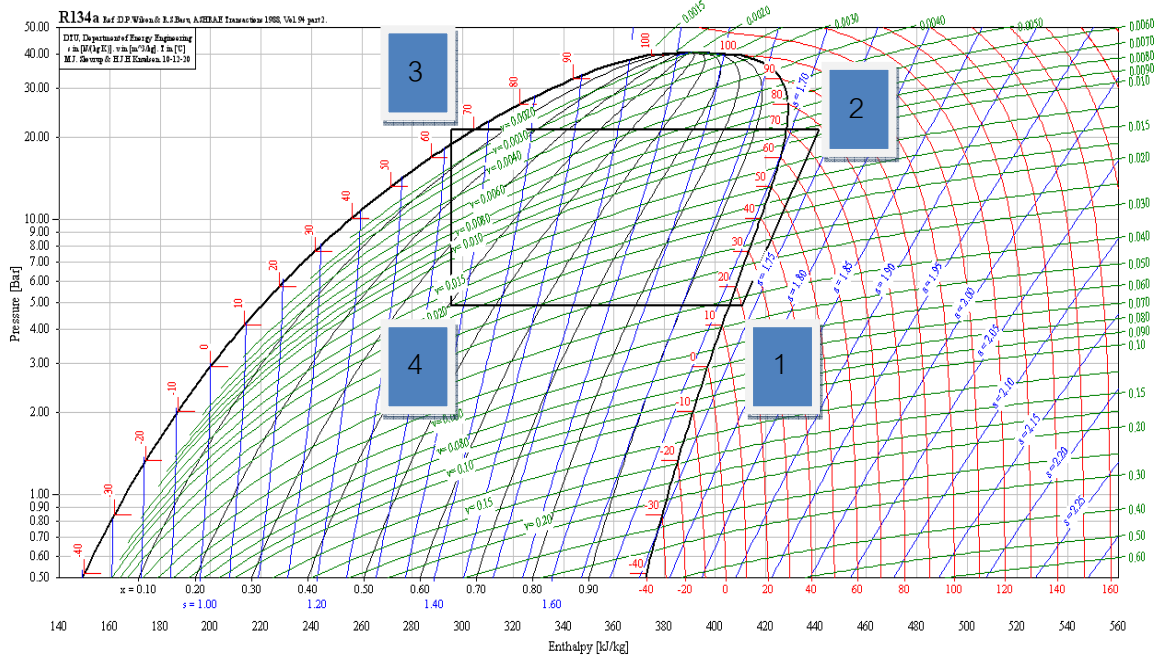
ดังนั้นจากการคำนวณหาอัตราการไหลของน้ำที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมคือ น้ำต้องมีอัตราการไหลเท่ากับ 12.014 ลิตรต่อวินาที เพื่อที่จะทำให้ได้น้ำร้อนที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิเท่ากับ 40°C ตามที่ออกแบบ

4.3 การออกแบบระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนร่วมกับระบบปั๊มความร้อน

จะใช้ความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นเป็นแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำให้กับระบบปั๊มความร้อน โดยระบบปั๊มความร้อนจะใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงาน เมื่อสารทำความเย็นในระบบปั๊มความร้อนรับความร้อนจากระบบทำน้ำเย็นแล้วนั้นก็จะถูกดูดและอัดโดยเครื่องอัดไของระบบปั๊มความร้อน ซึ่งจะทำให้ความร้อนปล่อยทิ้งที่เครื่องควบแน่นของปั๊มความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งในระบบปั๊มความร้อนนี้จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเป็นเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย เงื่อนไขการออกแบบของระบบปั๊มความร้อนมีดังนี้

- อุณหภูมิบรรยากาศ (Ambient Temperature) = 35°C
- อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็น (Condensing Temperature) = 70°C
- อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling) = 5°C
- อุณหภูมิระเหยตัวของสารทำความเย็น (Evaporating Temperature) = 15°C
- อุณหภูมิของไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat) = 5°C
- อุณหภูมิน้ำร้อนที่ต้องการโดยประมาณ = 65°C
- อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน = 28°C
- ความร้อนที่รับมาจากชุดทำน้ำเย็น = 10.044 kW

นำข้อมูลเบื้องต้นนี้ไปคำนวณเพื่อหาขนาดของอุปกรณ์ที่มีความเหมาะสมกับเงื่อนไขในการทำงานที่จะนำไปผลิตน้ำร้อนต่อไป โดยใช้แผนภูมิความดันและเอนทัลปี (P - h Diagram) ของ R-134a ซึ่งมีรายละเอียดดังภาพที่ 4.4 และตารางที่ 4.2 ตามลำดับ



ภาพที่ 4.4 วงจรการทำงานของระบบทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็นชนิด R-134a

ตารางที่ 4.2 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-134a ที่สภาวะต่างๆ

สภาวะ	แรงดัน, P (Bar)	อุณหภูมิ, T (°C)	เอนทาลปี, h (kJ/kg)	เอนโทรปี, s (kJ/kg K)
1	4.89	20	410.63	1.732
2	21.179	78.578	441.48	1.732
3	21.179	65	295.78	1.309
4	4.89	15	295.78	1.334

- อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหย (Evaporator) คำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$q_L = 410.63 - 295.78$$

$$q_L = 114.85 \text{ kJ/kg}$$

พิจารณาสมการที่ (3.4) เนื่องจากความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นจะกลายมาเป็นแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำให้กับระบบปั๊มความร้อนที่สารทำความเย็นรับความร้อนเข้ามาในระบบ เท่ากับ 9.714 kW สามารถหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้ดังนี้

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_L / q_L$$

$$\dot{m}_r = 10.044 \text{ kW} / 114.85 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_r = 0.08745 \text{ kg/s}$$

พลังงานที่ให้กับเครื่องอัดไอ คำนวณได้จากสมการที่ (3.1)

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

$$\dot{W}_{in} = \left(0.08745 \text{ kg/s} \right) (441.48 - 410.63) \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore \dot{W}_{in} = 2.698 \text{ kW}$$

- อัตราการความร้อนที่ระบายออกที่เครื่องควบแน่น คำนวณได้จากสมการที่ (3.2) ดังนี้

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_H = \left(0.08745 \text{ kg/s} \right) (441.48 - 295.78) \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore \dot{Q}_H = 12.741 \text{ kW}$$

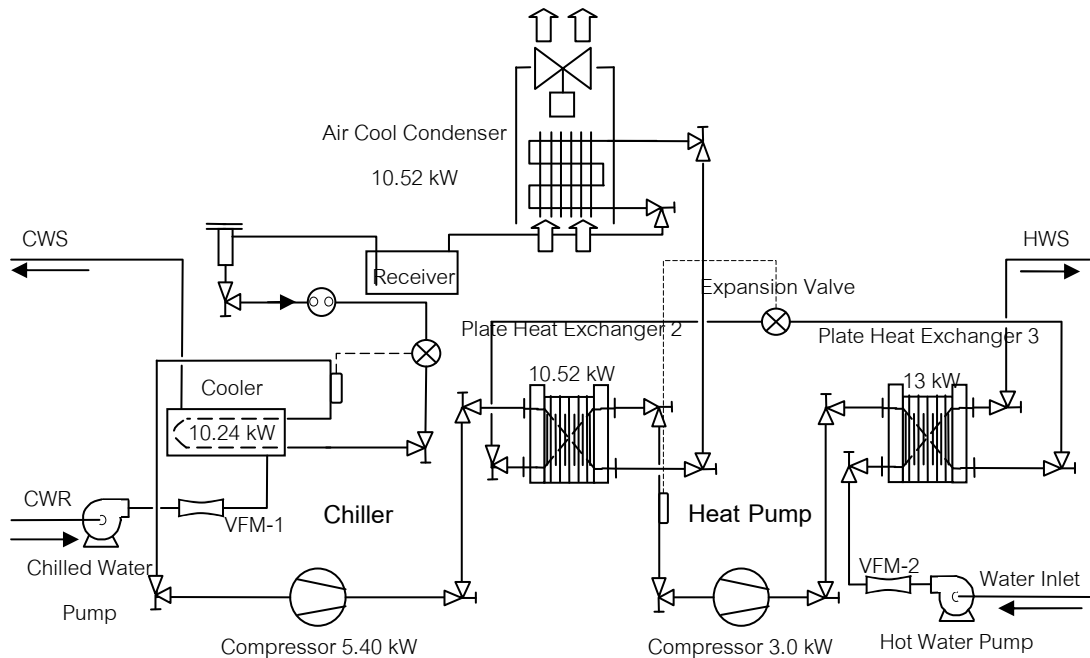
เมื่อได้ค่าต่างๆ จากการคำนวณแล้วนำค่าที่ได้ไปดำเนินการเลือกหาอุปกรณ์ที่มีขายในท้องตลาดและสามารถทำงานได้เทียบเท่ากับที่คำนวณไว้แล้วนำมาประกอบเข้าด้วยกันเป็นชุดทดลองระบบทำน้ำเย็นต่อไป ดังภาพที่ 4.5

จากข้อมูลที่ได้จากการคำนวณต้องการทำน้ำร้อนที่อุณหภูมิ 65°C โดยที่น้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิ 28°C สามารถหาอัตราการไหลของน้ำได้ดังนี้

$$\dot{Q}_H = \rho_w \dot{V}_{PHE3} C_{p,w} \Delta T$$

$$\dot{V}_{PHE3} = \dot{Q}_H / \rho_w C_{p,w} \Delta T$$

เมื่อ	ρ_w	คือความหนาแน่นของน้ำ	1000 kg/m^3
	$C_{p,w}$	คือค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ	4.18 kJ / kg.K
	\dot{V}_{PHE3}	คืออัตราการไหลของน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวที่ 3	
	ΔT	คือผลต่างของอุณหภูมิของน้ำ	$(273+65) - (273+28) \text{ K}$
	\dot{Q}_H	คืออัตราความร้อนที่ปล่อยทิ้งออกจากระบบปั๊มความร้อน	



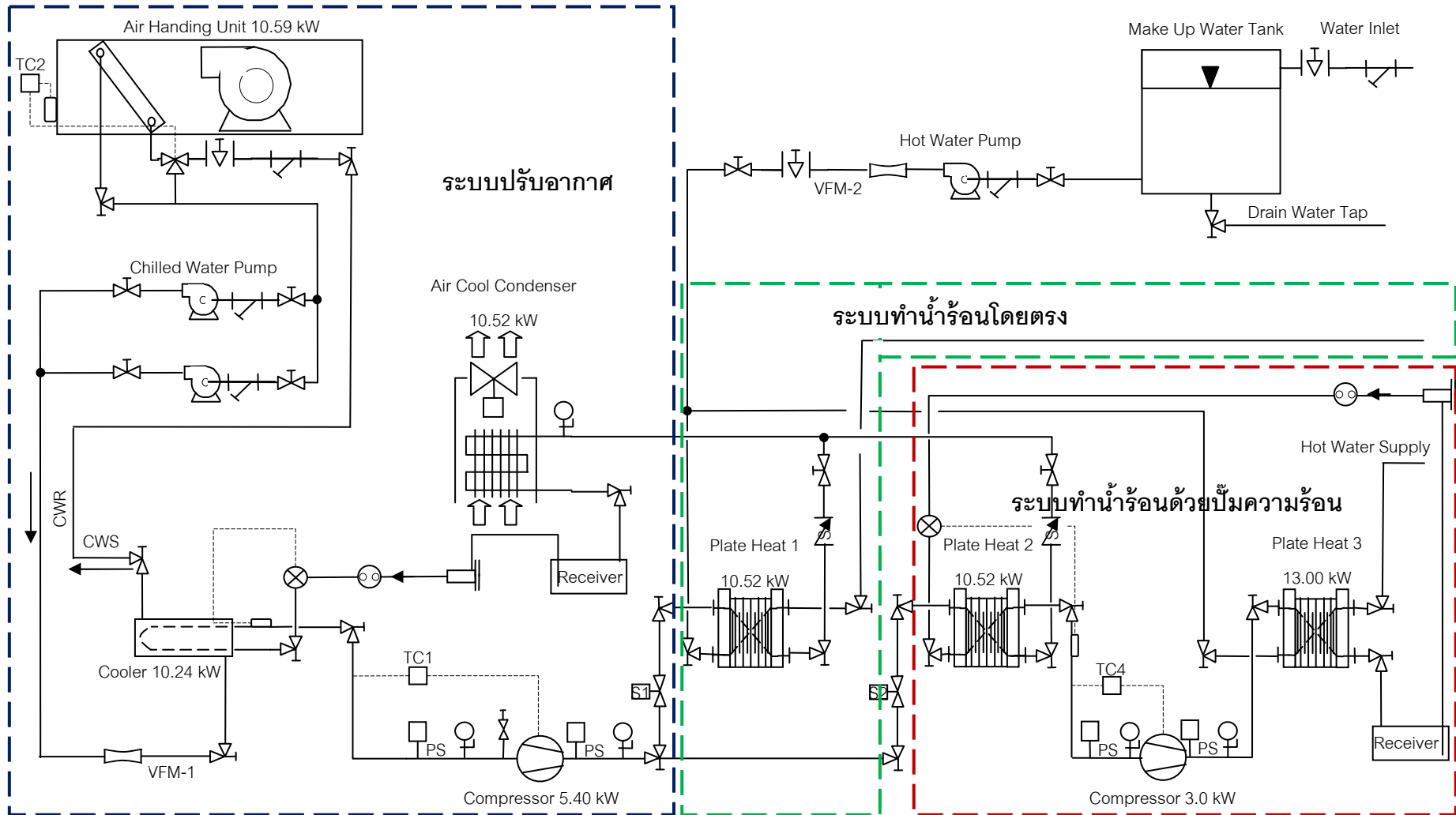
ภาพที่ 4.5 ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน

แทนค่าต่างๆ ลงในสมการจะได้อัตราการไหลของน้ำที่เข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังนี้

$$\dot{V}_{PHE3} = \frac{12.741 \text{ kW}}{\left(1000 \text{ kg/m}^3\right)\left(4.18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\right)(37 \text{ K})}$$

$$\dot{V}_{PHE3} = 0.0008238 \text{ m}^3/\text{s} = 4.942 \text{ l/min} \text{ (1.306GPM)}$$

ดังนั้นจากการคำนวณหาอัตราการไหลของน้ำที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมคือต้องมีอัตราการไหลเท่ากับ 4.942 ลิตรต่อนาที เพื่อที่จะทำให้ได้น้ำร้อนที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิเท่ากับ 65°C ตามที่ออกแบบ จากการคำนวณหาขนาดอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แต่ละตัวแล้วนั้น ก็จะนำค่าที่คำนวณได้ไปหาอุปกรณ์ที่ทำงานได้ใกล้เคียงกับค่าคำนวณได้แล้วประกอบเป็นชุดทดลองดังภาพที่ 4.6

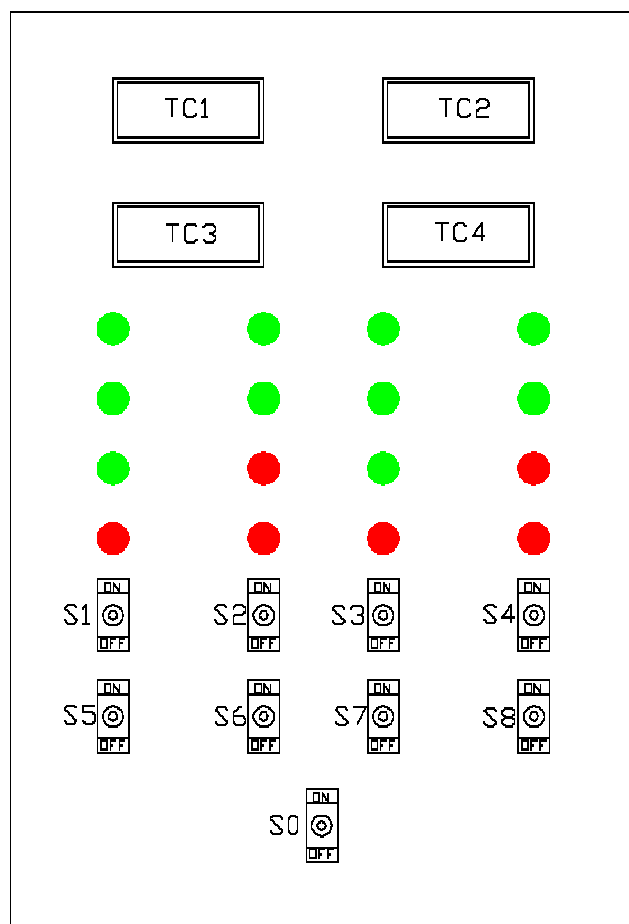


ภาพที่ 4.6 ชุดทดลองระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นในระบบปรับอากาศกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนทั้งโดยตรงและใช้ปั๊มความร้อน

4.4 ส่วนประกอบต่างๆ ภายในชุดทดลอง

จากภาพที่ 4.6 นั้นในชุดทดลองจะประกอบไปด้วยระบบต่างๆ ดังนี้คือ

- ระบบทำน้ำเย็นเพื่อใช้ในการปรับอากาศ
- ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง
- ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อน
- ตู้ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับอุปกรณ์ไฟฟ้าในชุดทดลองดังภาพที่ 4.7



ภาพที่ 4.7 ตู้ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับอุปกรณ์ไฟฟ้าในชุดทดลอง

จากภาพที่ 4.7 ผู้ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าก็จะประกอบด้วย 3 ส่วนหลักๆ ดังนี้

- เธรอร์โมสแตตทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิและแสดงอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ดังนี้
 - TC1 ทำหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิและแสดงผลของอุณหภูมิที่ผิวท่อทางด้านกลับของเครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็น เพื่อควบคุมการทำงานของเครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็น
 - TC2 ทำหน้าที่แสดงผลและควบคุมอุณหภูมิของอากาศภายในห้อง
 - TC3 ทำหน้าที่แสดงอุณหภูมิน้ำในถังพักน้ำ
 - TC4 ทำหน้าที่แสดงผลและควบคุมอุณหภูมิด้านดูดของระบบปั๊มความร้อน เพื่อควบคุมการทำงานของเครื่องอัดไอในระบบปั๊มความร้อน
- หลอดไฟแสดงสถานการณ์ทำงานของอุปกรณ์
- สวิตช์ควบคุมการทำงานของอุปกรณ์
 - S0 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าเข้าระบบชุดทดลอง
 - S1 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับปั๊มน้ำเย็น (Pump I)
 - S2 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับเครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็น (Compressor R-22)
 - S3 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับปั๊มน้ำร้อน (Pump II)
 - S4 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับเครื่องอัดไอในระบบทำน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน (Compressor R-134a)
 - S5 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับโซลินอยวาล์วตัวที่ 1 (SV1)
 - S6 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับพัดลมระบายความร้อนในเครื่องควบแน่น
 - S7 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับโซลินอยวาล์วตัวที่ 2 (SV2)

○ S8 ควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับพัดลมในเครื่องระเหย

ซึ่งระบบทำน้ำเย็นจะเป็นระบบหลักในการทำงานที่สามารถทำงานได้โดยอิสระ ส่วนระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรงและระบบทำน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน จะทำงานไม่พร้อมกันโดยที่ระบบทำน้ำเย็นจะทำงานคู่กับระบบใดระบบหนึ่งของการผลิตน้ำร้อน เมื่อมีความต้องการน้ำร้อนซึ่งจะมีรายละเอียดของลำดับการทำงานที่แตกต่างกัน ดังอธิบายในลำดับขั้นตอนการทำงานของแต่ละชุดดังต่อไปนี้

4.5 ขั้นตอนและหลักการทำงานของระบบทำน้ำเย็น

ก่อนที่เครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็นจะทำงานต้องตรวจสอบสถานะของวาล์วแต่ละตำแหน่งและอุปกรณ์ไฟฟ้าในชุดทดลองดังนี้

- 4.5.1 ตรวจสอบสถานะ การเปิด ปิด ของวาล์วให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้อง ดังภาพที่ 4.8
- 4.5.2 เปิดสวิตช์ S0 เพื่อจ่ายกระแสไฟฟ้าเข้าระบบชุดทดลอง
- 4.5.3 เปิดสวิตช์ S8 เพื่อให้พัดลมในเครื่องเป่าลมเย็นทำงาน
- 4.5.4 เปิดสวิตช์ S1 เพื่อให้ปั๊มน้ำเย็นทำงาน
- 4.5.5 เปิดสวิตช์ S6 เพื่อให้พัดลมระบายความร้อนที่ควบคุมการทำงาน
- 4.5.6 เปิดสวิตช์ S2 เพื่อให้เครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็นทำงาน

หลักการทำงานของระบบทำน้ำเย็น

เมื่ออุปกรณ์ทุกตัวทำงานแล้วนั้น ระบบทำน้ำเย็นก็จะเริ่มต้นการทำงาน โดยจะผลิตน้ำเย็นที่มีอุณหภูมิ 7°C ส่งไปให้กับเครื่องเป่าลมเย็น (Air Handling Unit) เพื่อใช้ในการปรับอากาศและดูดซับความร้อนจากอากาศภายในบริเวณที่ต้องการปรับอากาศ และน้ำที่ออกจากเครื่องเป่าลมเย็นจะถูกปั๊มน้ำเย็นดูดกลับเข้าไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Cooler) เพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็น เมื่อสารทำความเย็นรับความร้อนจากน้ำแล้วนั้นก็จะถูกเครื่องอัดไอดูดและอัดเพื่อไประบายความร้อนที่เครื่องควบคุม สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบคุม ก็จะกลายสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว และไหลต่อไปยังถึงพิกสารทำความเย็น หลังจากนั้นสารทำความเย็นในสถานะของเหลวก็จะไหลเข้าไปยังวาล์วลดความดัน เพื่อลดความดันของสารทำความเย็นลง และไหลต่อไปยังเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเข้ามารับความร้อนจากน้ำใน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป หลังจากนั้นสารทำความเย็นเมื่อได้รับความร้อนจากน้ำแล้ว สารทำความเย็นก็จะกลายเป็นไอถูกดูดกลับเข้าไปยังเครื่องอัดไอดีต่อไป ระบบจะทำงานอย่างนี้ไปจนกระทั่งอุณหภูมิในห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิตามที่ตั้งไว้ เฮอร์โมสแตตตัวที่ 2 (TC 2) จะสั่งวาล์วสามทางบังคับให้น้ำไหลกลับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่ไม่ต้องเข้าเครื่องเป่าลมเย็น ส่งผลให้ไม่มีการดูดซับความร้อนจากอากาศภายในห้อง สารทำความเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะไม่มีการดูดซับความร้อนจากน้ำส่งผลให้อุณหภูมิด้านดูดในระบบทำความเย็นลดลง เป็นผลให้เฮอร์โมสแตตตัวที่ 1 (TC 1) ตัดการทำงานของเครื่องอัดไอดี

ระบบจะเริ่มทำงานอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิห้องมีอุณหภูมิสูงขึ้น เฮอร์โมสแตตตัวที่ 2 จะสั่งให้วาล์วสามทางเปิดให้น้ำไหลผ่านเครื่องเป่าลมเย็นและน้ำเย็นก็จะดูดซับความร้อนจากอากาศภายในห้องและไหลกลับเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อสารทำความเย็นมีการดูดซับความร้อนจากน้ำก็จะส่งผลให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นด้านดูดมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เฮอร์โมสแตตตัวที่ 1 สั่งให้เครื่องอัดไอดีทำงานอีกครั้ง และการทำงานของระบบการทำน้ำเย็นก็จะเป็นเช่นนี้เรื่อยไปจนกระทั่งเลิกใช้งาน

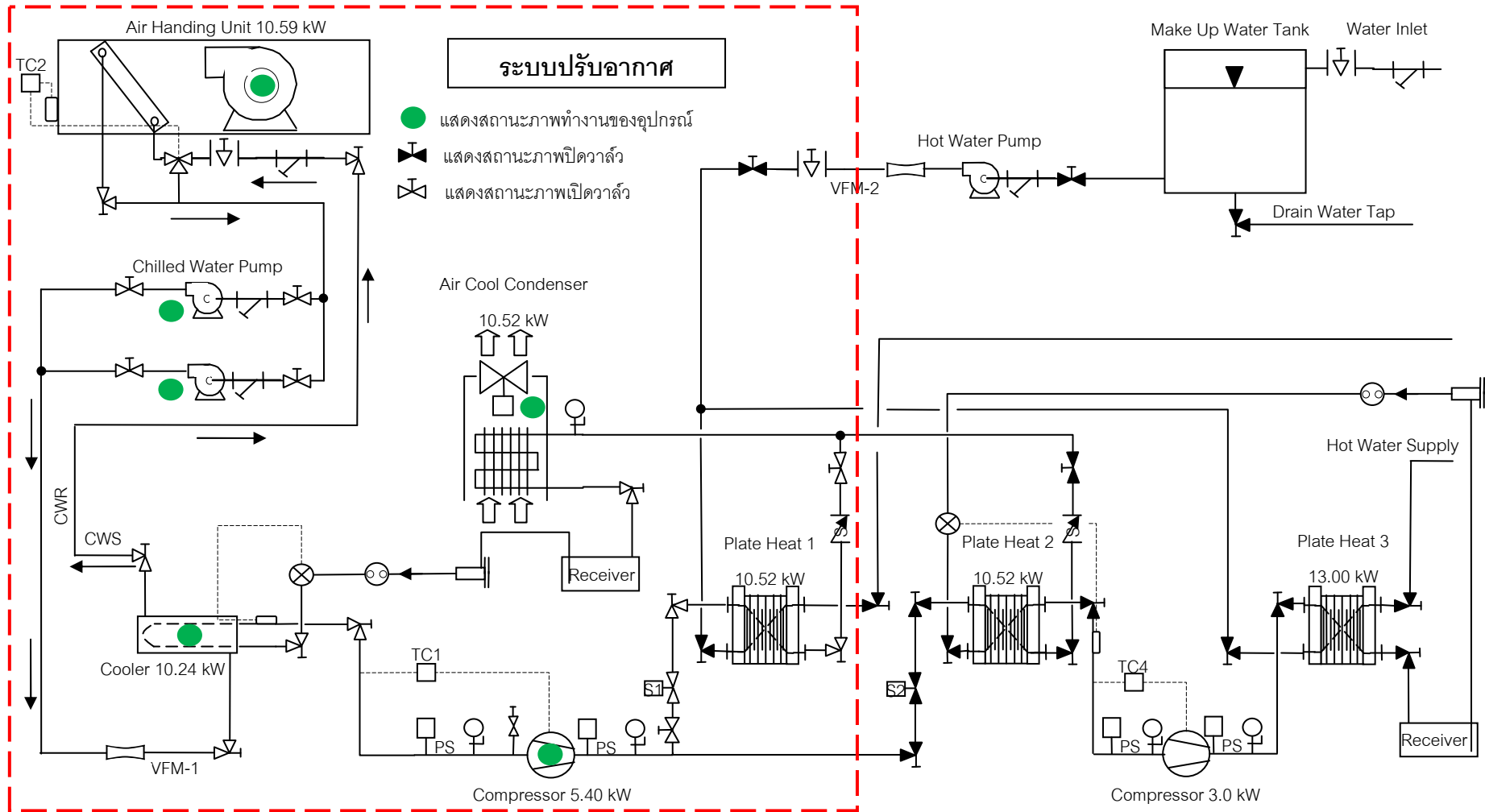
4.6 ขั้นตอนและหลักการทำงานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็น กลับมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง

จะมีระบบที่ทำงานพร้อมกันสองระบบคือระบบทำน้ำเย็นและระบบผลิตน้ำร้อนโดยตรง ซึ่งอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้จะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 40°C (ตามเงื่อนไขการออกแบบ) ซึ่งจะมีขั้นตอนการทำงานดังนี้

4.6.1 ตรวจสอบสถานะ การเปิด ปิด ของวาล์วให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้อง ดังภาพที่ 4.9

4.6.2 เมื่อวาล์วอยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องแล้ว ก่อนที่ระบบทำน้ำร้อนจะทำงาน ระบบทำน้ำเย็นจะต้องทำงานก่อนโดยมีลำดับขั้นตอนการทำงานดังหัวข้อที่ 4.5.1 – 4.5.6

4.6.3 เปิดสวิทช์ S3 เพื่อให้ปั๊มน้ำร้อนทำงาน (Pump II)



ภาพที่ 4.8 สถานะตำแหน่งเปิด ปิด ของวาล์วในระบบทำน้ำเย็น

หลักการทํางาน

การทํางานจะเริ่มจากระบบทํานํ้าเย็น ซึ่งมีลำดับขั้นตอนการทํางานดังที่ได้อธิบายในหัวข้อที่ 4.5 ไปแล้วนั้น เมื่อระบบทํานํ้าเย็นทํางานก็จะมีความร้อนปล่อยทิ้งจากภาวะความร้อนภายในห้องปรับอากาศและพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในการอัดไอ โดยความร้อนดังกล่าวจะถูกนำไประบายออกที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีนํ้าเป็นตัวกลางในการรับความร้อนจากสารทําคายเย็นในระบบทํานํ้าเย็น จึงส่งผลให้นํ้ามีอุณหภูมิสูงขึ้น และสามารถนํานํ้าร้อนที่ได้ไปใช้งานต่อไป ในกรณีที่ระบบทํานํ้าเย็นหยุดทํางาน ระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทํานํ้าเย็นก็จะหยุดทํางานด้วยเช่นกัน เนื่องจากไม่มีความร้อนที่จะนำมาใช้ในการผลิตนํ้าร้อน

ข้อควรระวังในการทํางานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทํานํ้าเย็นกลับมาผลิตนํ้าร้อนโดยตรงนั้น ต้องแน่ใจว่าในระหว่างที่ระบบทํานํ้าร้อนหยุดทํางาน (ไม่มีการถ่ายเทความร้อนให้กับนํ้า) เครื่องควบคุมหลักของระบบทํานํ้าเย็นจะต้องทํางาน เพื่อป้องกันไม่ให้ความดันในระบบทํานํ้าเย็นสูงเกินไป ซึ่งจะสร้างความเสียหายแก่ระบบทํานํ้าเย็นได้

ถ้าความดันในระบบทํานํ้าเย็นสูงหรือต่ำกว่าค่าที่กำหนดไว้ที่สวิตช์ความดัน (Hi-Low Pressure Switch) สวิตช์ความดันก็จะตัดการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับมอเตอร์เครื่องอัดไ้ออกทันที เพื่อป้องกันความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นกับระบบ และถ้ากระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านเข้ามอเตอร์เครื่องอัดไอเกินขนาด Overload Relay ก็จะทำตัดการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับมอเตอร์เครื่องอัดไอทันทีเช่นกัน เพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับมอเตอร์เครื่องอัดไอ

4.7 ขั้นตอนและหลักการทํางานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทํานํ้าเย็นกลับมาใช้ในการผลิตนํ้าร้อนร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อน

ในระบบนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทํานํ้าร้อนที่มีอุณหภูมิสูงกว่าระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทํานํ้าเย็นมาผลิตนํ้าร้อนโดยตรง ซึ่งอุณหภูมินํ้าร้อนที่ได้จากระบบนี้จะมีค่าประมาณ 65°C (ตามเงื่อนไขการออกแบบ) โดยในระบบจะมีการทํางานของสองระบบร่วมกันคือ ระบบทํานํ้าเย็น และระบบปั๊มความร้อน ซึ่งมีขั้นตอนในการทํางานดังนี้

4.7.1 ตรวจสอบสถานะ การเปิด ปิด ของวาล์วให้อยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องดังภาพที่ 4.10

4.7.2 เมื่อวาล์วอยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้องแล้ว ก่อนที่ระบบปั๊มความร้อนจะทํางาน ระบบทํานํ้าเย็นจะต้องทํางานก่อน โดยมีลำดับขั้นตอนการทํางานดังหัวข้อที่ 4.5.1 – 4.5.6

4.7.3 เปิดสวิตช์ S3 เพื่อให้ปั๊มนํ้าร้อนทํางาน (Pump II)

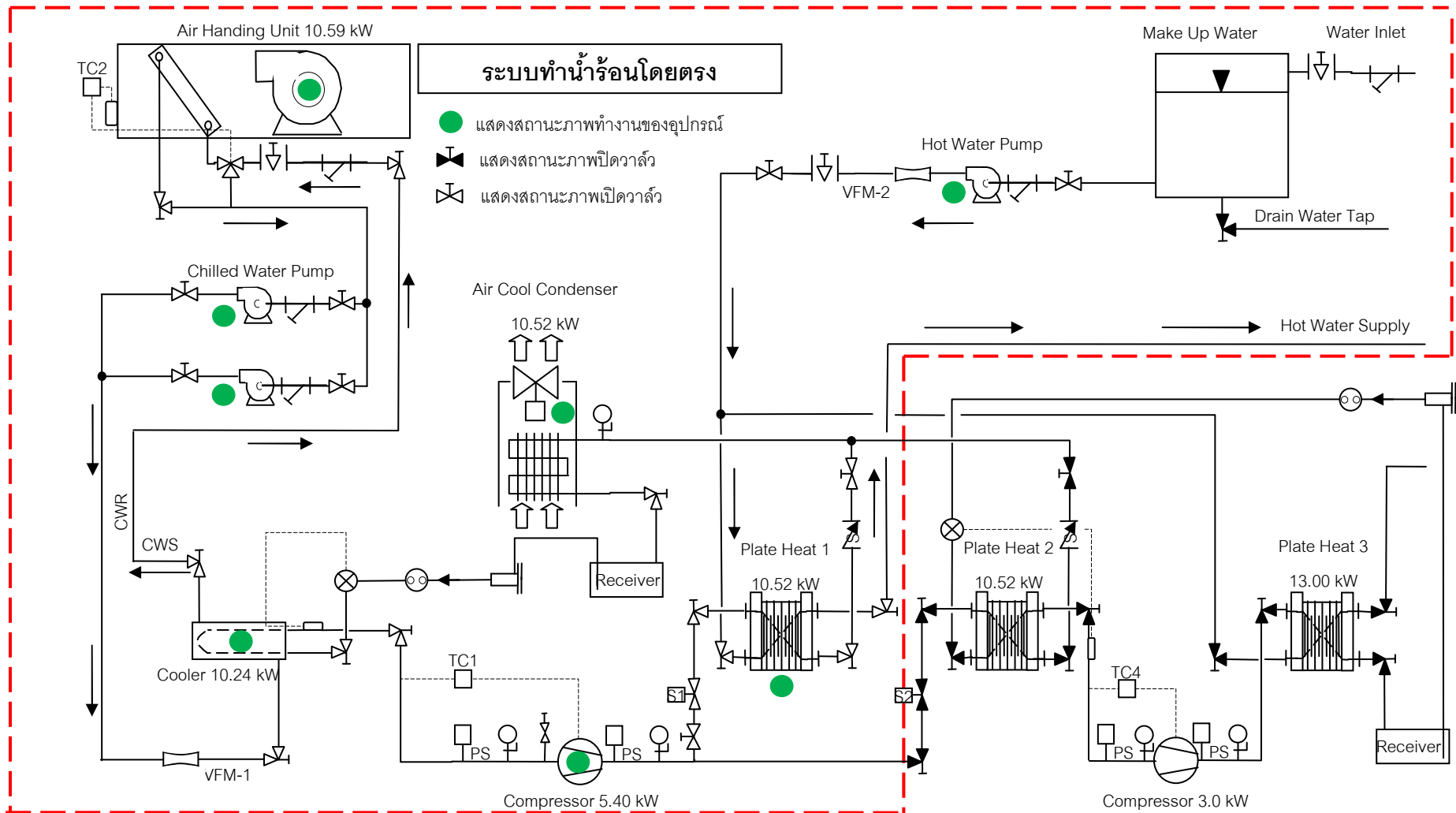
4.7.4 เปิดสวิตช์ S4 เพื่อให้เครื่องอัดไอในระบบปั๊มความร้อนทำงาน

หลักการทำงาน

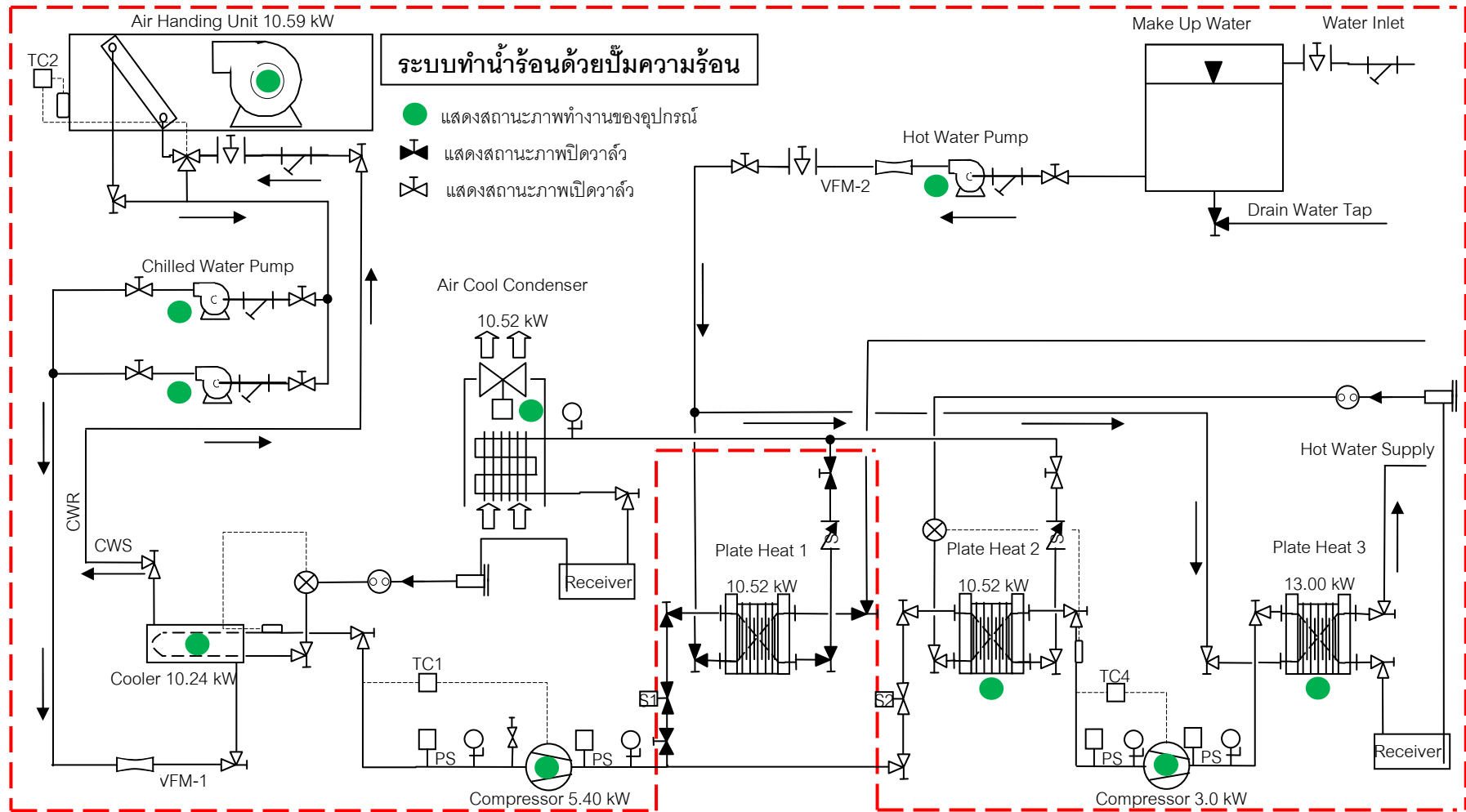
เมื่อระบบทำน้ำเย็นทำงานแล้วนั้นก็จะมีถ่ายเทความร้อนจากระบบทำน้ำเย็นมาให้กับระบบปั๊มความร้อนผ่านทางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวที่ 2 ซึ่งทำหน้าที่เป็นเครื่องระเหยในระบบปั๊มความร้อน สารทำความเย็นจะดูดซับภาระความร้อนจากระบบทำน้ำเย็นผ่านต่อไปยังเครื่องอัดไอแล้วนำความร้อนทั้งหมดที่รับไว้มาถ่ายเทให้กับน้ำที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตัวที่ 3 ซึ่งทำหน้าที่ในการผลิตน้ำร้อน โดยน้ำจะไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุณหภูมิห้องมีค่าประมาณ 28°C ในกรณีที่ระบบทำน้ำเย็นหยุดทำงาน ระบบปั๊มความร้อนก็จะหยุดทำงานด้วยเช่นกัน เนื่องจากความดันด้านต่ำ (Low Side) ในระบบปั๊มความร้อนมีอุณหภูมิต่ำเกินกว่าค่าที่ตั้งไว้ที่เทอร์โมสแตตตัวที่ 4 (TC 4) ส่งผลให้ตัดการทำงานของเครื่องอัดไอ

ข้อควรระวังอีกประการในการทำงานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นร่วมกับระบบปั๊มความร้อนนั้น ต้องแน่ใจว่าในระหว่างที่ระบบทำน้ำร้อนหยุดทำงาน (ไม่มีการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำ) เครื่องควบแน่นของระบบทำน้ำเย็นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศจะต้องทำงาน เพื่อป้องกันไม่ให้ความดันในระบบทำน้ำเย็นสูงเกินไป ซึ่งจะสร้างความเสียหายแก่ระบบทำน้ำเย็นได้ โดยเครื่องควบแน่นจะหยุดทำงานเมื่อเครื่องอัดไอของระบบทำน้ำเย็นหยุดทำงานเท่านั้น

ถ้าความดันในระบบทำน้ำเย็นหรือระบบปั๊มความร้อนสูงหรือต่ำกว่าค่าที่กำหนดไว้ (Hi-Low Pressure Switch) สวิตซ์ความดันก็จะตัดการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับมอเตอร์เครื่องอัดไอออกทันที เพื่อป้องกันความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นกับระบบ และถ้ากระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านเข้ามอเตอร์เครื่องอัดไอเกินขนาด Overload Relay ก็จะตัดการจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับมอเตอร์เครื่องอัดไอทันทีเช่นกัน เพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับมอเตอร์เครื่องอัดไอ



ภาพที่ 4.9 สถานะตำแหน่งเปิด ปิด ของวาล์วในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นมาผลิตน้ำร้อนโดยตรง



ภาพที่ 4.10 ตำแหน่งเปิด ปิด ของวาล์วในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นมาผลิตน้ำร้อนร่วมกับปั๊มความร้อน

บทที่ 5 วิธีการดำเนินการวิจัย

5.1 ลักษณะของชุดทดลองที่ใช้ในการวิจัย

ชุดทดลองที่ใช้ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ดัดแปลงนำเฉพาะส่วนที่เป็นคอนเดนซิ่งยูนิตของระบบปรับอากาศชนิดแยกส่วน ซึ่งภายในประกอบด้วยเครื่องอัดไอ และเครื่องควบแน่น นำมาประกอบร่วมกับระบบทำน้ำร้อนโดยตรงและระบบปั๊มความร้อน รายละเอียดของอุปกรณ์ในชุดทดลองดังแสดงในตารางที่ 5.1 ซึ่งมีแผนผังการทำงานโดยรวมดังภาพที่ 4.6

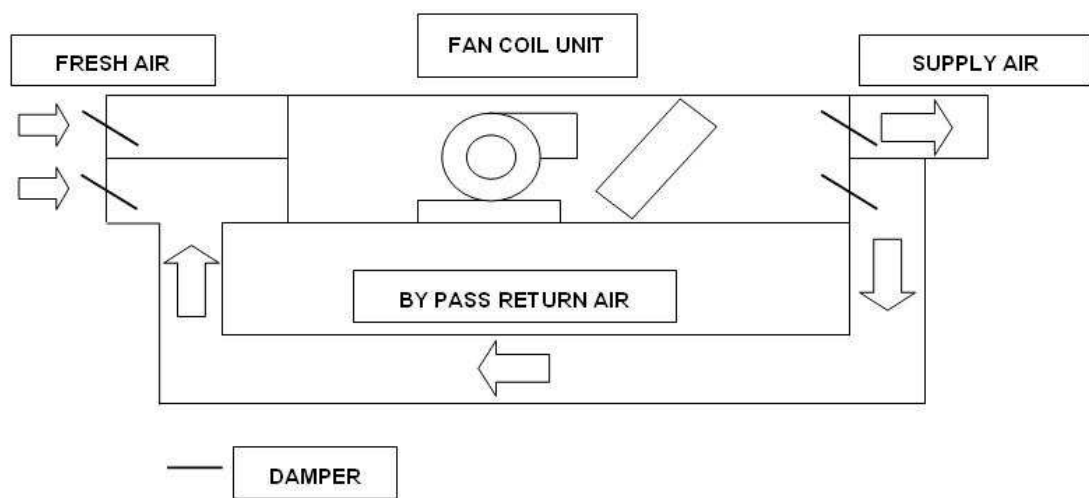
ตารางที่ 5.1 แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในชุดทดลอง

อุปกรณ์ในชุดทดลอง	ข้อมูลทางเทคนิค	อุปกรณ์ในชุดทดลอง	ข้อมูลทางเทคนิค
<u>ระบบทำความเย็น</u> - เครื่องอัดไอ ชนิดโรตารี ขนาดพิกัด	5.40 kW	- เครื่องเป่าลมเย็น ขนาด กว้าง×ยาว×สูง - อัตราการทำงานทำความเย็น	1570×620×250 mm 10.59 kW
- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ชนิดแผ่น พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	1.4 m ²	<u>ระบบปั๊มความร้อน</u> - เครื่องอัดไอ ชนิดสโคล ขนาดพิกัด	3.0 kW
- เครื่องควบแน่น ชนิดระบาย ความร้อนด้วยอากาศ ขนาด กว้าง×ยาว×สูง	795×1018×360 mm	- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความ ร้อนชนิดแผ่น พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	2.0 m ²
- อุปกรณ์ทำน้ำเย็นชนิดเปลือก และท่อ ขนาดพิกัดการทำงานทำความเย็น - พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	10.30 kW 0.79 m ²	- สารทำความเย็น	R-134A
- สารทำความเย็น	R-22		

ภาพที่ 5.1 แสดงท่อลมที่ได้ทำการติดตั้งเพื่อควบคุมปริมาณลม เข้า-ออก เครื่องเป่าลมเย็น มีวัตถุประสงค์เพื่อควบคุมภาระการทำงานทำความเย็นของเครื่องทำน้ำเย็น เพื่อศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการอัดไอและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นเมื่อภาระการทำงานทำความเย็นเปลี่ยนแปลง ภาพที่ 5.2 แสดงแผนภาพรายละเอียดของท่อลมที่ติดตั้งกับเครื่องเป่าลมเย็น จากภาพจะเห็นได้ว่าจะมีแผ่นปรับปริมาณลม (Damper) ที่ปลายท่อลมทั้งทางเข้าและทางออก ทำหน้าที่ควบคุมปริมาณลมให้เหมาะสมกับการทดลอง



ภาพที่ 5.1 ท่อลมที่ได้ทำการติดตั้งเพื่อควบคุมปริมาณลมเข้า ออกเครื่องเป่าลมเย็น



ภาพที่ 5.2 ลักษณะการไหลเข้าออกของลมในเครื่องเป่าลมเย็น

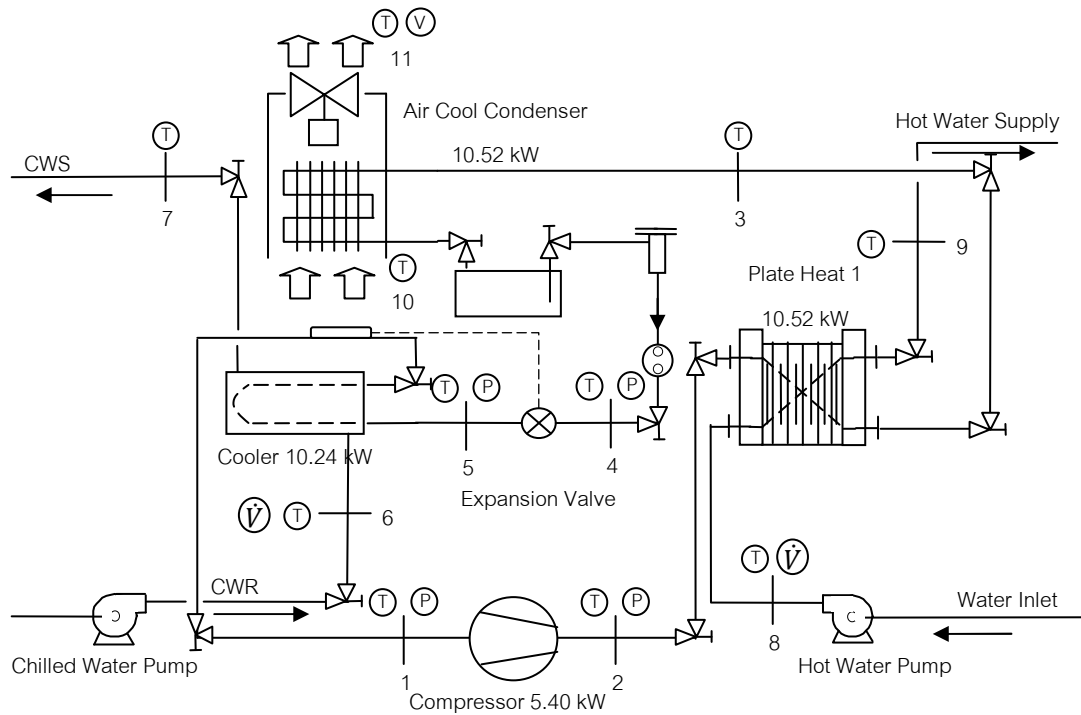
5.2 วิธีการดำเนินการวิจัยและการตรวจวัดข้อมูล

วิธีการทดลองนั้นแบ่งออกได้เป็นสามการทดลอง คือ การทดลองระบบทำน้ำเย็นเพื่อใช้ในการปรับอากาศ, การทดลองทำน้ำร้อนโดยนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ และการทดลองการทำน้ำร้อนโดยการนำความร้อนปล่อยทิ้งร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อน รายละเอียดของการทดลองแต่ละกรณีมีดังต่อไปนี้

5.2.1 การทดลองระบบทำน้ำเย็นเพื่อใช้ในการปรับอากาศ

ในการทดลองนี้จะทำการเก็บข้อมูลในระหว่างการทำงานของระบบทำน้ำเย็นเพียงอย่างเดียว โดยทำการเดินระบบทำน้ำเย็นจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ การทดลองนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อประเมินหาอัตราการทำความเย็น, กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ เพื่อใช้เป็นข้อมูลเปรียบเทียบกับ การทดลองในกรณีเพิ่มอัตราการ

ไหลของน้ำร้อน ภาพที่ 5.3 แสดงตำแหน่งตรวจวัดต่างๆ ภายในชุดทดลอง และตารางที่ 5.2 แสดงรายละเอียดของการตรวจวัดข้อมูล



ภาพที่ 5.3 ตำแหน่งตรวจวัดต่างๆ ภายในชุดทดลอง

ตารางที่ 5.2 ข้อมูลที่ตรวจวัดจากชุดทดลองระบบผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ตำแหน่ง	ตัวแปรที่ตรวจวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด
1-5	อุณหภูมิของสารทำความเย็น	Thermocouple type K
6,7	อุณหภูมิน้ำที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็น	RTD type PT100
8,9	อุณหภูมิน้ำเข้าและออกเครื่องทำน้ำร้อน	RTD type PT100
10,11	อุณหภูมิอากาศเข้าและออกเครื่องควบแน่น	RTD type PT100
1,5	ความดันสารทำความเย็น	Low pressure gauge
2,4	ความดันสารทำความเย็น	High pressure gauge

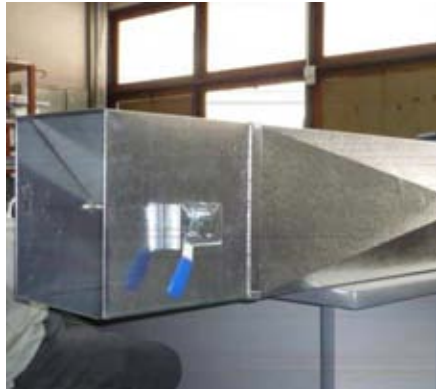
ตารางที่ 5.2 ข้อมูลที่ตรวจวัดจากชุดทดลองระบบผลิตน้ำร้อนโดยตรง (ต่อ)

ตำแหน่ง	ตัวแปรที่ตรวจวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด
6, 8	อัตราการไหลน้ำเย็น อัตราการไหลของน้ำร้อน	Flow meter
11	ความเร็วลม	Anemometer
-	กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัดไอ	Power meter

5.2.2. การทดลองระบบการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ในการทดลองนี้จะทำการเก็บข้อมูลในระหว่างการทำงานของระบบทำน้ำเย็นและระบบผลิตน้ำร้อนโดยตรง ซึ่งจะทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat recovery unit) เริ่มจาก 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อวินาทีตามลำดับ เพื่อศึกษาถึงการเปลี่ยนแปลงของกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบการทำน้ำเย็น โดยในแต่ละการทดลองที่ควบคุมอัตราการไหลนั้นได้ทำการปรับลดภาระการทำความร้อนในระบบทำน้ำเย็นโดยการปรับลดปริมาณลมที่เข้าเครื่องเป่าลมเย็น ซึ่งที่ปลายท่อลมได้ทำการติดตั้งใบควบคุมปริมาณลมจากภายนอกห้องและลมเย็นภายในห้อง โดยใบปรับสามารถปรับได้จาก 0 องศา ถึง 50 องศา (เพิ่มขึ้นจากแนวระดับ) ซึ่งใบปรับถูกติดตั้งอยู่กึ่งกลางของท่อลม ภาพที่ 5.4 แสดงลักษณะของใบควบคุมปริมาณลม ในการทดลองนั้น จะทำการทดลองโดยการปรับลดปริมาณลมจากภายนอกห้องปรับอากาศและเพิ่มปริมาณลมเย็นเพื่อควบคุมภาระการทำความร้อนของระบบปรับอากาศ โดยทำการปรับลดปริมาณลมดังนี้คือ

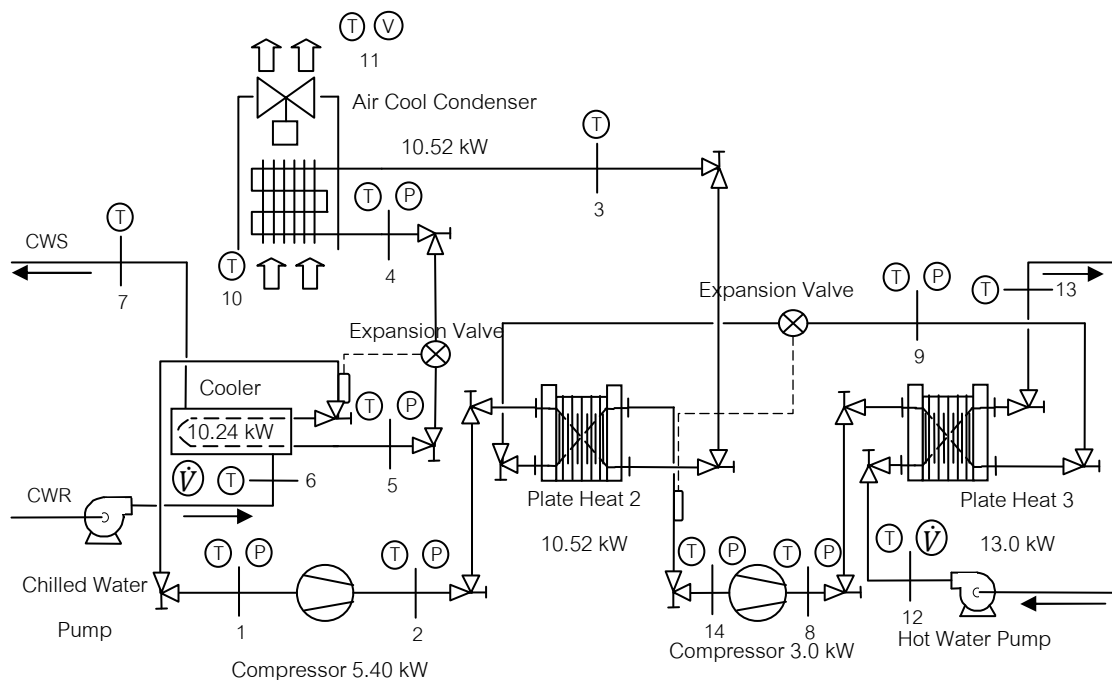
1. ปรับใบควบคุมปริมาณลมจากภายนอกห้องให้เปิดรับลมจากภายนอกห้องที่ 0 องศาจากแนวระดับ และไม่มีการผสมลมเย็นจากภายในห้องปรับอากาศ (100% Fresh air)
2. ปรับใบควบคุมปริมาณลมจากภายนอกห้องและลมเย็นภายในห้องที่ 25 องศา เพื่อให้อากาศผสมกันก่อนเข้าเครื่องเป่าลมเย็น (50% Fresh air -50% By pass return air)
3. ปรับใบควบคุมปริมาณลมจากภายนอกอยู่ที่ 40 องศา (ลดปริมาณลมจากภายนอก) และปรับใบควบคุมปริมาณลมเย็นอยู่ที่ 10 องศา (20% Fresh air - 80% By pass return air)



ภาพที่ 5.4 ลักษณะของใบปรับปริมาณลม (Damper) ที่ได้ทำการติดตั้งภายในท่อลม ในการวิเคราะห์ผลการทดลองนั้นจะใช้ข้อมูลในสภาวะคงที่มาใช้ในการวิเคราะห์ จุดตรวจวัด ข้อมูลดังแสดงในภาพที่ 5.3 และรายละเอียดในการตรวจวัดแสดงอยู่ในตารางที่ 5.2 เช่นเดียวกับการทดลองที่ 5.2.1

5.2.3. การทดลองการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นร่วมกับ การใช้ปั๊มความร้อน

วิธีการทดลองนั้นจะทำการทดลองโดยการควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตั้งแต่ 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อนาทีตามลำดับ และเปิดให้ระบบทำน้ำเย็นและระบบปั๊มความร้อนทำงานพร้อมกัน เพื่อประเมินหากำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอและค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพของระบบ นอกจากการควบคุมอัตราการไหลของน้ำแล้วยังได้ทำการควบคุมภาระการทำความเย็นดังเช่นการทดลองที่ผ่านมาเช่นกัน ภาพที่ 5.5 แสดงระบบที่ใช้ในการทดลองและจุดตรวจวัด ตารางที่ 5.3 แสดงรายละเอียดในการตรวจวัดข้อมูล



ภาพที่ 5.5 ระบบที่ใช้ในการทดลองและตำแหน่งที่ทำการตรวจวัดข้อมูล

ตารางที่ 5.3 ข้อมูลที่ตรวจวัดจากชุดทดลองระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน

ตำแหน่ง	ตัวแปรที่ตรวจวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด
1-5	อุณหภูมิของสารทำความเย็น ในระบบทำน้ำเย็น	Thermocouple type K
6,7	อุณหภูมิน้ำที่เข้าและออกเครื่องทำน้ำเย็น	RTD type PT100
8,9	อุณหภูมิของสารทำความเย็น ในระบบปั๊มความร้อน	Thermocouple type K
10,11	อุณหภูมิอากาศเข้าและออกเครื่องควบแน่น	RTD type PT100
1,5	ความดันสารทำความเย็น ในระบบทำน้ำเย็น	Low pressure gauge
14	ความดันสารทำความเย็น ในระบบปั๊มความร้อน	Low pressure gauge
2,4	ความดันสารทำความเย็น ในระบบทำน้ำเย็น	High pressure gauge
8	ความดันสารทำความเย็น ในระบบปั๊มความร้อน	High pressure gauge
6, 12	อัตราการไหลน้ำเย็น อัตราการไหลของน้ำร้อน	Flow meter
12, 13	อุณหภูมิของน้ำที่เข้าและออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	RTD type PT100
11	ความเร็วลม	Anemometer
-	กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็นและปั๊มความร้อน	Power meter

5.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดข้อมูล

5.3.1 เอร์โมคัปเปิล (Thermocouples)

ภายในชุดทดลองได้ทำการติดตั้งเอร์โมคัปเปิล เพื่อบันทึกอุณหภูมิในระหว่างการทำงานของชุดทดลอง โดยได้ทำการติดตั้งที่บริเวณผิวท่อทองแดงในระบบทำความเย็นและปั๊มความร้อน ซึ่งได้เลือกใช้เอร์โมคัปเปิลชนิด K (Type K) มีอุณหภูมิการใช้งานสูงสุด 400°C มีความเที่ยงตรงในการอ่านค่า $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$

5.3.2 Resistance Temperature Detectors (RTD) ชนิด PT100

RTD ชนิด PT100 เป็นอุปกรณ์ที่ตรวจวัดอุณหภูมิโดยใช้ตัวต้านทาน โดยที่ PT100 จะมีความต้านทานที่ 100 โอห์ม ที่ 0°C และมีความต้านทานเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ค่าความต้านทานที่เปลี่ยนแปลงไปต่อ 1°C (ค่าอัลฟา) ในมาตรฐาน DIN มีค่าเท่ากับ 0.00385 และ 0.00392 ในมาตรฐาน JIS

PT100 มีความแม่นยำและความเป็นเชิงเส้นสูงมากกว่าเมื่อเทียบกับเอร์โมคัปเปิล แต่การวัดอุณหภูมิใช้ได้ไม่เกิน 650°C ในชุดทดลองได้ใช้ในการตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำที่เข้าออกเครื่องทำน้ำเย็น, น้ำที่ไหลเข้าออกเครื่องทำน้ำร้อน, อุณหภูมิบรรยากาศ, อุณหภูมิห้อง และอุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น มีความเที่ยงตรงในการอ่านค่า $\pm (0.2\% + 0.15)^{\circ}\text{C}$



ภาพที่ 5.6 เอร์โมคัปเปิลชนิด K และ RTD ชนิด PT100

5.3.3 เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิและบันทึกข้อมูล (Data logger)

เครื่องอ่านค่าอุณหภูมิและบันทึกข้อมูลเป็นของบริษัท Wisco รุ่น DL2100 ใช้ในการเก็บข้อมูลที่อ่านได้จากเอร์โมคัปเปิลและ PT100 มีความเที่ยงตรง $\pm 0.1\%$ ของข้อมูลที่เครื่องอ่านได้

5.3.4 เครื่องวัดความเร็วลม (Anemometer)

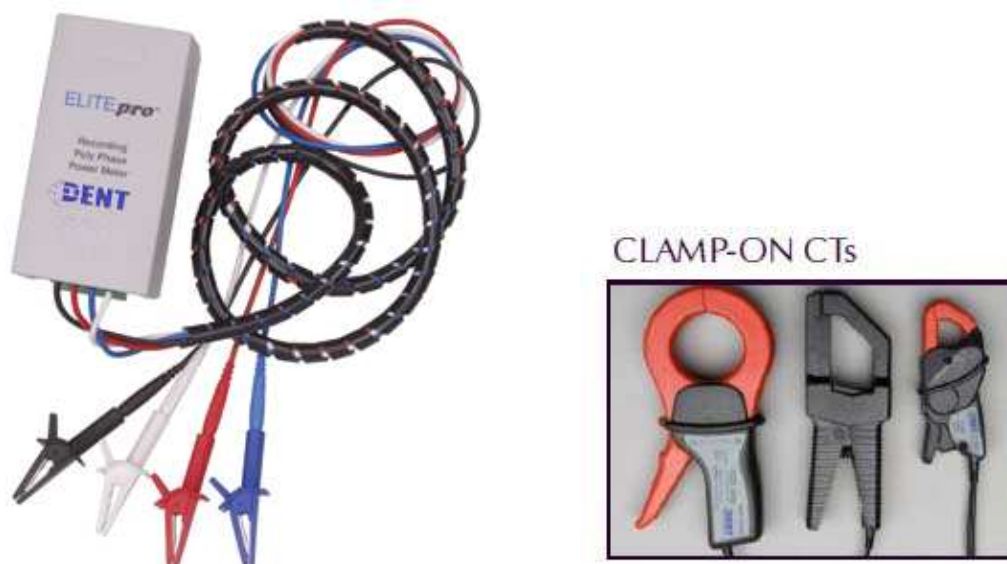
ใช้ในการวัดความเร็วลมที่ออกจากเครื่องควบแน่นเพื่อหาความเร็วลมเฉลี่ยเพื่อใช้ในการคำนวณปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งจากอากาศ มีย่านการวัดอยู่ที่ 0.8-12.00 m/s, ค่าความละเอียดในการอ่านค่า 0.01 เมตรต่อวินาที, ค่าความแม่นยำในการอ่านค่า $\pm (2\%+0.2 \text{ m/s})$ และช่วงอุณหภูมิการใช้งานอยู่ที่ 0°C ถึง 50°C



ภาพที่ 5.7 เครื่องบันทึกข้อมูลและเครื่องวัดความเร็วลม

5.3.5 เครื่องบันทึกพลังงานไฟฟ้า (Power Meter data logger)

ใช้ในการบันทึกค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็นและระบบทำความร้อน เป็นของบริษัท Dent Instrument รุ่น ELITEpro มีช่องสัญญาณ Input สูงสุด 4 ช่อง ใช้คู่กับแคลมป์วัดกระแสไฟฟ้าขนาดได้หลายขนาด โดยที่ตัวเครื่องบันทึกและแคลมป์มีความเที่ยงตรงเท่ากับ $\pm 0.2\%$ และ $2.5\% + 0.5 \text{ mA}$ ตามลำดับ



ภาพที่ 5.8 เครื่องบันทึกพลังงานไฟฟ้าและแคลมป์วัดกระแสไฟฟ้า

5.3.6 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ (Water Flow Meter)

เป็นของบริษัท Asahi วัดอัตราการไหลได้สูงสุด 3.5 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ในชุดทดลองได้ติดตั้งบริเวณทางเข้าเครื่องทำน้ำเย็นและทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการผลิตน้ำร้อน มีค่าความเที่ยงตรงเท่ากับ ± 0.28 ถึง 2% ของค่าที่อ่านได้



ภาพที่ 5.9 เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ

5.4 การตรวจวัดข้อมูลจากโรงพยาบาล

5.4.1 ลักษณะของระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ

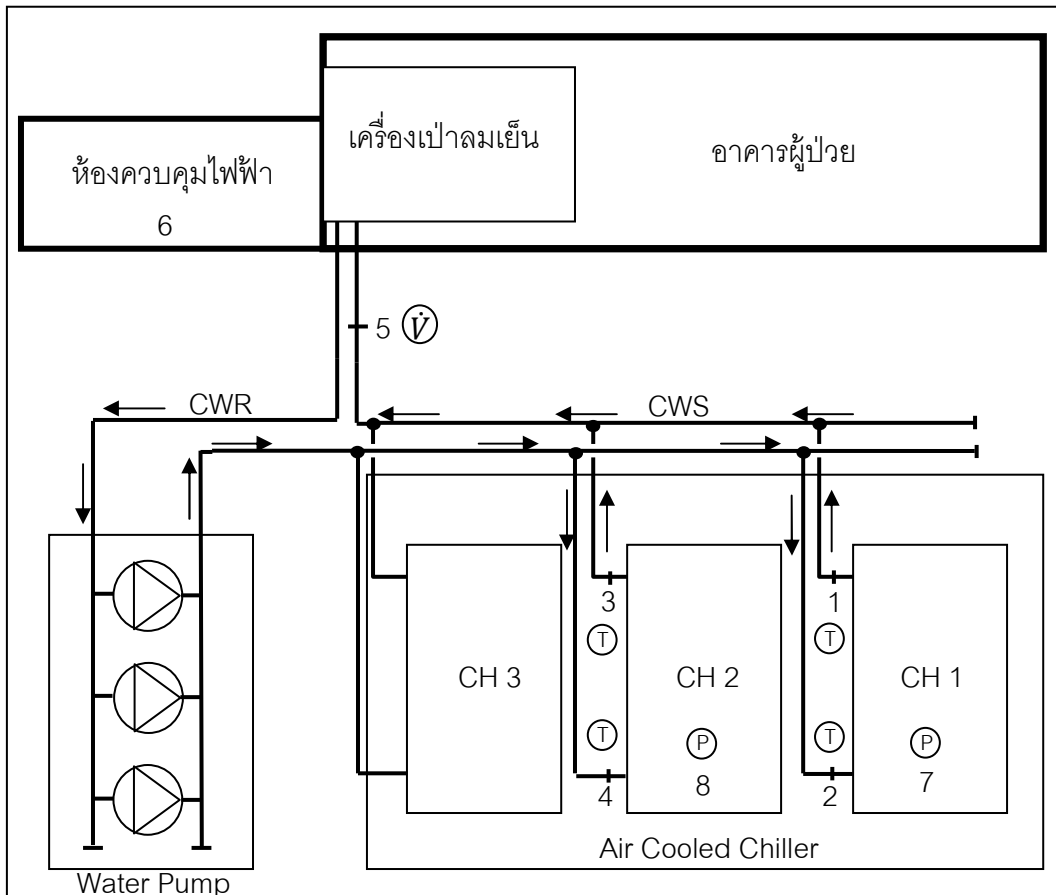
ระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบจะเป็นระบบทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ จำนวน 3 เครื่อง แต่สามารถทำงานได้เพียง 2 เครื่องเท่านั้น โดยแต่ละเครื่องมีขนาดการทำความเย็น 80 TR ทำงานตลอด 24 ชั่วโมง เครื่องอัดไอสารทำความเย็นเป็นแบบลูกสูบใช้สารทำความเย็นชนิด R-22 เป็นสารทำงาน และมีเครื่องสูบน้ำเย็นจำนวน 3 เครื่อง ซึ่งทำงานจริงเพียง 2 เครื่องเช่นกัน ภาพที่ 5.9 แสดงแผนผังการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบและจุดตรวจวัดข้อมูล

5.4.2 การตรวจวัดข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ

การตรวจวัดข้อมูลจากโรงพยาบาลนั้นจะทำการตรวจวัดทั้งหมด 4 ครั้ง แล้วเลือกครั้งที่ได้ข้อมูลที่เหมาะสมที่สุดมาทำการวิเคราะห์ จากภาพที่ 5.9 แสดงตำแหน่งจุดตรวจวัดซึ่งได้ทำการตรวจวัดข้อมูลดังแสดงรายละเอียดในตารางที่ 5.4

โดยการตรวจวัดจะกระทำต่อเนื่องกันเป็นเวลา 2 ชั่วโมง จากข้อมูลที่ตรวจวัดได้เมื่อนำมาวิเคราะห์พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลนั้นจะมีการทำงานเป็นขั้นๆ และจะมีในบางช่วงที่เครื่องจะหยุดทำงานจนส่งผลให้กำลังไฟฟ้าที่วัดได้มีค่าเป็นศูนย์ ในการเดินเครื่องทำน้ำเย็นพร้อมกันสองเครื่องนั้น จะมีการเดินให้เครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 (CH 1) เป็นฐาน นั่นคือพยายามให้เครื่องทำน้ำเย็นเครื่องที่ 1 เดินที่กำลังคงที่ให้ได้มากที่สุด ในขณะที่เครื่องทำน้ำเย็น

เครื่องที่ 2 (CH-2) จะทำหน้าที่เป็นตัวเสริมเพื่อทำน้ำเย็นให้ได้ตามอุณหภูมิที่ต้องการ สำหรับค่าอื่นๆ ที่ตรวจวัดได้ส่วนมากจะมีค่าที่ค่อนข้างคงที่หรือแกว่งอยู่ในช่วงแคบๆ เมื่อนำข้อมูลที่ได้ทั้งหมดนำมาหาค่าเฉลี่ยผลที่ได้จะแสดงในตารางที่ 5.5 และตารางที่ 5.6 แสดงข้อมูลที่ได้จากการคำนวณ



ภาพที่ 5.10 แผนผังแสดงการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็นโรงพยาบาลต้นแบบและจุดตรวจวัด

ตารางที่ 5.4 แสดงข้อมูลและอุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด

ตำแหน่งตรวจวัดข้อมูล	ตัวแปรที่ตรวจวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด
1, 3	อุณหภูมิน้ำเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็น	Thermocouple ชนิด K
2, 4	อุณหภูมิน้ำเย็นกลับเครื่องทำน้ำเย็น	Thermocouple ชนิด K
5	อัตราการไหลของน้ำเย็น	Ultrasonic flow meter
6	กำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็น และกำลังไฟฟ้าของเครื่องสูบน้ำเย็น	Power Meter data logger

ตารางที่ 5.4 แสดงข้อมูลและอุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด (ต่อ)

ตำแหน่งตรวจวัดข้อมูล	ตัวแปรที่ตรวจวัด	อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัด
7, 8	ความดันสารทำความเย็นทั้งด้านต่ำ (suction) และด้านสูง (discharge)	Pressure transmitter

ตารางที่ 5.5 ค่าเฉลี่ยที่ได้จากการตรวจวัดและเก็บข้อมูล

ลำดับ	ค่าที่ตรวจวัด	เงื่อนไข	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย
1	กำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็น (คิดรวมเครื่องอัดไอกับพัดลมเครื่องควบแน่น)	เครื่องที่ 1	$\dot{W}_{chiller1}$	19.60	kW
		เครื่องที่ 2	$\dot{W}_{chiller2}$	21.25	kW
2	กำลังไฟฟ้าพัดลมเครื่องควบแน่น	เครื่องที่ 1	\dot{W}_{fan1}	1.37	kW
		เครื่องที่ 2	\dot{W}_{fan2}	1.97	kW
3	กำลังไฟฟ้าของเครื่องสูบน้ำเย็น	เครื่องที่ 1	\dot{W}_{pump1}	5.37	kW
		เครื่องที่ 2	\dot{W}_{pump2}	5.36	kW
4	ความดันสารทำความเย็นเฉลี่ย	ด้านต่ำ	P_L	4.60	bar(g)
		ด้านสูง	P_H	18.8	bar(g)
5	อุณหภูมิของน้ำเย็นด้านเข้าสู่เครื่องทำน้ำเย็น	เครื่องที่ 1	T_{cwr1}	14.05	°C
		เครื่องที่ 2	T_{cwr2}	11.89	°C
6	อุณหภูมิของน้ำเย็นด้านออกจากเครื่องทำน้ำเย็น	เครื่องที่ 1	T_{cws1}	12.54	°C
		เครื่องที่ 2	T_{cws2}	10.45	°C
7	อัตราไหลของน้ำเย็นเฉลี่ยรวม	-	$\dot{V}_{chiller}$	66.66	m ³ /hr
8	ความต้องการน้ำร้อนในโรงพยาบาลเฉลี่ย	-	$\dot{V}_{hw(REQ)}$	5.69	m ³ /hr

ตารางที่ 5.6 ผลการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น

ลำดับ	ค่าที่คำนวณ	เงื่อนไข	สัญลักษณ์	สูตร	ค่าที่ได้	หน่วย
1	ภาระความเย็น	เครื่องที่ 1	$\dot{Q}_{L,CH1}$	$(0.5\rho_w\dot{V}_{chiller}C_{p,w})(T_{cwr1} - T_{cws1})$	16.55	TR
		เครื่องที่ 2	$\dot{Q}_{L,CH2}$	$(0.5\rho_w\dot{V}_{chiller}C_{p,w})(T_{cwr2} - T_{cws2})$	15.86	TR
2	COP (เครื่องอัดอย่างเดียว)	เครื่องที่ 1	COP_{R1}	$\dot{Q}_{L,CH1}/(\dot{W}_{chiller1} - \dot{W}_{fan1})$	3.194	-
		เครื่องที่ 2	COP_{R2}	$\dot{Q}_{L,CH2}/(\dot{W}_{chiller2} - \dot{W}_{fan2})$	2.893	-

ตารางที่ 5.6 ผลการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องทำน้ำเย็น (ต่อ)

ลำดับ	ค่าที่คำนวณ	เงื่อนไข	สัญลักษณ์	สูตร	ค่าที่ได้	หน่วย
3	COP (รวมพัดลมและเครื่องสูบลม)	เครื่องที่ 1	$COP_{R,all1}$	$\dot{Q}_{L,CH1}/(\dot{W}_{chiller1} + \dot{W}_{pump1})$	2.331	-
		เครื่องที่ 2	$COP_{R,all2}$	$\dot{Q}_{L,CH2}/(\dot{W}_{chiller2} + \dot{W}_{pump2})$	2.096	-

5.4.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการตรวจวัดข้อมูลที่โรงพยาบาลต้นแบบ

5.4.3.1. เฮอร์โมคัปเปิลชนิด K ใช้ในการตรวจวัดอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าออกเครื่องทำน้ำเย็น ภาพที่ 5.11 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้งเฮอร์โมคัปเปิล



ภาพที่ 5.11 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้งเฮอร์โมคัปเปิล

5.4.3.2. Pressure transmitter ทำหน้าที่ในการตรวจวัดความดันของสารทำความเย็น โดยต่อเข้ากับท่อทางด้านความดันสูงและท่อทางด้านความดันต่ำในระบบทำความเย็น และส่งสัญญาณออกมาเป็นกระแสไฟฟ้าขนาด 4-20 mA เป็นแบบเชิงเส้นตามความดันของสารทำความเย็น มีค่าความเที่ยงตรงในการอ่านค่าอยู่ที่ $\pm 1\%$ ของค่าสูงสุดที่อ่านได้ ($\pm 1\%$ of full scale) ดังแสดงในภาพที่ 5.12

5.4.3.3. เครื่องบันทึกพลังงานไฟฟ้า (Power Meter data logger) ใช้ในการบันทึกกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็น ในการตรวจวัดได้ทำการติดตั้งที่ห้องควบคุมการจ่ายกระแสไฟฟ้า ทำการตรวจวัดกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอ, พัดลมระบายความร้อนและปั๊มน้ำเย็น ภาพที่ 5.13 แสดงตำแหน่งที่ทำการตรวจวัด



ภาพที่ 5.12 ตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Pressure transmitter



ภาพที่ 5.13 ตำแหน่งที่ทำการตรวจวัดกำลังไฟฟ้า

5.4.3.4. Ultrasonic flow meter ใช้สำหรับการวัดอัตราการไหลของน้ำเย็น โดยได้ทำการติดตั้งบริเวณผิวท่อทางด้านน้ำเย็นออกจากเครื่องทำน้ำเย็น ดังแสดงในภาพที่ 5.14



ภาพที่ 5.14 ตำแหน่งที่ติดตั้งเครื่อง Ultrasonic flow meter

บทที่ 6

ผลการศึกษาวิจัย

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดลองแบ่งออกเป็น 3 การทดลองคือ การทดลองระบบทำน้ำเย็น เพื่อประเมินขีดความสามารถของระบบก่อนการปรับปรุง, การทดลองระบบทำน้ำร้อนโดยตรงและการทดลองระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน ซึ่งในระหว่างการทดลองจะใช้ข้อมูลเฉลี่ยมาทำการวิเคราะห์ผล โดยจะเก็บข้อมูลทุกๆ 15 วินาทีในแต่ละการทดลอง ซึ่งในแต่ละการทดลองจะทำการตรวจวัดกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ

6.1 ผลการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบทำน้ำเย็น

การทดลองนี้จะเป็นการประเมินขีดความสามารถการทำงานของระบบทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง โดยมีลักษณะการทำงานคือใช้ระบบลมเย็นหมุนเวียนภายในห้องปรับอากาศ เพื่อประเมินหาความสามารถของระบบทำความเย็นในเบื้องต้น ซึ่งมีข้อมูลการตรวจวัดและการคำนวณดังตารางที่ 6.1 และ 6.2 ตามลำดับ โดยการทดลองนี้ยังไม่ได้ทำการติดตั้งท่อลมเพิ่มเติมเข้าไปในระบบ

ตารางที่ 6.1 ข้อมูลของค่าเฉลี่ยที่ได้จากการตรวจวัด

ลำดับ	ค่าที่ตรวจวัด	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย
1	อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า-ออกเครื่องทำน้ำเย็น	T_{cwr}	13.89	°C
		T_{cws}	9.54	°C
2	อัตราการไหลของน้ำเย็น	\dot{V}_{ch}	27	l/min
3	อุณหภูมิอากาศเข้า-ออกเครื่องควบแน่น	$T_{ambient}$	30.37	°C
		$T_{air,out}$	41.40	°C
4	ความเร็วลม ณ ทางออกเครื่องควบแน่น	V_{air}	3.97	m/s
5	พื้นที่หน้าตัดของเครื่องควบแน่น	A	0.2084	m ²
6	ความดันของสารทำความเย็น	P_H	21.03	bar(a)
		P_L	5.31	bar(a)
7	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอ	\dot{W}_{CH}	3.02	kW

ตารางที่ 6.2 ผลการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของระบบทำน้ำเย็น

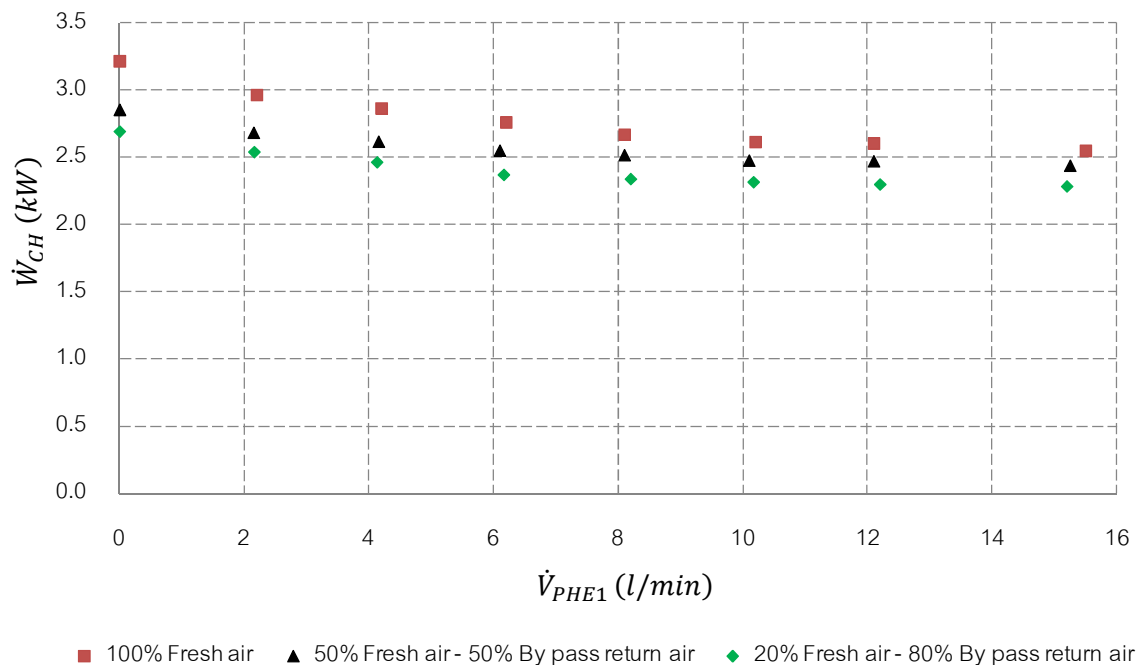
ลำดับ	ค่าที่คำนวณ	สัญลักษณ์	สูตร	ค่าที่ได้	หน่วย
1	ภาระความเย็น	\dot{Q}_L	$(\rho_w \dot{V}_{ch} C_{p,w})(T_{cwr} - T_{cws})$	8.20	kW
2	ความร้อนปล่อยทิ้ง	\dot{Q}_H	$(\rho_{air} V_{air} A C_{p,air}) \times (T_{air,out} - T_{ambient})$	9.77	kW
3	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น	COP_R	$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{CH}}$	2.73	-

จากการตรวจวัดข้อมูลและการคำนวณนั้นจะเห็นได้ว่า ระบบทำน้ำเย็นสามารถผลิตน้ำเย็นได้ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า-ออกเครื่องเป่าลมเย็นที่อุณหภูมิ 9.54°C และ 13.89°C ตามลำดับ ซึ่งสามารถทำความเย็นได้ 8.20 kW ใช้กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัดไอเท่ากับ 3.02 kW และระบบมีความร้อนปล่อยทิ้งเท่ากับ 9.77 kW แต่จากการตรวจวัดข้อมูลนั้นจะเห็นได้ว่าความดันของระบบทำน้ำเย็นมีค่าสูง (21.03 bar(a)) ซึ่งเป็นผลมาจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแทรกเข้าไปในระบบเพื่อใช้สำหรับผลิตน้ำร้อน จึงส่งผลให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นไหลได้ช้าลง ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนออกสู่บรรยากาศได้น้อย

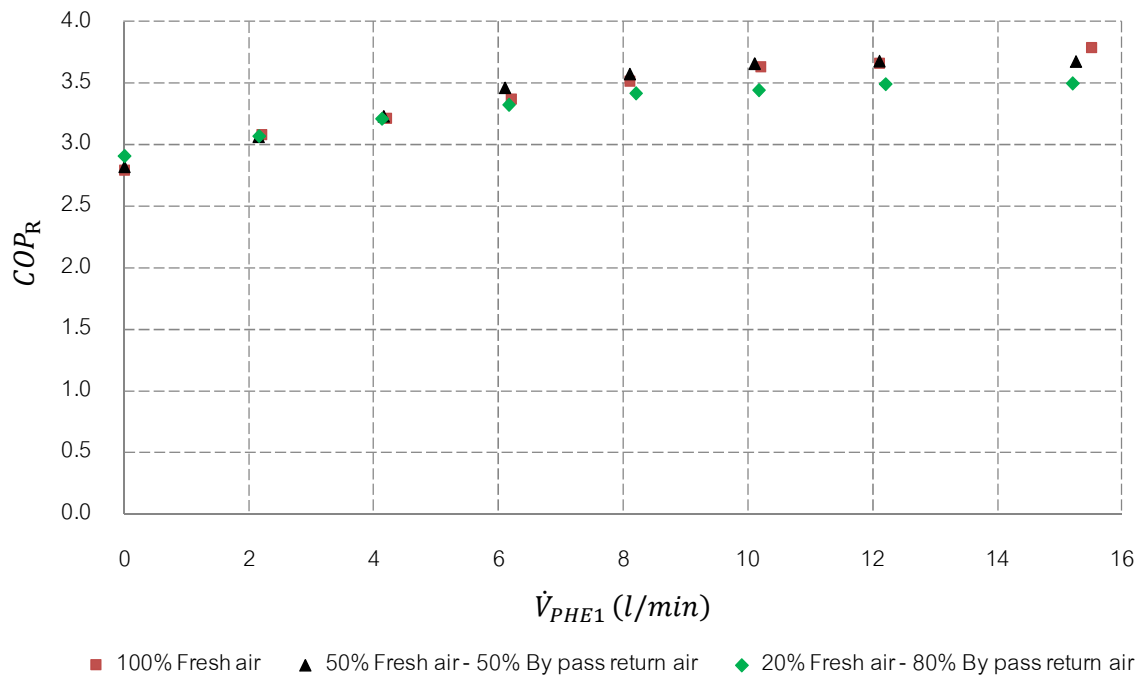
6.2 ผลการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบทำน้ำร้อนโดยตรง

ในการทดลองนี้มีระบบที่ทำงานพร้อมกันสองระบบคือ ระบบทำน้ำเย็นและระบบทำน้ำร้อนโดยตรง ซึ่งในการทดลองจะทำการควบคุมปริมาณลมจากภายนอกและภายในห้องปรับอากาศมาผสมกันเพื่อเป็นการควบคุมภาระการทำความเย็นให้กับระบบดังที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 5.2 และในแต่ละการควบคุมปริมาณลมนั้นได้ทำการควบคุมอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจาก 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อนาทีตามลำดับ เพื่อศึกษาถึงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการอัดไอ และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น ภาพที่ 6.1 ถึงภาพที่ 6.2 แสดงผลที่ได้จากการทดลอง

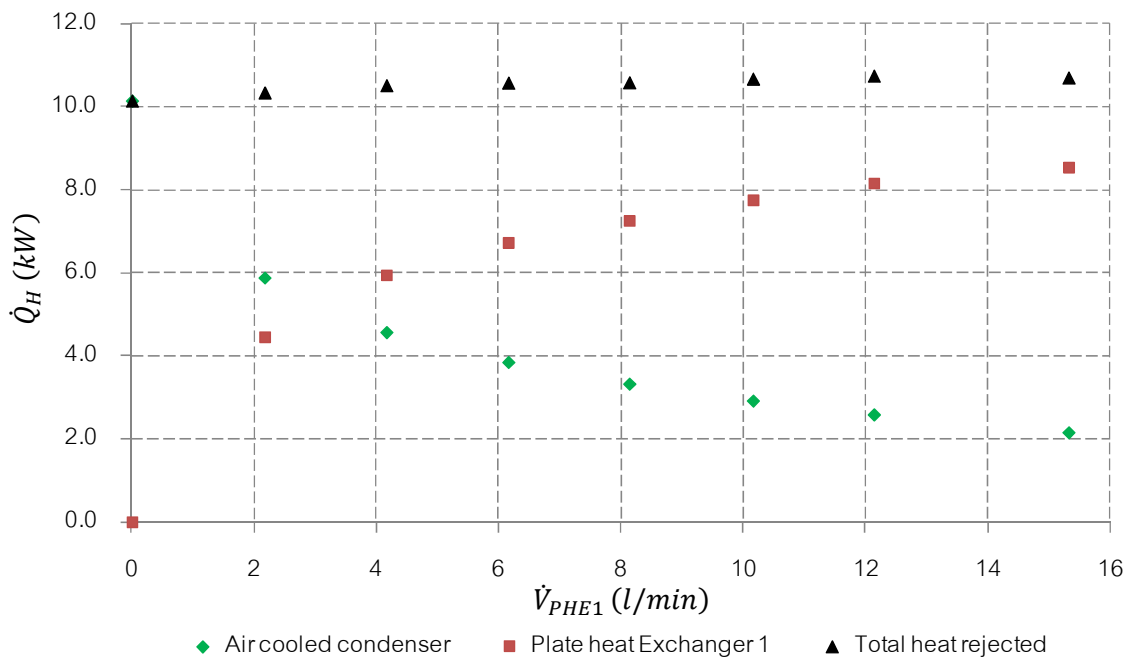
สัดส่วนการถ่ายเทความร้อนระหว่างเครื่องควบแน่นและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะมีความสัมพันธ์ดังภาพที่ 6.3 จากภาพเห็นได้ว่าเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นสัดส่วนการระบายความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น และในขณะเดียวกันเครื่องควบแน่นก็จะระบายความร้อนส่วนที่เหลือออกจากสารทำความเย็น ดังนั้นสัดส่วนการระบายความร้อนจึงขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพที่ 6.1 กำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำน้ำเย็นเมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลง



ภาพที่ 6.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นเมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลง



ภาพที่ 6.3 สัดส่วนการระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลง

ในการนำผลการทดลองไปใช้ในการประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนโดยตรงที่โรงพยาบาลต้นแบบนั้น จะต้องทำการรวบรวมข้อมูลในแต่ละการทดลองให้เป็นค่าเฉลี่ยแต่ละจุด แล้วนำชุดข้อมูลที่ได้มาจัดให้อยู่ในภาพของตัวแปรไร้มิติ โดยมีตัวแปรชนิดต่างๆ ดังอธิบายได้ดังนี้

- อัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน (v_{hw}^*) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$v_{hw}^* = \dot{V}_{PHE1} / \dot{V}_{Ref} \quad (6.1)$$

โดยที่ \dot{V}_{PHE1} คืออัตราการไหลของน้ำร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นตัวที่ 1

ที่ตรวจวัดได้จากการทดลองทำน้ำร้อนโดยตรง

\dot{V}_{Ref} คืออัตราการไหลของน้ำร้อนเทียบเท่าในกรณีที่เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อน

ด้วยอากาศออกที่เครื่องควบแน่นเท่านั้น ซึ่งคำนวณได้จาก

$$\dot{V}_{Ref} = \dot{Q}_H / \rho_w C_{p,w} (T_{cond} - T_{w,in}) \quad (6.2)$$

อัตราการไหลน้ำร้อนอ้างอิง (\dot{V}_{Ref}) หรืออัตราการไหลต่ำสุดจะเกิดขึ้นได้เมื่อ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ในอุดมคติ นั่นคือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้อุณหภูมิน้ำที่ไหลเข้ามีอุณหภูมิที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับอุณหภูมิกันตัวของสารทำความเย็น

- อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนปล่อยทิ้ง (γ_{CH}^*) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\gamma_{CH}^* = \dot{Q}_{H,PHE1} / \dot{Q}_{H,Ref} \quad (6.3)$$

โดยที่ $\dot{Q}_{H,PHE1}$ คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด

แผ่นตัวที่ 1 ของระบบการทำความร้อนโดยตรง

$\dot{Q}_{H,Ref}$ คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นที่ระบายความร้อน

ด้วยอากาศของระบบทำความเย็น

และสามารถหาอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้จากระบบทำความร้อนโดยตรงได้ดังนี้

$$T_{hw} = T_{w,in} + \left[\frac{\dot{Q}_{H,PHE}}{(\rho_w C_{p,w} \dot{V}_{hw(REQ)})} \right] \quad (6.4)$$

โดยที่ T_{hw} คืออุณหภูมิของน้ำร้อนที่ประเมินได้

$T_{w,in}$ คืออุณหภูมิน้ำดิบที่ไหลเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$\dot{V}_{hw(REQ)}$ คืออัตราการไหลของน้ำร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ชนิดแผ่นที่ต้องการ

- อัตราส่วนกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็น (ω_{CH}^*) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\omega_{CH}^* = \dot{W}_{CH} / \dot{W}_{Ref} \quad (6.5)$$

โดยที่ W_{CH} คือกำลังไฟฟ้าที่ตรวจวัดได้ในระหว่างการทำงานของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็น

W_{Ref} คือกำลังไฟฟ้าของระบบทำความเย็น ซึ่งใช้การระบายความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศเท่านั้น

- อัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (α_{CH}^*) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\alpha_{CH}^* = \frac{COP_R}{COP_{Ref}} \quad (6.6)$$

โดยที่ COP_R คือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ตรวจวัดได้

COP_{Ref} คือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น ซึ่งใช้การระบายความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศเท่านั้น

ในการนำผลการตรวจวัดไปใช้งานในการทำงานนั้น จะต้องทำการประเมินหาลักษณะการกระจายตัวของข้อมูลที่เหมาะสมเพื่อใช้เป็นตัวแทนของข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัด ซึ่งข้อมูลที่ได้ทำการเปลี่ยนให้อยู่ในรูปตัวของแปรไร้มิติแล้วนั้นจะมีลักษณะการกระจายตัวดังต่อไปนี้

1. การถดถอยแบบเชิงเส้น (Linear regression)

$$y(x) = a + bx$$

2. การกระจายตัวแบบสมการเอกซ์โพเนนเชียล (Exponential)

$$y = ae^{bx}$$

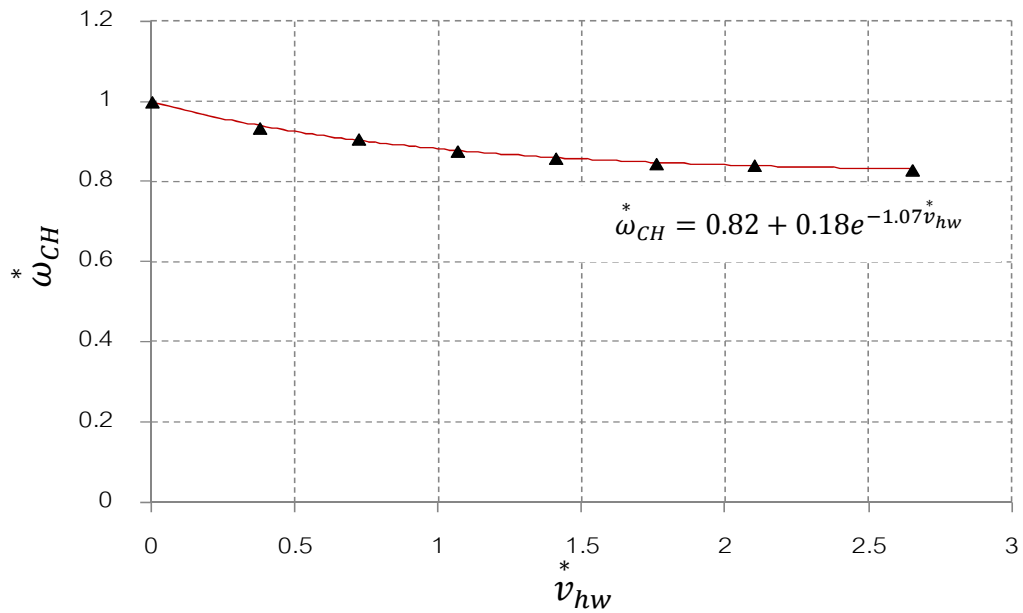
3. การกระจายตัวแบบเพิ่มขึ้นสู่จุดอิ่มตัว (Saturation growth rate equation)

$$y = a \frac{x}{b + x}$$

เมื่อ a และ b เป็นค่าคงที่ที่ต้องทำการหาจากข้อมูลที่ได้จากการตรวจวัด

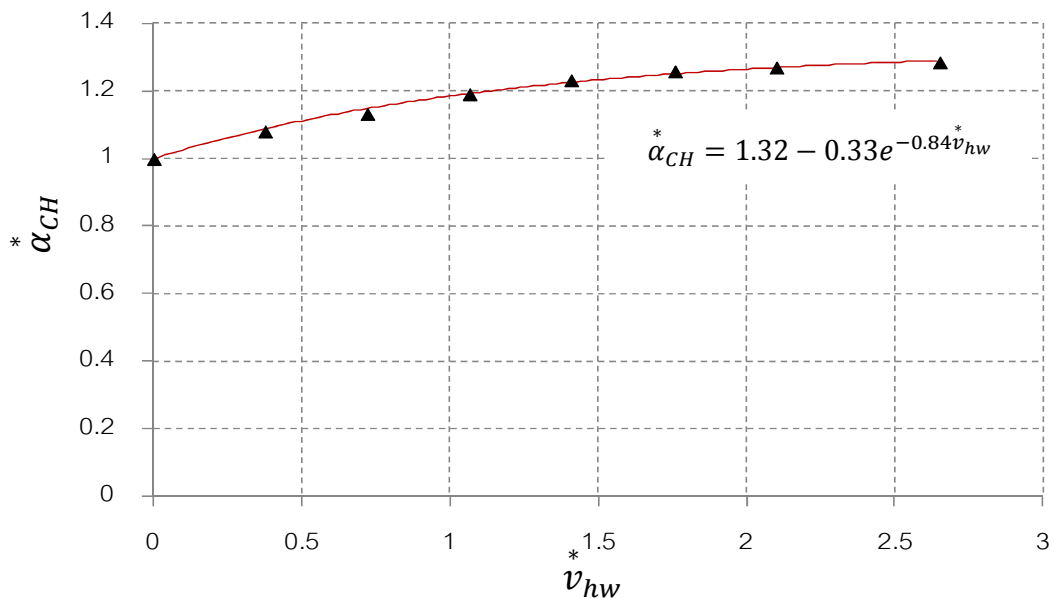
เมื่อทราบลักษณะการกระจายตัวของข้อมูลแล้วนั้น ก็สามารถเลือกและประยุกต์ใช้สมการข้างต้นได้ เพื่อนำไปใช้เป็นตัวแทนของข้อมูลต่อไป

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนอัตราไหลของน้ำร้อน (v_{hw}^*) กับอัตราส่วนกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็น (ω_{CH}^*) แสดงอยู่ในภาพที่ 6.4



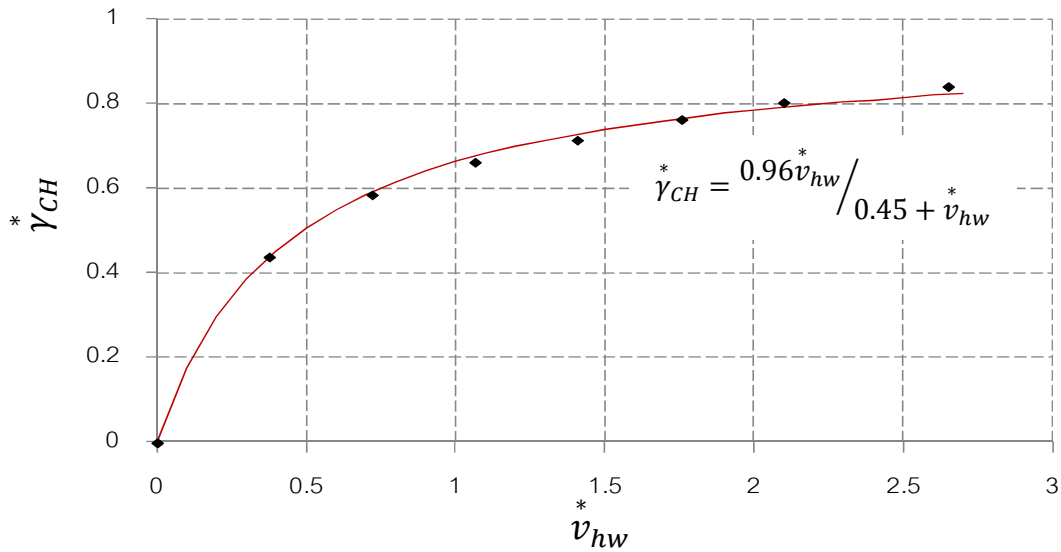
ภาพที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า v_{hw}^* กับ ω_{CH}^*

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนอัตราไหลของน้ำร้อน (v_{hw}^*) กับอัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (α_{CH}^*) แสดงอยู่ในภาพที่ 6.5



ภาพที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า v_{hw}^* กับ α_{CH}^*

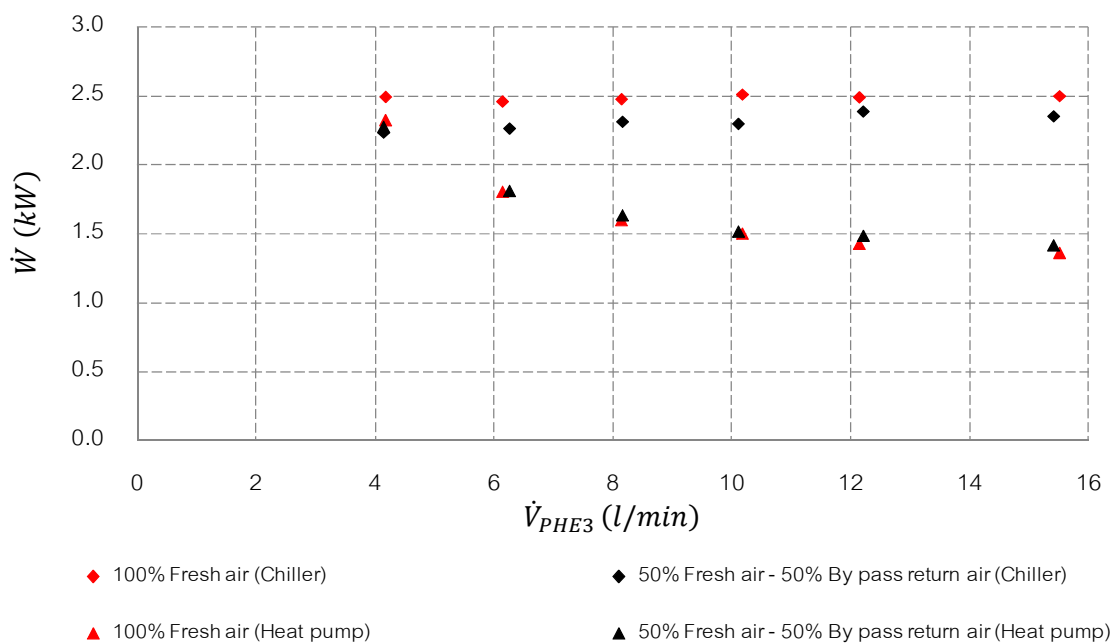
กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนอัตราไหลของน้ำร้อน (v_{HW}^*) กับอัตราส่วนการถ่ายความร้อนปล่อยทิ้งที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่น (γ_{CH}^*) แสดงอยู่ในภาพที่ 6.6



ภาพที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า v_{hw}^* กับ γ_{CH}^*

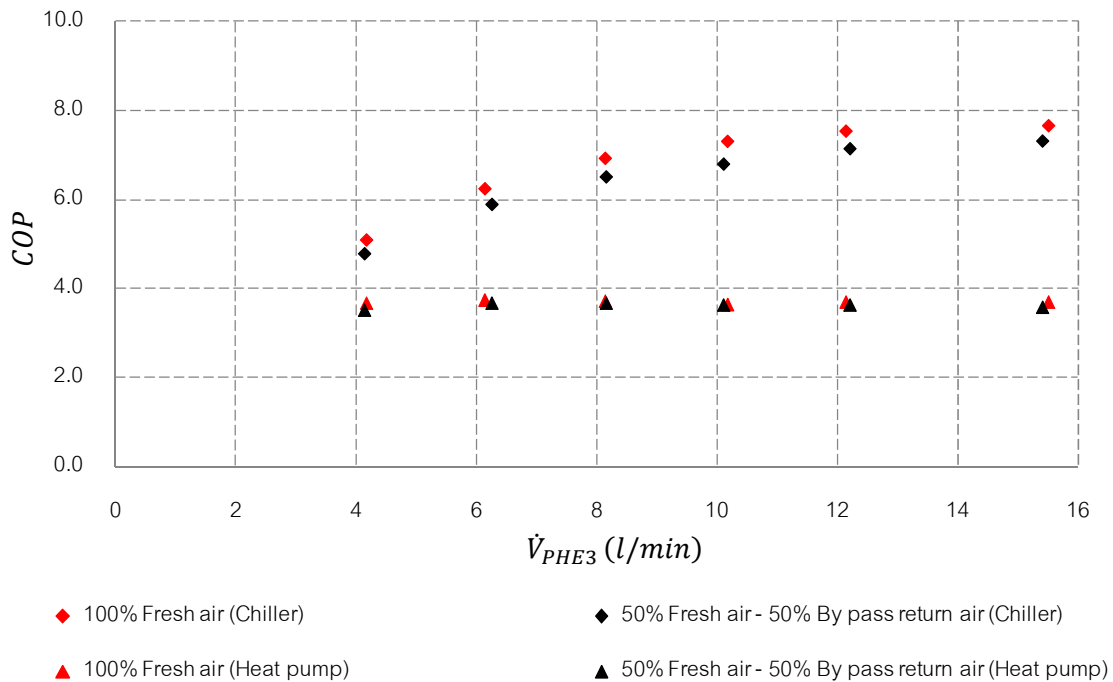
6.3 ผลการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน

ในการทดลองและตรวจวัดข้อมูลของระบบการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำน้ำเย็นกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนนั้น มีระบบที่ทำงานสองระบบคือ ระบบทำน้ำเย็นและระบบปั๊มความร้อนซึ่งทำงานพร้อมกัน มีขั้นตอนการทดลองเช่นเดียวกับการทดลองที่ 6.2 คือทำการควบคุมภาระการทำความเย็น โดยการควบคุมปริมาณลมจากภายนอกห้องปรับอากาศและควบคุมปริมาณลมเย็นภายในห้อง และทำการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนจาก 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อนาทีตามลำดับ ซึ่งมีผลการทดลองแสดงดังภาพที่ 6.7 ถึงภาพที่ 6.8



ภาพที่ 6.7 กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็นและระบบปั๊มความร้อน

เมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลง



ภาพที่ 6.8 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นและระบบปั๊มความร้อน
เมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลง

การนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองนี้ไปขยายผลใช้ในการประเมินผลของระบบทำน้ำเย็นที่
โรงพยาบาลต้นแบบนั้น ต้องทำการเปลี่ยนตัวแปรให้อยู่ในภาพของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งจะมีรูปแบบ
การกำหนดตัวแปรและลักษณะการกระจายตัวของข้อมูลที่คล้ายคลึงกันกับการทดลองครั้งที่แล้ว
มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

- อัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน ($v_{hw,HP}^*$) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$v_{hw,HP}^* = \frac{\dot{V}_{PHE3}}{\dot{V}_{Ref}} \quad (6.7)$$

โดยที่ \dot{V}_{PHE3} คืออัตราการไหลของน้ำร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นตัว
ที่ 3 ที่ได้จากการทดลองทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน

\dot{V}_{Ref} คืออัตราการไหลของน้ำร้อนเทียบเท่าในกรณีที่เครื่องทำน้ำเย็นระบายความร้อน
ด้วยเครื่องควบแน่นเท่านั้น ซึ่งคำนวณได้จากสมการที่ (6.2)

- อัตราส่วนกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็นในกรณีที่ทำงานคู่กับ
ปั๊มความร้อน ($\omega_{CH,HP}^*$) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\omega_{CH,HP}^* = \frac{\dot{W}_{CH,HP}}{\dot{W}_{Ref}} \quad (6.8)$$

โดยที่ $\dot{W}_{CH,HP}$ คือกำลังไฟฟ้าที่ตรวจวัดได้ในระหว่างการทำงานของเครื่องอัดไอในระบบทำความเย็นในระบบการผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน

\dot{W}_{Ref} คือกำลังไฟฟ้าของระบบทำความเย็น ซึ่งใช้การระบายความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศเท่านั้น

- อัตราส่วนกำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดไอในระบบปั๊มความร้อน (ω_{HP}^*) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\omega_{HP}^* = \dot{W}_{HP} / \dot{W}_{Ref} \quad (6.9)$$

โดยที่ \dot{W}_{HP} คือกำลังไฟฟ้าที่ตรวจวัดได้ในระหว่างการทำงานของเครื่องอัดไอของปั๊มความร้อน

- อัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นในกรณีที่ทำงานคู่กับระบบปั๊มความร้อน ($\alpha_{CH,HP}^*$) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\alpha_{CH,HP}^* = COP_{R,HP} / COP_{Ref} \quad (6.10)$$

โดยที่ $COP_{R,HP}$ คือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นที่ทำงานร่วมกับปั๊มความร้อน

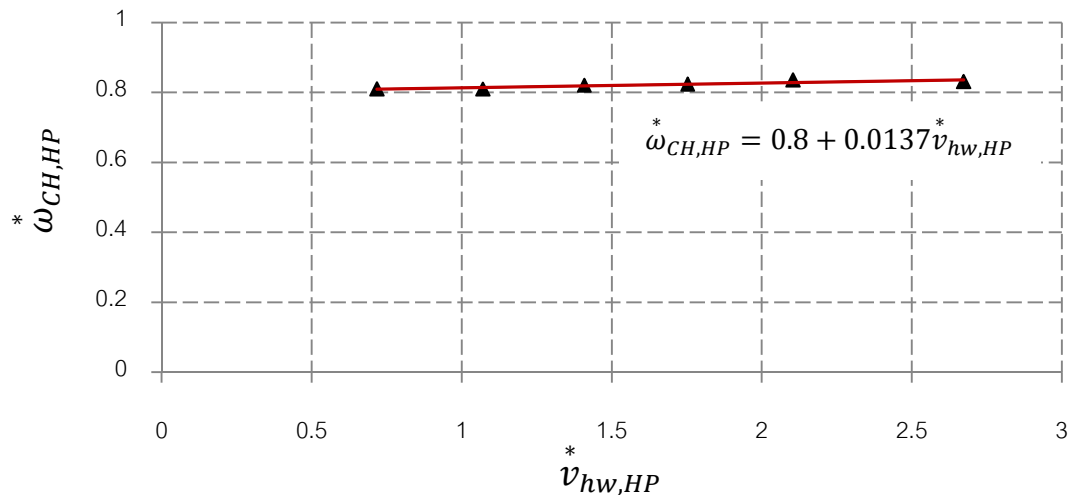
COP_{Ref} คือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น ซึ่งใช้การระบายความร้อนออกที่เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศเท่านั้น

- อัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (α_{HP}^*) แสดงให้อยู่ในภาพตัวแปรไร้มิติได้คือ

$$\alpha_{HP}^* = COP_{HP} / COP_{Ref} \quad (6.11)$$

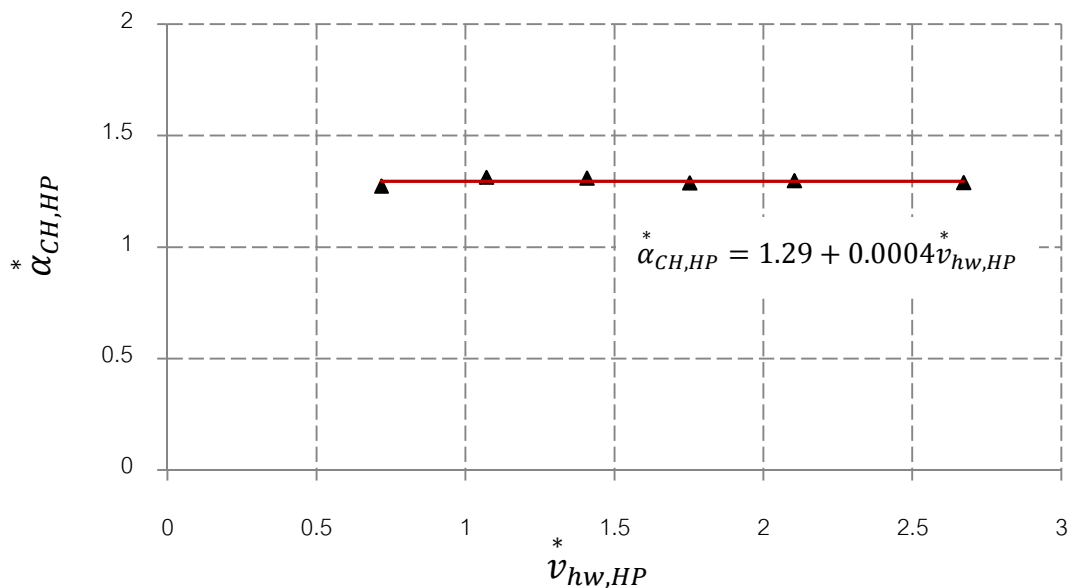
โดยที่ COP_{HP} คือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนที่ตรวจวัดได้

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน ($v_{hw,HP}^*$) กับอัตราส่วนกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบทำความเย็น ($\omega_{CH,HP}^*$) ในกรณีที่ทำงานร่วมกับปั๊มความร้อนในการผลิตน้ำร้อน แสดงอยู่ในภาพที่ 6.9



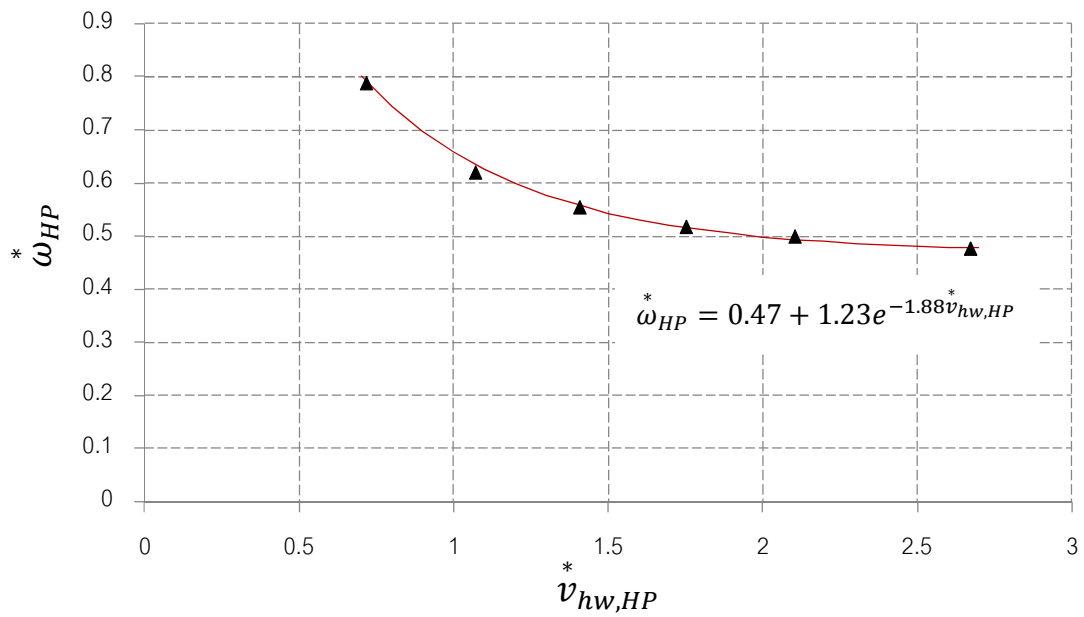
ภาพที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ $\omega_{CH,HP}^*$

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน ($v_{HW,HP}^*$) กับค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น ($\alpha_{CH,HP}^*$) ในกรณีที่ทำงานร่วมกับปั๊มความร้อนในการผลิตน้ำร้อน แสดงอยู่ในภาพที่ 6.10



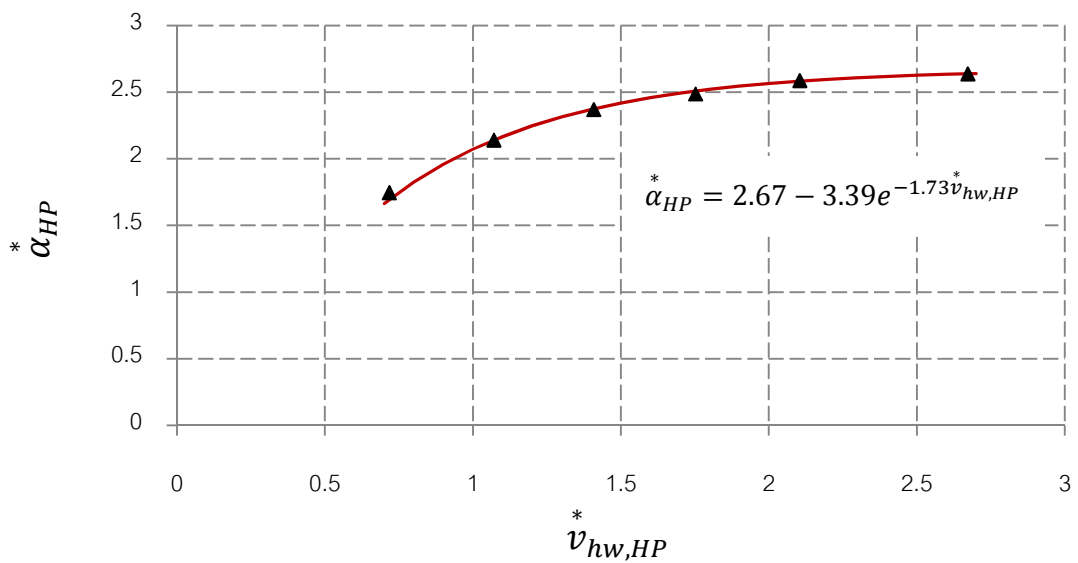
ภาพที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ $\alpha_{CH,HP}^*$

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนอัตราการไหลของน้ำร้อน ($v_{hw,HP}^*$) กับอัตราส่วนกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอของระบบปั๊มความร้อน (ω_{HP}^*) แสดงอยู่ในภาพที่ 6.11



ภาพที่ 6.11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ ω_{HP}^*

และกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนอัตราไหลของน้ำร้อน ($v_{hw,HP}^*$) กับอัตราส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความร้อน (α_{HP}^*) แสดงอยู่ในภาพที่ 6.12



ภาพที่ 6.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า $v_{hw,HP}^*$ กับ α_{HP}^*

บทที่ 7

อภิปรายผลการศึกษาวิจัย

7.1 การอภิปรายผลการตรวจวัดข้อมูลระบบการทำงานน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง

จากการตรวจวัดข้อมูลและการคำนวณนั้นจะเห็นได้ว่า ระบบทำน้ำเย็นสามารถผลิตน้ำเย็นได้ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า-ออกเครื่องเป่าลมเย็นที่อุณหภูมิ 10.31 °C และ 14.79 °C ตามลำดับ ซึ่งสามารถทำความเย็นได้ 8.41 kW ใช้กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัดไอเท่ากับ 3.08 kW และระบบมีความร้อนปล่อยทิ้งเท่ากับ 10.05 kW แต่จากการตรวจวัดข้อมูลนั้นจะเห็นได้ว่าความดันของระบบทำน้ำเย็นมีค่าสูง (21.433 bar(a)) ซึ่งเป็นผลมาจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแทรกเข้าไปในระบบเพื่อใช้สำหรับผลิตน้ำร้อน จึงส่งผลให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นไหลได้ช้าลง ส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนออกสู่บรรยากาศได้น้อย

7.2 การอภิปรายผลการตรวจวัดข้อมูลในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ภาพที่ 6.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็น (\dot{W}_{CH}) จากระบบทำน้ำร้อนโดยตรงและอัตราการไหลของน้ำ (\dot{V}_{PHE1}) ที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจากชุดทดลอง จากภาพเห็นได้ว่า \dot{W}_{CH} จะมีแนวโน้มลดลงเมื่อ \dot{V}_{PHE1} เพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลมาจากระบบทำความเย็นสามารถระบายความร้อนส่วนหนึ่งให้กับน้ำที่เข้ามารับความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้มีปริมาณความร้อนที่เหลือในสารทำความเย็นเพียงเล็กน้อยนั้น ออกไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นภายนอกได้หมด นอกจากนี้ \dot{W}_{CH} นั้นจะแปรผันตามความดันของสารทำความเย็นภายในระบบทำความเย็น ดังนั้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำน้อย ส่งผลให้อัตราการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นนั้นทำได้ยาก จึงส่งผลให้ความดันของสารทำความเย็นในระบบทำความเย็นสูงขึ้น จึงเป็นสาเหตุให้กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการอัดไอสูงขึ้น และในทางตรงกันข้ามเมื่ออัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำมีค่าเพิ่มขึ้น \dot{W}_{CH} ที่ใช้ก็จะมีค่าลดลงตามความดันในระบบทำความเย็นที่ลดต่ำลง นอกจากนี้หากทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำร้อนมากขึ้นถึงจุดหนึ่ง \dot{W}_{CH} จะมีค่าคงที่ที่ค่าหนึ่ง และไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงตามอัตราการไหลของน้ำร้อน

เมื่อทำการปรับลดสัดส่วนการผสมกันระหว่างอากาศจากภายนอกและลมเย็นภายในห้องเพื่อเป็นการควบคุมภาระการทำงานของระบบปรับอากาศนั้น กำลังไฟฟ้าจะมีค่า

เพิ่มขึ้นเมื่อพิจารณาที่อัตราการไหลของน้ำร้อนคงที่ ดังแสดงในภาพที่ 6.1 และเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำน้ำเย็นในขณะที่น้ำร้อนหยุดนิ่งกับน้ำร้อนไหลนั้น จะเห็นได้ว่าเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้นกำลังไฟฟ้าที่ใช้ลดลงจาก 3.22 kW เป็น 2.97 kW, 2.87 kW, 2.77 kW, 2.68 kW, 2.62 kW, 2.61 kW และ 2.55kW ที่อัตราการไหลเท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อวินาทีตามลำดับ เมื่อใช้เฉพาะอากาศจากภายนอก (Fresh air) ในการทดลอง และจากภาพที่ 6.2 เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้น ค่า COP ก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นจาก ค่า COP ที่เพิ่มขึ้นมานั้น เป็นผลเนื่องมาจาก ระบบทำความเย็นสามารถระบายความร้อนส่วนหนึ่งให้กับน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ส่งผลให้ระบบสามารถทำความเย็นได้มากขึ้น และในขณะเดียวกัน กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอน์ก็มีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นเช่นกัน จึงส่งผลให้ค่าเฉลี่ยของค่า COP ของระบบทำความเย็นมีค่าสูงขึ้น

สัดส่วนการถ่ายเทความร้อนระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและเครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศนั้น จะขึ้นกับอัตราการไหลของน้ำร้อนเช่นกัน ถ้าอัตราการไหลของน้ำร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น ความร้อนจากสารทำความเย็นก็จะถูกนำไปใช้ในการผลิตน้ำร้อนมาก และความร้อนส่วนที่เหลือก็จะถูกถ่ายเทออกสู่บรรยากาศที่เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ แต่ทั้งนี้ทั้งนั้นไม่สามารถที่จะตัดเครื่องควบแน่นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศได้ เนื่องจากหากน้ำร้อนไม่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ระบบทำความเย็นจะไม่สามารถระบายความร้อนออกจากระบบได้

เมื่อนำผลการทดลองที่ได้มาใช้ในการประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบนั้น โดยใช้ข้อมูลจากการตรวจวัดในตารางที่ 5.5 และ 5.6 มีผลแสดงการวิเคราะห์ข้อมูลเบื้องต้นในตารางที่ 7.1 และผลการประเมินในตารางที่ 7.2 ดังนี้

ตารางที่ 7.1 ผลการวิเคราะห์ข้อมูลจากการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ

ลำดับ	ค่าที่ต้องการ	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย	หมายเหตุ
1	อุณหภูมิของน้ำดิบของโรงพยาบาล	$T_{w,in(H)}$	28	°C	ได้จากการตรวจวัด
2	อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็น	$T_{cond(H)}$	50.87	°C	แปลงจากความดันสารทำความเย็นที่ตรวจวัดได้ในตารางที่ 5.5

ตารางที่ 7.1 ผลการวิเคราะห์ห้ข้อมูลจากการตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลต้นแบบ (ต่อ)

ลำดับ	ค่าที่ต้องการ	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย	หมายเหตุ
3	ปริมาณความร้อน ปล่อยทิ้ง	$\dot{Q}_{H,1}$	76.436	kW	$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + (\dot{W}_{chiller} - \dot{W}_{fan})$
		$\dot{Q}_{H,2}$	75.059	kW	
4	กำลังไฟฟ้าอ้างอิง	$\dot{W}_{Ref,CH1}$	18.23	kW	$\dot{W}_{Ref,CH} = \dot{W}_{chiller} - \dot{W}_{fan}$
		$\dot{W}_{Ref,CH2}$	19.28	kW	
5	ค่าสัมประสิทธิ์ สมรรถนะอ้างอิง	$COP_{Ref,CH1}$	3.194	-	ได้จากการคำนวณในตารางที่ 5.6
		$COP_{Ref,CH2}$	2.893	-	
6	อัตราการไหลของน้ำ ร้อนอ้างอิงของ โรงพยาบาล	$\dot{V}_{Ref,CH1}$	47.976	l/min	$\dot{V}_{Ref} = \frac{\dot{Q}_H}{\rho_w C_{p,w} (T_{cond(H)} - T_{w,in(H)})}$
		$\dot{V}_{Ref,CH2}$	47.112	l/min	
7	อัตราการใช้น้ำร้อน ของโรงพยาบาล	$\dot{V}_{hw(REQ1)}$	47.38	l/min	ได้จากการสอบถามทาง โรงพยาบาลต้นแบบ แสดงในตาราง ที่ 5.5
		$\dot{V}_{hw(REQ2)}$	47.38	l/min	

ตารางที่ 7.2 ผลประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบด้วยระบบ
ผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ลำดับ	ค่าที่ต้องการ	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย	หมายเหตุ
1	อัตราการไหลน้ำร้อน ไร้มิติ	$v_{hw,CH1}^*$	0.987	-	คำนวณได้จากสมการที่ 6.1
		$v_{hw,CH2}^*$	1.006	-	
2	กำลังไฟฟ้าไร้มิติของ เครื่องอัดไอ	ω_{CH1}^*	0.882	-	ได้จากการนำค่าอัตราการ ไหลน้ำร้อนไร้มิติ ไปหาค่า จากภาพที่ 6.5
		ω_{CH2}^*	0.881	-	

ตารางที่ 7.2 ผลประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบด้วยระบบ
ผลิตน้ำร้อนโดยตรง (ต่อ)

ลำดับ	ค่าที่ต้องการ	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย	หมายเหตุ
3	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ใน เครื่องอัดไอเมื่อใช้ ระบบทำน้ำร้อน โดยตรง	W_{CH1}	16.08	kW	แก้มการที่ 6.5
		W_{CH2}	16.99	kW	
4	ค่าสัมประสิทธิ์ สมรรถนะไวมิตี	α_{CH1}^*	1.183	-	ได้จากการนำค่าอัตราการ ไหลน้ำร้อนไวมิตี ไปหาค่า จากภาพที่ 6.6
		α_{CH2}^*	1.186	-	
5	ค่าสัมประสิทธิ์ สมรรถนะของเครื่อง อัดไอเมื่อใช้ระบบทำ น้ำร้อนโดยตรง	$COP_{R,CH1}$	3.779	-	แก้มการที่ 6.6
		$COP_{R,CH2}$	3.431	-	
6	อัตราความร้อน ปล่อยทิ้งไวมิตี	γ_{CH1}^*	0.660	-	ได้จากการนำค่าอัตราการ ไหลน้ำร้อนไวมิตี ไปหาค่า จากภาพที่ 6.7
		γ_{CH2}^*	0.664	-	
7	ปริมาณความร้อน ปล่อยทิ้งสำหรับทำ น้ำร้อน	$\dot{Q}_{H,PHE(CH1)}$	50.45	kW	แก้มการที่ 6.3
		$\dot{Q}_{H,PHE(CH2)}$	49.84	kW	
8	อุณหภูมิของน้ำร้อน ที่ทำนายได้จากการ ทำน้ำร้อนโดยตรง	$T_{hw,CH1}$	43.29	°C	แก้มการที่ 6.4
		$T_{hw,CH2}$	43.10	°C	

จากภาพที่ 6.4 นั้นจะเห็นแนวโน้มได้ชัดว่าเมื่อนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบ
ทำน้ำเย็นมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรงนั้นจะส่งผลให้ลดการใช้กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัดไอเมื่อ
เทียบกับระบบเดิมก่อนการปรับปรุง ซึ่งสอดคล้องกับผลการประเมินความสามารถของการทำน้ำ

ร้อนจากโรงพยาบาลต้นแบบ โดยกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็นจะลดลงคิดเป็นค่าเฉลี่ย ร้อยละ 11.84 และเมื่อกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอลดลง ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นนั้นกลับมีค่าเพิ่มขึ้น จากภาพที่ 6.5 จะเห็นได้ว่า ค่าสัดส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นนั้นจะมีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่า 1 โดยตลอดที่ทุกอัตราการไหลของน้ำร้อน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าระบบทำความเย็นสามารถทำงานได้โดยที่ระบบทำน้ำร้อนโดยตรงนั้นไม่ส่งผลกระทบต่อระบบทำน้ำเย็น และเมื่อทำการประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของโรงพยาบาลต้นแบบจะมีค่าเฉลี่ยเพิ่มขึ้นอยู่ที่ร้อยละ 18.41 และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ประเมินได้เฉลี่ยอยู่ที่ 43.20°C

7.3 การอภิปรายผลการตรวจวัดข้อมูลในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนร่วมกับปั๊มความร้อน

กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอในระบบปั๊มความร้อนจะมีแนวโน้มเดียวกับการทดลองครั้งที่ผ่านมา คือเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มมากขึ้น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอในระบบปั๊มความร้อนจะมีค่าลดลงจาก 2.33 kW เป็น 1.81 kW, 1.61 kW, 1.51 kW, 1.43 kW และ 1.38 kW ที่อัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับ 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อนาทีตามลำดับ เนื่องมาจากความดันทางด้านความดันสูงของระบบปั๊มความร้อนที่ค่อยๆ ลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้น และกำลังไฟฟ้าในระบบทำความเย็นจะมีค่าคงที่ เนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงความดันของระบบทำความเย็นนั้นคงที่ จากภาพที่ 6.7 จะแสดงให้เห็นว่ากำลังไฟฟ้าของระบบทำความเย็นจะมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเปลี่ยนแปลง

ภาพที่ 6.8 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นและระบบปั๊มความร้อนเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเปลี่ยนแปลง จากภาพเมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเพิ่มขึ้น ค่า COP_{HP} ก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 5.12 เป็น 6.27, 6.95, 7.33, 7.56 และ 7.68 ที่อัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับ 4, 6, 8, 10, 12 และ 15.5 ลิตรต่อนาทีตามลำดับ ค่า COP_{HP} ที่เพิ่มขึ้นมานั้นเป็นผลเนื่องมาจาก ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้กับน้ำร้อนนั้นมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น และในขณะเดียวกันกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอก็มีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นเช่นกัน จึงส่งผลให้ค่าเฉลี่ยของค่า COP_{HP} ของระบบปั๊มความร้อนมีค่าสูงขึ้น ส่วนค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นนั้นจะมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 3.686 เป็นผลเนื่องมาจากภาระการทำความเย็นและกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็นมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น จึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นมีค่าคงที่

จากภาพที่ 6.9 ถึงภาพที่ 6.10 จะแสดงให้เห็นว่าค่าสัดส่วนกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอและค่าสัดส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นนั้น จะมีค่าคงที่เมื่อทำงานคู่กับระบบปั๊มความร้อน ซึ่งเป็นผลเนื่องมาจากระบบทำความเย็นสามารถถ่ายเทความร้อนออกจากระบบให้กับระบบปั๊มความร้อนได้อย่างต่อเนื่อง จึงส่งผลให้ความดันในระบบทำความเย็นมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ซึ่งทำให้ระบบทำความเย็นสามารถทำงานได้ตามปกติ

เมื่อนำผลการทดลองที่ได้มาใช้ในการประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อน ร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบนั้น โดยใช้ข้อมูลจากการตรวจวัดในตารางที่ 5.5 และ 5.6 มีข้อมูลที่ใช้ในการวิเคราะห์เช่นเดียวกับข้อมูลที่แสดงในตารางที่ 7.1 และตารางที่ 7.3 แสดงผลการประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนด้วยร่วมกับปั๊มความร้อน

ตารางที่ 7.3 ผลประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบด้วยระบบปั๊มความร้อน

ลำดับ	ค่าที่ต้องการ	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย	หมายเหตุ
1	อัตราการไหลน้ำร้อนไร้มิติ	$v_{hw,HP1}$	0.987	-	คำนวณได้จากสมการที่ 6.7
		$v_{hw,HP2}$	1.006	-	
2	กำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็น ไร้มิติ	$\omega_{CH1,HP}$	0.814	-	ได้จากการนำค่าอัตราการไหลน้ำร้อนไร้มิติ ไปหาค่าจากภาพที่ 6.9
		$\omega_{CH2,HP}$	0.814	-	
3	กำลังไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็น	$W_{CH1,HP}$	14.84	KW	แก้สมการที่ 6.8
		$W_{CH2,HP}$	15.69	KW	
4	COP ของเครื่องทำน้ำเย็น ไร้มิติ	$\alpha_{CH1,HP}$	1.295	-	ได้จากการนำค่าอัตราการไหลน้ำร้อนไร้มิติ ไปหาค่าจากภาพที่ 6.10
		$\alpha_{CH2,HP}$	1.295	-	
5	COP ของเครื่องทำน้ำเย็น	$COP_{R,HP1}$	4.136	-	แก้สมการที่ 6.10
		$COP_{R,HP2}$	3.746	-	

ตารางที่ 7.3 ผลประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนของโรงพยาบาลต้นแบบด้วยระบบ
ปั๊มความร้อน (ต่อ)

ลำดับ	ค่าที่ต้องการ	สัญลักษณ์	ค่าที่ได้	หน่วย	หมายเหตุ
6	กำลังไฟฟ้าของปั๊ม ความร้อน ไร่มิติ	ω_{HP1}^*	0.662	-	ได้จากการนำค่าอัตราการไหลน้ำ ร้อนไร่มิติ ไปหาค่าจากภาพที่ 6.11
		ω_{HP2}^*	0.656	-	
7	กำลังไฟฟ้าของปั๊ม ความร้อน	\dot{W}_{HP1}	12.08	kW	แก้สมการที่ 6.9
		\dot{W}_{HP2}	12.64	kW	
8	COP ของปั๊มความ ร้อน ไร่มิติ	α_{HP1}^*	2.06	-	ได้จากการนำค่าอัตราการไหลน้ำ ร้อนไร่มิติ ไปหาค่าจากภาพที่ 6.12
		α_{HP2}^*	2.08	-	
9	COP ของปั๊มความ ร้อน	COP_{HP1}	6.58	-	แก้สมการที่ 6.11
		COP_{HP2}	6.02	-	
10	ความร้อนปล่อยทิ้ง จากปั๊มความร้อน	$\dot{Q}_{H,HP1}$	79.49	kW	$\dot{Q}_{H,HP} = \dot{W}_{HP} \times COP_{HP}$
		$\dot{Q}_{H,HP2}$	76.09	kW	
11	อุณหภูมิของน้ำร้อน ที่ผลิตได้จากปั๊ม ความร้อน	$T_{hw,CH1}$	52.08	°C	$\dot{Q}_{H,HP} = \rho_w C_{p,w} \dot{V}_{HW,REQ}$ $\times (T_{HW} - T_{w,in(H)})$
		$T_{hw,CH2}$	51.05	°C	

จากตารางการประเมินการผลิตน้ำร้อนของระบบทำน้ำเย็นของโรงพยาบาลนั้น พบว่าระบบทำความเย็นสามารถนำความร้อนปล่อยทิ้งมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนคู่กับระบบปั๊มความร้อนได้ ซึ่งจะได้อุณหภูมิน้ำร้อน เฉลี่ยประมาณ 51.57°C ซึ่งใช้กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัดไอในระบบทำความเย็นเฉลี่ยที่ 15.27 kW และระบบทำความเย็นจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นอยู่ที่ค่าเฉลี่ย 3.94 และระบบปั๊มความร้อนจะต้องใช้กำลังไฟฟ้าในการอัดไอเฉลี่ยอยู่ที่ 12.36 kW ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนเฉลี่ยอยู่ที่ 6.3

บทที่ 8

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

8.1 สรุปผลการทดลอง

ผลการทดลองจากชุดทดลองนั้นพบว่าในกรณีของการนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้โดยการนำไปผลิตน้ำร้อนโดยตรง เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอจะมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความสามารถในการทำความเย็นไม่ได้ลดลง ค่าอัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน ในกรณีของระบบการทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนนั้น กำลังไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อนจะแปรผกผันกับอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะก็จะแปรผันตรงกับอัตราการไหลของน้ำร้อน แต่ในระบบทำความเย็นเมื่อทำงานคู่กับปั๊มความร้อนนั้น อัตราการไหลของน้ำร้อนส่งผลกระทบต่อระบบทำความเย็นไม่มากนัก กำลังไฟฟ้าและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นจะมีค่าคงที่ ซึ่งแสดงให้เห็นว่า การติดตั้งปั๊มความร้อนไม่ได้ส่งผลเสียหายต่อระบบทำความเย็น

เมื่อนำผลการทดลองที่ได้จากชุดทดลองไปขยายผลใช้กับโรงพยาบาลต้นแบบ จะพบว่า เมื่อใช้ระบบทำน้ำร้อนโดยตรง จะสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 43.20°C และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นจะมีค่าเพิ่มขึ้นจากเดิม 3.044 เป็น 3.605 คิดเป็นร้อยละ 18.43 เมื่ออัตราการไหลของน้ำร้อนเท่ากับ 47.38 ลิตรต่อวินาที สำหรับในกรณีของระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน จะสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 51.57°C โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นจะมีค่าคงที่เฉลี่ยอยู่ที่ 3.94 ซึ่งเพิ่มขึ้นจากเดิมคิดเป็นร้อยละ 29.47 และในส่วนของกำลังไฟฟ้าที่ต้องจ่ายเพิ่มให้กับปั๊มความร้อนจะมีค่าเท่ากับ 12.36 kW ซึ่งในระบบปั๊มความร้อนจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยอยู่ที่ 6.3 เมื่ออัตราการความต้องการใช้น้ำร้อนเท่าเดิม

8.2 ข้อเสนอแนะ

1. ในกรณีของระบบการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากระบบทำความเย็นกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนโดยตรง ผลจากการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มเข้าไปในระบบทำความเย็นนั้น อาจส่งผลให้ความดันในระบบทำความเย็นมีค่าสูงขึ้นที่อัตราการใช้น้ำร้อนมีค่าน้อย

2. ข้อควรระวังในการออกแบบระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ผลิตน้ำร้อน ร่วมกับการใช้ปั๊มความร้อน ควรออกแบบให้เครื่องอัดไอของระบบปั๊มความร้อนมีขนาดพอดีกับภาระในการผลิตน้ำร้อน ซึ่งผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นเมื่อใช้เครื่องอัดไอในระบบปั๊มความร้อนที่มีขนาดใหญ่ นั้น จะส่งผลให้ระบบทำความเย็นไม่สามารถผลิตน้ำเย็นได้เนื่องจากสารทำความเย็นในระบบทำความเย็นได้ถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็นในระบบปั๊มความร้อนจนหมด ส่งผลให้สารทำความเย็นดังกล่าวดูดซับความร้อนจากสิ่งแวดล้อมภายนอกกลับเข้ามาภายในระบบ เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำความเย็นต่ำกว่าอุณหภูมิจนหมด ส่งผลให้สารทำความเย็นไม่สามารถดูดซับความร้อนจากน้ำภายในเครื่องทำน้ำเย็นได้
3. ในการทดลองควบคุมภาระการทำความเย็นโดยการปรับลดอัตราส่วนผสมของอากาศภายในและภายนอกห้องปรับอากาศนั้น หากทำการลดปริมาณลมจากภายนอกห้องปรับอากาศน้อยกว่าปริมาณลมเย็นภายในห้อง จะส่งผลให้ระบบทำความเย็นทำงานผิดปกติเนื่องมาจากภาระการทำความเย็นภายในห้องลดลงอย่างรวดเร็ว ซึ่งอาจส่งผลเสียต่อเครื่องทำน้ำเย็นได้
4. การนำข้อมูลที่ได้จากชุดทดลองไปใช้งานจริงนั้น ควรทราบปริมาณการใช้ความร้อน, ค่าภาระการทำความเย็น, กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอและค่าปริมาณความร้อนปล่อยทิ้งของระบบทำความเย็นที่จะทำการประเมิน เพื่อนำข้อมูลที่ได้มาประเมินความสามารถในการผลิตน้ำร้อนต่อไป
5. หากมีการนำระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาผลิตน้ำร้อนไปติดตั้งใช้งานจริง ควรตรวจวัดข้อมูลหลังการติดตั้ง เพื่อประเมินว่าผลที่ได้จากชุดทดลองมีความถูกต้องมากน้อยเพียงไร
6. ควรทำการทดลองหลังจากการติดตั้งระบบจริง เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปใช้ในการทำนายระบบทำความเย็นขนาดอื่นๆ ต่อไป
7. ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมถึงผลกระทบจาก อัตราการไหลของสารทำความเย็น, อัตราการไหลของน้ำเย็น เพื่อให้เข้าใจพฤติกรรมการทำงานของระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ในการผลิตน้ำร้อนมากขึ้น
8. ควรทำการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ เพื่อประเมินจุดคุ้มทุนก่อนการติดตั้งระบบจริง

รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

ฐิติพร ถมยาพิทักษ์. 2545. การทำน้ำร้อนจากความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศ. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทมหาบัณฑิต, สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

ปราโมทย์ เดชะอำไพและนิพนธ์ วรรณโสภาคย์. 2551. ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขในงานวิศวกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 6. กรุงเทพมหานคร: สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.

ปราโมทย์ สายประดิษฐ์. 2545. การวิเคราะห์สมรรถนะของระบบทำน้ำร้อนแบบฮีทปั๊มในบ้านพักอาศัย. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

ภาวิณี ศักดิ์สุนทรศิริ, ต่อก็คดี จันทร์ทัน, ทนวรรณ โชติวงษ์และสมิต เจริญเวทย์วุฒิ. 2550. ระบบการนำความร้อนปล่อยทิ้งจากเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กมาทดแทนการใช้ไฟฟ้าในการทำน้ำอุ่นในบ้านพักอาศัย. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21 : 355-360.

วิวัฒน์ ตันตะพานิชกุล. 2536. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร : ส.เอเชียเพรส.

สาธิต ทูลโธสงและเด่นพงษ์ สุดภักดี. 2550. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนโดยผสมผสานการนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้ของระบบปรับอากาศ: กรณีศึกษา. การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21 : 75-82.

อาทิตย์ ไชยอรนันท์. 2543. การทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน. วิทยานิพนธ์ปริญญาโทวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานสิ่งแวดล้อมและพลังงาน มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.

ภาษาอังกฤษ

ASHRAE. Handbook of HVAC systems and equipment. SI version. Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 2000.

Guangcai Gong, Wei Zeng, Liping Wang and Chih Wu. 2008. A new heat recovery technique for air conditioning/heat pump system. Applied thermal engineering 28 : 2360-2370.

Huimin Jiang, Yang Wang, Zuiliang Ma and Yang Yao. 2006. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS). Energy 31 : 1789-1803.

Luigi Schibuola. 1999. Experimental analysis of a condenser heat recovery in an air conditioning plant. Energy 24 : 273-283.

Shuangquan Shao, Wenxing Shi, Xianting Li and Jie Ma. 2004. A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water. Energy conversion and management 45 : 2255-2268.

Yi xiaowen and W.L.Lee. 2000. The use of helical heat exchanger for heat recovery domestic water-cooled air-conditioners. Energy conversion and management 50 : 240-246.

Yunus A. Cengel and Michael A. Boles. 1998. Thermodynamics an engineering approach. Third edition. Boston : Mcgraw-hill.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก
ผลการทดสอบระบบทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง

ตารางที่ ก.1 ผลการตรวจวัดข้อมูลเฉลี่ยของระบบทำน้ำเย็นก่อนการปรับปรุง

วันที่ / รายการที่ตรวจวัด	23-06-54	25-06-54	27-06-54
อุณหภูมิบรรยากาศ (°C)	30.553	29.837	30.722
อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น (°C)	41.76	40.30	42.15
อุณหภูมิห้อง (°C)	25.460	23.767	25.922
อุณหภูมิน้ำที่ซึ่งอยู่ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (°C)	69.317	67.773	70.237
อุณหภูมิน้ำดิบ (°C)	27.723	26.757	26.795
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอ (kW)	3.060	2.910	3.080
ภาระการทำความเย็น (kW)	8.243	7.960	8.405
ความร้อนปล่อยทิ้ง (kW)	9.983	9.267	10.045
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	2.693	2.735	2.728
ความดันของสารทำความเย็น [bar (a)]			
- ด้านความดันสูง	21.260	20.393	21.433
- ด้านความดันต่ำ	5.433	5.060	5.427
อุณหภูมิน้ำเย็น เข้า/ออกเครื่องทำน้ำเย็น (°C)	14.543	12.350	14.790
	10.203	8.120	10.318
อัตราการไหลของน้ำเย็น (L/MIN)	26.98	27.00	27.00
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น (m ³ /s)	0.834	0.834	0.834

ภาคผนวก ข
ผลการทดสอบระบบการผลิตน้ำร้อนโดยตรง

ตารางที่ ข.1 ผลการทดลองที่ภาระการทำความเย็นสูงสุด (Full load), วันที่ 5 กันยายน 2554

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	0	2	4	6	8	10	12	15.5
อุณหภูมิบรรยากาศ (°C)	29.650	29.761	30.275	30.208	29.749	29.839	29.660	29.270
อุณหภูมิห้อง (°C)	26.681	26.645	26.551	27.141	25.874	25.993	26.184	26.618
อุณหภูมิน้ำร้อน (°C)	68.757	60.467	51.051	46.087	43.127	40.958	39.391	37.233
อุณหภูมิน้ำดิบ (°C)	28.195	28.299	28.223	28.201	28.50	28.50	28.431	28.396
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอ (kW)	3.221	2.970	2.869	2.766	2.675	2.620	2.609	2.554
ภาระการทำความเย็น (kW)	9.013	9.170	9.241	9.341	9.421	9.535	9.566	9.689
ความร้อนปล่อยทิ้ง (kW)								
- เครื่องควบแน่น	11.909	7.120	5.475	4.432	3.926	3.460	3.169	2.753
- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	0	4.930	6.679	7.726	8.254	8.853	9.239	9.542
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	2.798	3.088	3.221	3.377	3.522	3.639	3.666	3.794
ความดันของสารทำความเย็น								
- ด้านความดันสูง [bar (a)]	22.010	19.010	18.010	17.000	16.110	16.010	15.810	15.110
- ด้านความดันต่ำ [bar (a)]	6.110	6.010	5.910	5.910	5.81	5.81	5.81	5.81
อุณหภูมิน้ำเย็น เข้า/ออกเครื่องทำน้ำเย็น (°C)	17.146 12.355	16.982 12.107	16.809 11.869	16.658 11.692	16.507 11.499	16.586 11.517	16.599 11.514	16.520 11.369
อัตราการไหลของน้ำเย็น (L/MIN)	27	27	27	27	27	27	27	27
อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ออกจากเครื่องควบแน่น (m ³ /s)	0.834	0.834	0.834	0.834	0.834	0.834	0.834	0.834

ตารางที่ ข.2 ผลการทดลองที่ภาระความเย็นลดลง 6.575% จากภาระการทำความเย็นสูงสุด, วันที่ 29 พฤศจิกายน - 1 ธันวาคม 2554

อัตราการไหลของน้ำร้อน (l/min)	0	2	4	6	8	10	12	15.5
อุณหภูมิบรรยากาศ (°C)	32.844	33.088	32.096	30.501	30.518	30.303	30.823	31.531
อุณหภูมิห้อง (°C)	26.671	26.712	27.305	26.290	26.655	26.977	27.483	27.087
อุณหภูมิน้ำร้อน (°C)	72.159	57.917	48.759	44.139	41.416	39.539	38.289	36.767
อุณหภูมิน้ำดิบ (°C)	28.277	28.497	28.468	28.629	28.699	28.693	28.681	28.603
กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัดไอ (kW)	2.859	2.688	2.623	2.556	2.522	2.481	2.477	2.444
ภาระการทำความเย็น (kW)	8.079	8.249	8.485	8.860	9.026	9.089	9.125	8.995
ความร้อนปล่อยทิ้ง (kW)								
- เครื่องควบแน่น	9.610	5.490	4.232	3.763	3.208	2.835	2.446	1.978
- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	0	4.404	5.875	6.591	7.176	7.632	8.099	8.589
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	2.826	3.069	3.236	3.466	3.579	3.664	3.684	3.681

ภาคผนวก ค

ผลการทดสอบระบบการผลิตน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน

ภาคผนวก ง
รายการอุปกรณ์ที่ใช้ประกอบชุดทดลอง

รายการอุปกรณ์ที่ใช้ในการประกอบชุดทดลอง

1. ชุดควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศ (Condensing Unit)

ยี่ห้อ / รุ่น	:	TRANE / TTK536
ความสามารถในการทำความเย็น	:	36,000 Btu/h
ชนิดของเครื่องอัดไอ	:	Rotary
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	380V/3 Ph/50 Hz
พิกัดกระแสไฟฟ้า RLA / LRA	:	5.9 / 43.0 A
พิกัดกระแส RLA / LRA ของพัดลมระบายความร้อน	:	1.03 / 1.79 A
ขนาดชุดควบแน่นภายนอก		
สูง (Height)	:	795 mm
กว้าง (Width)	:	1018 mm
ลึก (Depth)	:	360 mm
ขนาดท่อสารทำความเย็น ท่อด้านดูด / ท่อของเหลว	:	3/4" / 3/8"
สารทำความเย็นที่ใช้ / ปริมาณ	:	R-22 / 2.3 kg

2. เครื่องทำน้ำเย็น (Cooler)

ยี่ห้อ	:	3Q PRODUCT
รุ่น	:	CST 3.5-1-06
ความสามารถในการทำความเย็น	:	35,000 Btu/h
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	:	8.47 ft ²
ขนาดภายนอก สูง (Height)	:	213 mm
ยาว (Long)	:	290 mm
เส้นผ่านศูนย์กลาง (Diameter)	:	5 1/2"
ขนาดท่อสารทำความเย็น ท่อด้านดูด / ท่อของเหลว	:	7/8" / 5/8"
สารทำความเย็นที่ใช้	:	R-22

3. วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

ยี่ห้อ	:	Danfoss
รุ่น	:	TEX2
ช่วงความสามารถในการทำความเย็น	:	0.5 to 15.5 kW

สารทำความเย็นที่ใช้	:	R-22
4. เครื่องเป่าลมเย็น (Fan coil Unit)		
ยี่ห้อ	:	Carrier
รุ่น	:	42VDT012W
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	220V/1 Ph/50 Hz
ความสามารถในการทำความเย็น	:	36,100 Btu/h
กำลังไฟฟ้าที่ใช้	:	211 W
กระแสไฟฟ้าที่ใช้ในขณะที่ทำงาน	:	0.97 A
อัตราการไหลของอากาศ	:	1,200 cfm
ระดับเสียงขณะทำงาน (Hi/Med/Lo)	:	56/55/54 dB
ขนาดเครื่องภายนอก	สูง (Height)	: 620 mm
	กว้าง (Width)	: 1,570 mm
	ลึก (Depth)	: 250 mm
น้ำหนักรวม	:	69 kg
ขนาดท่อน้ำ เข้า/ออก	:	1/2" / 1/2"
ขนาดท่อน้ำทิ้ง	:	3/4"
สารทำความเย็นที่ใช้	:	น้ำ
5. ปั๊มน้ำเย็น (Chill water pump)		
ยี่ห้อ	:	SAER
รุ่น	:	SKF
ขนาดแรงม้า	:	0.5 Hp
ความเร็วรอบ	:	2,850 รอบต่อนาที
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	220V/1 Ph/50 Hz
ขนาดท่อน้ำ เข้า/ออก	:	1" / 1"
6. ปั๊มน้ำร้อน (Hot water pump)		
ยี่ห้อ	:	DAB
รุ่น	:	VA 65/180
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	220V/1 Ph/50 Hz
ช่วงความสามารถในการทำงาน	:	0.5 – 3.6 m ³ /h

ช่วงอุณหภูมิของน้ำที่สามารถทำงานได้	:	-10°C ถึง +110°C
ความดันสูงสุดที่สามารถทำงานได้	:	10 bar (1,000 KPa)

7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับผลิตน้ำร้อน (Plate Heat Exchanger)

ยี่ห้อ	:	KAORI
รุ่น	:	K95
ขนาดเครื่องภายนอก	สูง (Height)	: 522 mm
	กว้าง (Width)	: 106 mm
	หนา (Thickness)	: 10 mm
น้ำหนักต่อแผ่น	:	3.1 kg
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน	:	0.05 m ²

8. เครื่องอัดไอบีมความร้อน

ยี่ห้อ	:	Copeland
รุ่น	:	ZR40K3E-TFD
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	380V/3 Ph/50 Hz
ความสามารถในการทำความเย็น	:	6.3 kW
กำลังไฟฟ้าที่ใช้	:	3.0 kW
กระแสไฟฟ้าที่ใช้	:	5.24 A
อัตราการถ่ายเทความร้อนปล่อยทิ้ง	:	9.2 kW

9. สวิตช์ควบคุมความดัน (Pressure switch)

ยี่ห้อ	:	Danfoss
รุ่น	:	KP15
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	220V/1 Ph/50 Hz
ช่วงอุณหภูมิการใช้งาน	:	-4.44°C ถึง 65°C
ความดันสูงสุดที่สามารถทำงานได้		
ด้านความดันต่ำ	:	16.9 bar
ด้านความดันสูง	:	32 bar
ความสามารถที่ให้กระแสไฟฟ้าไหลผ่านได้	:	240 V a.c.: 8 FLA, 48 LRA

10. โซลินอยด์วาล์ว (Solenoid Valve)

ยี่ห้อ	:	Danfoss
รุ่น	:	EVRS 10
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	220V/1 Ph/50 Hz
ช่วงอุณหภูมิการใช้งาน	:	-4.44°C ถึง 40.55°C
ความดันสูงสุดที่สามารถทำงานได้	:	28 bar

11. วาล์วสามทาง (Motorized valve)

ยี่ห้อ	:	Totaline
รุ่น	:	VLV364
แหล่งจ่ายไฟฟ้า	:	220VAC, 50/60 Hz
กำลังไฟฟ้าที่ใช้	:	6.5 W
ความดันสูงสุดที่สามารถทำงานได้	:	1.6 MPa
ช่วงระยะเวลาการเปิด – ปิดของวาล์ว	:	เปิด 14~18 s
	:	ปิด 5~7 s
ช่วงอุณหภูมิการใช้งาน	:	5°C ถึง 90°C

12. วาล์วควบคุมอัตราการไหล (Balancing valve)

ยี่ห้อ	:	MMA
รุ่น	:	STV 25
ความดันใช้งาน	:	20 bar
ช่วงอุณหภูมิการใช้งาน	:	-15°C ถึง 90°C

13. วาล์วกันกลับของสารทำความเย็น (Check valve)

ยี่ห้อ	:	Danfoss
รุ่น	:	NRV
ความดันใช้งานสูงสุด	:	28 bar
ช่วงอุณหภูมิการใช้งาน	:	-50°C ถึง 140°C

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

ชื่อ	นายวิศิษฐ์ ชูประเสริฐ
เกิดวันที่	7 กรกฎาคม 2525
ประวัติการศึกษา	- สำเร็จการศึกษาระดับปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมการทำความเย็นและการปรับอากาศ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ในปีการศึกษา 2549 - เข้าศึกษาต่อในระดับ ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ภาคปลายปีการศึกษา 2551
ประสบการณ์ทำงาน	- เข้าทำงานที่ บริษัท พัฒน์กล จำกัด (มหาชน) ตั้งแต่วันที่ 2 พฤษภาคม 2549 ถึงวันที่ 15 ตุลาคม 2551 ตำแหน่ง วิศวกรโครงการ ประจำสายงานกลุ่มธุรกิจเครื่องทำความเย็น