

การพัฒนาสมรรถนะระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ

ฤชดา กัลละ

TNI

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

บัณฑิตวิทยาลัย สาขาเทคโนโลยีวิศวกรรม

สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น

ปีการศึกษา 2562

IMPROVEMENT OF THE REFRIGERATION SYSTEM OF THE VENDING MACHINE

Ruechuda Kallaka

TNI

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of Requirements
for The Degree of Master of Engineering Program in Engineering Technology

Graduate School

Thai-Nichi Institute of Technology

Academic Year 2019

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาสมรรถนะระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ
โดย	ฤชดา กัลละ
สาขาวิชา	เทคโนโลยีวิศวกรรม
อาจารย์ที่ปรึกษา	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น อนุมัติให้นับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

.....คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร. พิชิต สุขเจริญพงษ์)
วันที่.....เดือน.....พ.ศ.....

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร. พิพัฒน์ ชัยวิวัฒน์วรกุล)

.....กรรมการ
(ดร. เอกอุ ธรรมกรบัญญัติ)
.....กรรมการ
(ดร. วชิรินทร์ หนูทอง)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ)

ฤชดา กัลละ : การพัฒนาสมรรถนะระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ.
อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ, 83 หน้า.

บริษัทผู้จำหน่ายตู้ขายเครื่องดื่มอัตโนมัติในประเทศไทยแห่งหนึ่ง นำเข้าตู้มือสองจากประเทศญี่ปุ่นมาปรับปรุงและตกแต่งเพื่อจำหน่ายให้กับลูกค้า ซึ่งคอมเพรสเซอร์ถูกใช้งานมาอย่างยาวนานทำให้เกิดการเสื่อมสภาพและซ่อมแซมได้ยากเนื่องจากไม่สามารถหาอะไหล่ได้ บริษัทจึงประสงค์ทำวิจัยเพื่อทดสอบผลการเปลี่ยนเป็นคอมเพรสเซอร์ที่ผลิตในประเทศไทย ในขณะที่ระบบความเย็นทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพใกล้เคียงระบบเดิม

ประสิทธิภาพของวงจรทำความเย็นแบบอัดไอขึ้นอยู่กับ การออกแบบ สมรรถนะของแต่ละส่วนประกอบโดยเฉพาะคอมเพรสเซอร์ การควบคุมการทำงานและการบำรุงรักษา ดังนั้นจึงต้องทำการทดสอบเพื่อประเมินอัตราการถ่ายโอนความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

ในการวิจัยครั้งนี้การะความเย็นของตู้แช่เย็นคือเครื่องดื่มกระป๋องอะลูมิเนียม 594 กระป๋อง และขวด PolyEthylene Terephthalate (PET) บรรจุเครื่องดื่มรวมปริมาตร 189 ลิตร ผู้วิจัยทำการทดลองระบบทำความเย็นดั้งเดิมจากญี่ปุ่นที่ใช้สารทำความเย็น R-407C และระบบทำความเย็นที่ถูกปรับเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ที่ผลิตในประเทศไทย ที่ใช้สารทำความเย็น R134a โดยการวัดอุณหภูมิและความดันวงจรความเย็น และบันทึกกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้เป็นเวลา 4 วัน ผลวิเคราะห์การทดสอบพบว่า COP ที่คำนวณได้ของวงจรทำความเย็นดั้งเดิมโดยใช้แผนภาพ P-h มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 3.43 ± 1.04 ด้วยอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย $1.25 \pm 0.08 \text{ kW}_{th}$ และค่าของคอมเพรสเซอร์ที่ปรับเปลี่ยน คือ COP เฉลี่ย 2.35 ± 0.34 ที่อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย $0.78 \pm 0.04 \text{ kW}_{th}$ การวิจัยนี้ทำให้ทราบว่าระบบทำความเย็นหลังจากเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นของในประเทศ นั้นทำงานได้เทียบเคียงกับระบบเดิม แต่มีความสามารถในการทำความเย็นที่ต่ำกว่าและทำอุณหภูมิได้ช้ากว่า ดังนั้นการวิจัยในขั้นต่อไปจะทดสอบกับคอมเพรสเซอร์ในประเทศที่วิจัยนี้ แต่มีขนาดใหญ่ขึ้น

บัณฑิตวิทยาลัย
สาขาวิชา เทคโนโลยีวิศวกรรม
ปีการศึกษา 2562

ลายมือชื่อนักศึกษา
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา

RUECHUDA KALLAKA: IMPROVEMENT OF THE REFRIGERATION SYSTEM OF THE VENDING MACHINE. ADVISOR: ASST. PROF. DR. WIPAWADEE WONGSUWAN, 83 PP.

One of the vending machine company in Thailand imported the used vending machines from Japan to improve and refurbish for distribution to the customers. The compressor has been used for a long-time causing deterioration and difficulties in maintenance, because of unable to find the original spare parts. Therefore, the company would like to research for the effect of changing compressors to one manufactured in Thailand, while the cooling system has comparable efficiency as the existing one.

The performance of the vapor compression refrigeration cycle depends on the design, performance of each component; especially compressor, operating control and O & M. Thus, it is necessary to carry experiment to estimate the heat transfer rate and the coefficient of performance (COP).

In this research, the cooling load of the experimental vending machine are 594 aluminum cans and PolyEthylene Terephthalate (PET) bottles of beverages total 189 L of volume. The researcher experimented on an existing refrigeration system of a vending machine from Japan using R-407C, and on the replaced Thai compressor for the modified refrigeration system using R134a. The experiments were conducted by measuring the temperatures and pressures in the refrigerant loop. The power logger was installed to measure and record electric power consumed by the compressor for 4 days. The calculated COP of the original refrigeration cycle based on cycle plots on the P-h diagram were averaged to 3.43 ± 1.04 having cooling load $1.25 \pm 0.08 \text{ kW}_{th}$ and the modified compressor has an average COP of 2.35 ± 0.34 with an average cooling load at evaporator of $0.78 \pm 0.04 \text{ kW}_{th}$. This research has shown that the cooling system after changing the compressor works comparable to the old system, however, the cooling capacity is lower and slower temperature approaching. Therefore, in the next research step, the local compressor with larger capacity will be tested.

Graduate School

Student's Signature

Field of Engineering Technology

Advisor's Signature

Academic Year 2019

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดีโดยได้รับคำปรึกษาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ จากประธานกรรมการสอบ รองศาสตราจารย์ ดร. พิพัฒน์ ชัยวิวัฒน์วรกุล จากบัณฑิตวิทยาลัยร่วมด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อม มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี และจากกรรมการสอบ ดร. เอกุ ธรรมกรบัญญัติ และ ดร. วชิรินทร์ หนูทอง อาจารย์ประจำคณะวิศวกรรมศาสตร์ รวมถึงอาจารย์ทุกท่านที่มีได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้ด้วย ที่ได้คอยให้คำแนะนำและให้ความช่วยเหลือในทุกขั้นตอนของการทำวิจัยครั้งนี้เป็นอย่างดี เพื่อให้ งานวิจัยฉบับนี้มีความเรียบร้อยสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณบริษัท ชันร้อยแปด จำกัด ที่ได้ให้โอกาสในการทำวิจัย สนับสนุน สถานที่ตลอดจนอุปกรณ์ในการทำวิจัย ขอขอบคุณทีมช่างแมคคานิกส์ทุกท่านที่คอยช่วยเหลือ สนับสนุนมาโดยตลอด และขอบพระคุณพ่อ แม่ ครอบครัว และเพื่อน ๆ ทุกท่านที่คอยให้กำลังใจ ให้คำปรึกษาและสนับสนุนการทำงานจนประสบผลสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

ธชุตดา กัลลกะ

TNI

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญรูป.....	ฉ

บทที่

1	บทนำ.....	1
	1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
	1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
	1.3 ขอบเขตของการศึกษา.....	2
	1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	3
	1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
	1.6 แผนงานและระยะเวลาการดำเนินงาน.....	4
2	เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	6
	2.1 ตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติแบบบรรจุภัณฑ์สำเร็จ.....	6
	2.2 การจำแนกกลไกการทำงานของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ.....	8
	2.3 วงจรการทำงานแบบอัดไอพื้นฐาน.....	9
	2.3.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor).....	10
	2.3.2 คอนเดนเซอร์ (Condenser)	10
	2.3.3 อุปกรณ์ควบคุมการไหล (Expansion Valve).....	10
	2.3.4 อีแวพอเรเตอร์ (Evaporator).....	11
	2.3.5 อุปกรณ์กรองและอุปกรณ์ดักความชื้น (Filter Dryer).....	11
	2.3.6 พัดลมระบายความร้อน (Condensing fan).....	11
	2.3.7 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเหลว (Accumulator).....	11

สารบัญ (ต่อ)

บทที่		หน้า
2	2.4 ระบบทำความเย็นอัดไอของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ.....	11
	2.5 ความร้อนจากผลิตภัณฑ์ที่ต้องการทำความเย็น หรือภาระจากผลิตภัณฑ์...	13
	2.6 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance, COP).....	13
	2.7 คอมเพรสเซอร์ในระบบทำความเย็นเดิม.....	14
	2.8 การศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	15
3	ระเบียบวิธีการวิจัย.....	17
	3.1 แนวคิดการวิจัย.....	17
	3.2 การออกแบบการทดลองระบบทำความเย็น.....	18
	3.3 วิธีการดำเนินงานวิจัยและเก็บข้อมูล.....	21
	3.3.1 ออกแบบวิธีการทดสอบระบบทำความเย็น.....	22
	3.3.2 การวัดอุณหภูมิและความดันภายในระบบทำความเย็น.....	22
	3.3.3 การวัดกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้.....	23
	3.3.4 การวัดอุณหภูมิผลิตภัณฑ์ในตู้จากการวัดอุณหภูมิอากาศรอบ กระป๋อง.....	23
	3.4 อุปกรณ์การวัด.....	25
	3.5 ขั้นตอนการทดลอง.....	26
	3.6 ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดลอง.....	27
	3.6.1 ฝั่งสารทำความเย็น.....	27
	3.6.1.1 การคำนวณค่าเอนทาลปี.....	28
	3.6.1.2 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์.....	29
	3.6.1.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์ร้อน.....	29
	3.6.1.4 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความ เย็น (COP).....	29
	3.6.2 ฝั่งอากาศ.....	29
	3.6.2.1 การคำนวณเอนทาลปีอากาศ.....	29
	3.6.2.2 การคำนวณอัตราการไหลของอากาศ.....	31

สารบัญ (ต่อ)

บทที่		หน้า
3	3.6.2.3 การคำนวณการถ่ายโอนความร้อนของอากาศที่ผ่าน อีแวพเพอเรเตอร์.....	31
	3.6.3 สมดุลพลังงานในระบบทำความเย็น.....	32
4	ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล.....	33
	4.1 ระบบความเย็นมือสองจากประเทศญี่ปุ่น.....	33
	4.1.1 ฝั่งสารทำความเย็น.....	34
	4.1.1.1 ลักษณะการทำงานของระบบ.....	34
	4.1.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันและอุณหภูมิสารทำความเย็น	39
	4.1.1.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์และ คอนเดนเซอร์.....	41
	4.1.1.4 อัตราการไหลของสารทำความเย็น.....	42
	4.1.1.5 การวิเคราะห์สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และความสัมพันธ์ ของตัวแปรต่างๆ.....	43
	4.1.2 ฝั่งอากาศ.....	48
	4.1.2.1 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นภายในช่อง ทำความเย็น.....	48
	4.1.2.2 ภาระความเย็น.....	51
	4.1.3 สมดุลพลังงาน.....	52
	4.2 ระบบที่มีการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นคอมเพรสเซอร์ที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย	53
	4.2.1 ฝั่งสารทำความเย็น.....	53
	4.2.1.1 ลักษณะการทำงานของระบบ.....	53
	4.2.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันและอุณหภูมิสารทำความเย็น	58
	4.2.1.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์และ คอนเดนเซอร์.....	59
	4.2.1.4 อัตราการไหลของสารทำความเย็น.....	60

สารบัญ (ต่อ)

บทที่		หน้า
4	4.2.1.5 การวิเคราะห์สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และความสัมพันธ์ ของตัวแปรต่างๆ.....	61
	4.2.2 ฝั่งอากาศ.....	65
	4.2.2.1 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นภายใน ช่องทำความเย็น.....	65
	4.2.2.2 ภาระความเย็น.....	68
	4.2.3 สมดุลพลังงาน.....	69
	4.3 แนวคิดการพัฒนาระบบตรวจวัดอุณหภูมิออนไลน์.....	71
5	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	73
	5.1 ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ไอแวนเพอเรเตอร์.....	73
	5.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP).....	74
	5.3 ข้อเสนอแนะเพื่อการทำวิจัยต่อ.....	74
	บรรณานุกรม.....	76
	ภาคผนวก.....	79
	ภาคผนวก ก. รายการสัญลักษณ์.....	80
	ประวัติย่อผู้วิจัย.....	83

TNI

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
1.1 แผนงานและระยะเวลาในการดำเนินการวิจัย.....	4
3.1 สรุปคุณลักษณะจำเพาะระบบทำความเย็นแบบเดิมและแบบใหม่.....	21
3.2 ข้อมูลคุณลักษณะจำเพาะของอุปกรณ์วัด.....	25
4.1 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบดั้งเดิม.....	43
4.2 อัตราการไหลของสารทำความเย็น ของระบบใหม่.....	60



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ตู้จำหน่ายสินค้าอัตโนมัติ (Vending Machine) ในปัจจุบันมีการใช้กันแพร่หลายในต่างประเทศและในประเทศไทย ส่วนใหญ่จำหน่าย น้ำ เครื่องดื่ม และขนม และได้รับความนิยมมากขึ้นเนื่องจากสามารถตอบสนองความต้องการจำหน่ายผลิตภัณฑ์ที่มีคุณภาพให้แก่ผู้ซื้อสินค้าได้โดยสะดวก จากการเปิดขายได้ตลอด 24 ชั่วโมง และลดค่าใช้จ่ายด้านแรงงาน เมื่อเทียบกับการเปิดร้านขายเครื่องดื่มแบบเดิม [1] นอกจากนี้ยังสามารถตรวจสอบและควบคุมยอดขายได้ง่าย

จากสถิติจำนวนตู้จำหน่ายสินค้าอัตโนมัติในประเทศญี่ปุ่นจนถึงเดือนธันวาคม พ.ศ. 2546 มีจำนวนตู้ทั้งหมด 5.6 ล้านตู้ โดย 47.2 % เป็นตู้สำหรับจำหน่ายเครื่องดื่ม [2] คาดการณ์ว่าในอนาคตอันใกล้การใช้งาน Vending Machine จะเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ และจะกลายเป็นส่วนหนึ่งในชีวิตประจำวัน

การวิจัยและพัฒนาตู้จำหน่ายเครื่องดื่มของผู้ผลิตรายใหญ่ของประเทศญี่ปุ่น ตั้งเป้าหมายขยายตลาดจำหน่ายตู้แช่ในต่างประเทศ ที่มีอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงถึง 40 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 75 % จึงพัฒนาระบบทำความเย็นด้วยหลายมาตรการ อาทิ การควบคุมการทำงานของระบบทำความเย็นโดยการหน่วงคาบเวลาแรกของการแช่เย็นให้คอมเพรสเซอร์ทำงานนานขึ้น การติดตั้งคอยล์อากาศ การควบคุมการเกิดน้ำแข็งและการลดปริมาณน้ำแข็งที่เกาะบนคอยล์เย็น ซึ่งทำให้ตู้สามารถทำความเย็นได้ตามภาระความเย็นที่เกิดขึ้น และลดระยะเวลาแช่เย็นหลังจากเดิมผลิตภัณฑ์จากเดิม 24 ชั่วโมง ในมาตรฐานญี่ปุ่นเป็น 13.5 ชั่วโมง [3]

นอกจากนี้ยังมีการพัฒนาระบบทำความเย็นในตู้ให้ทำความเย็นได้ที่อุณหภูมิ -5 °C เพื่อการขายเครื่องดื่มที่เป็นวุ้น โดยทำให้เกิดปรากฏการณ์ทำความเย็นขั้นสูง (Supercooling) โดยควบคุมการละลายน้ำแข็งด้วยการใช้ก๊าซร้อน (Hot-gas method) การแบ่งโซนสำหรับการแช่ผลิตภัณฑ์ และการควบคุมการไหลเวียนของอากาศขณะที่คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงาน [4]

นอกจากนี้ยังมีการวิจัยพัฒนาในแง่ของการประหยัดพลังงานและเพิ่มประสิทธิภาพของตู้ โดยใช้ความร้อนที่ระบายออกจากระบบทำความเย็นกลับมาใช้ สำหรับจำหน่ายเครื่องดื่มร้อนในฤดูหนาวอีกด้วย [5]

บริษัทผู้ผลิตและจำหน่ายตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติในประเทศไทยแห่งหนึ่ง ได้นำเข้าตู้มือสองจากประเทศญี่ปุ่น มาปรับปรุงและพัฒนาเพื่อจำหน่ายให้กับลูกค้าในประเทศไทย ตู้เหล่านี้อาจถูกใช้งานมายาวนานในญี่ปุ่นก่อนที่จะนำเข้ามา จนกระทั่งคอมเพรสเซอร์เสื่อมประสิทธิภาพลง บาง

อุปกรณ์ยากแก่การซ่อมแซมเนื่องจากไม่สามารถหาอะไหล่เดิมได้ โดยบางเครื่องอาจต้องเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ใหม่

ระบบทำความเย็นในตู้จำหน่ายสินค้าอัตโนมัติแบ่งเป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ แบบคอมเพรสเซอร์ความเร็วรอบคงที่ และแบบคอมเพรสเซอร์อินเวอร์เตอร์ที่ปรับความเร็วรอบได้ตามภาระงาน โดยระบบคอมเพรสเซอร์เดิมถูกออกแบบมาใช้งานในตู้ปั๊มที่ใช้แรงดันไฟฟ้า 100 โวลต์ เมื่อนำมาใช้ในประเทศไทยจึงต้องติดตั้งหม้อแปลงไฟฟ้าเพิ่มเข้าไป ทำให้เกิดความสูญเสียพลังงานได้ และเมื่อใช้งานมาระยะเวลาหนึ่งคอมเพรสเซอร์ก็จะหมดอายุการใช้งาน

บริษัทแห่งนั้นจึงต้องการทำวิจัย เพื่อปรับเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ให้เป็นแบบที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย ใช้แรงดันไฟฟ้า 220 โวลต์ ทำงานกับอุปกรณ์แวดล้อมได้ดี และระบบทำความเย็นทำงานได้ประสิทธิภาพใกล้เคียงของเดิม

งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นการทดสอบเพื่อประเมินประสิทธิภาพระบบทำความเย็น และปรับเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ เป็นคอมเพรสเซอร์ใหม่ที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย เพื่อเป็นแนวทางในการกำหนดนโยบายการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ และเสนอแนวทางในการพัฒนาการตรวจวัดอุณหภูมิออนไลน์เพื่อประเมินสมรรถนะระบบด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 ตรวจวัดและประเมินประสิทธิภาพระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติโดยเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นชนิดที่สามารถหาได้ในประเทศไทย

1.2.2 เสนอแนวทางพัฒนาระบบตรวจวัดสมรรถนะระบบทำความเย็นแบบออนไลน์

1.3 ขอบเขตของการศึกษา

1.3.1 ทดสอบสมรรถนะระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายสินค้า 2 กรณี คือ

1.3.1.1 ระบบความเย็นที่มาพร้อมกับ Vending Machine มือสองจากประเทศญี่ปุ่น ยี่ห้อ Matsushita Electric โมเดล R60U26TG00 ใช้ไฟฟ้า 1 Phase 100 V 50/60 Hz สารทำความเย็น R407c

1.3.1.2 ระบบความเย็นที่มีการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นชนิดที่ผลิตในประเทศไทย ยี่ห้อกุลธร โมเดล AE4440Y-SR (1/2HP) ใช้ไฟฟ้า 1 Phase 220 V 50 Hz สารทำความเย็น R134a

1.3.2 ใช้แผงควบคุมระบบทำความเย็นเดิมที่มากับตู้มือสองของประเทศญี่ปุ่น

1.3.3 การทดสอบตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติในสภาวะทำงานจริงในพื้นที่โรงงานของบริษัท โดยอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมไม่เกิน 40 °C ทำความเย็นเครื่องดื่มแบบกระป๋องน้ำดื่มและขวดพลาสติก (PET) จำนวนรวม 594 ชิ้น

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.4.1 ศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ โดยเฉพาะในตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ

1.4.2 ศึกษาขั้นตอนการทดสอบระบบทำความเย็น เพื่อประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ของระบบทำความเย็นในเครื่องจำหน่ายสินค้าอัตโนมัติ

1.4.3 คัดเลือกคอมเพรสเซอร์ที่สามารถนำมาใช้ทดแทนคอมเพรสเซอร์รุ่นเดิมได้ และจัดซื้อจัดหา

1.4.4 ออกแบบการทดลองและสร้างตารางและไฟล์พร้อมเทมเพลต (Template) เพื่อการเก็บข้อมูลอย่างเป็นระบบและครบถ้วน พร้อมเตรียมการวิเคราะห์ข้อมูล

1.4.5 เตรียมเครื่องมือวัดที่จำเป็นเพื่อใช้เก็บข้อมูล ให้สามารถนำมาคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance: COP) ของระบบ ได้แก่

1.4.5.1 เครื่องมือวัดและบันทึกค่ากำลังไฟฟ้าไฟฟ้า (Power logger)

1.4.5.2 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความดันของวงจรสารทำความเย็น

1.4.5.3 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศเย็นภายในตู้ และในช่องแช่เย็น

1.4.6 ทดสอบระบบทำความเย็นของตู้ Vending Machine ตั้งเดิม และนำค่าที่วัดได้มาคำนวณค่า COP

1.4.7 เปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นของบริษัทยูทูลอร์ โมเดล AE4440Y-SR (1/2HP) 220V 50Hz R134a)

1.4.8 ทดสอบระบบ ประเมินค่า COP ของระบบที่เปลี่ยนคอมเพรสเซอร์แล้ว และเปรียบเทียบกับ COP ของระบบทำความเย็นที่เดิม

1.4.9 วิเคราะห์วิจารณ์ผลการการทำงานของระบบทำความเย็นโดยภาพรวม และของอีแวพเพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

1.4.10 พัฒนาระบบตรวจวัดอุณหภูมิออนไลน์ และสร้างความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับ COP

1.4.11 เขียนบทความวิจัย เพื่อนำเสนอในที่ประชุมวิชาการ

1.4.12 สรุปผลการวิจัย จัดทำเล่มวิทยานิพนธ์ และสอบป้องกันวิทยานิพนธ์

1.5.1. สามารถประเมินระบบทำความเย็นในตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติดั้งเดิมและระบบที่เปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ใหม่ที่ผลิตในประเทศไทย และที่มีอายุการใช้งานยาวขึ้น

1.5.2. ได้แนวทางในการพัฒนาระบบประเมินสมรรถนะออนไลน์ เพื่อประโยชน์ในการพัฒนาระบบการบำรุงรักษาระบบทำความเย็นของ Vending Machine ในอนาคต

ตารางที่ 1.1 แผนงานและระยะเวลาในการดำเนินการวิจัย

ขั้นตอนและวิธีการดำเนินการ		ปี พ.ศ. 2562					ปี พ.ศ. 2563				
		8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
1.	ศึกษาทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอในตัวแช่เย็น										
2.	ศึกษาขั้นตอนการทดสอบระบบทำความเย็น										
3.	คัดเลือกคอมเพรสเซอร์ที่สามารถนำมาใช้ทดแทนคอมเพรสเซอร์รุ่นเดิม										
4.	ออกแบบการทดลองและสร้างตารางและเตรียมไฟล์เพื่อการเก็บและวิเคราะห์ข้อมูล										
5.	เตรียมเครื่องมือวัด T, RH, P, Power										
6.	ทดสอบระบบทำความเย็นของตู้ตั้งเดิมและประเมินค่า COP										

บทที่ 2

หลักการพื้นฐาน เอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติเป็นช่องทางจำหน่ายเครื่องดื่มเย็นที่อำนวยความสะดวกให้กับผู้บริโภคได้เป็นอย่างดี ระบบทำความเย็นที่ใช้กันอย่างแพร่หลายที่สุดในปัจจุบัน คือ วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ โดยคอมเพรสเซอร์อัดสารทำความเย็นให้ไหลเวียนระหว่างอุปกรณ์ต่าง ๆ การเปลี่ยนสถานะในเครื่องทำระเหยและเครื่องควบแน่นทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากผลิตภัณฑ์ออกไปภายนอกตู้

บทนี้จึงกล่าวถึงหลักการพื้นฐานและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์วงจรทำความเย็น ข้อมูลส่วนประกอบ และการะความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ โดยหัวข้อที่จะนำเสนอในบทนี้ ประกอบด้วย

- 1) ตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติแบบบรรจุภัณฑ์สำเร็จ
- 2) การจำแนกกลไกการทำงานของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ
- 3) วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอพื้นฐาน
- 4) ระบบทำความเย็นอัดไอของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ
- 5) ความร้อนจากผลิตภัณฑ์ที่ต้องการทำความเย็น หรือภาระจากผลิตภัณฑ์
- 6) คอมเพรสเซอร์ในระบบทำความเย็นเดิม
- 7) การศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

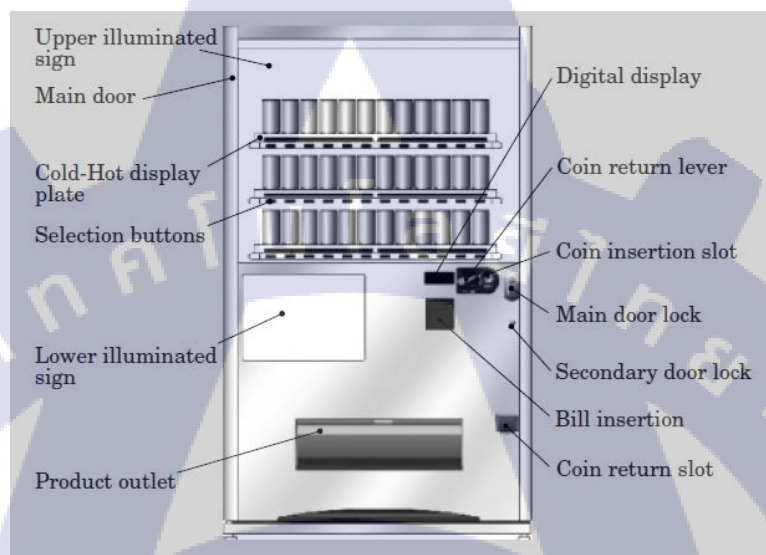
2.1 ตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติแบบบรรจุภัณฑ์สำเร็จ

ตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติชนิดนี้สามารถบรรจุผลิตภัณฑ์เครื่องดื่มเพื่อแช่เย็นและจำหน่าย โดยทั่วไปผลิตภัณฑ์จะอยู่ในรูปแบบ กระป๋อง ขวดพลาสติก (PET) และขวดแก้ว ดังรูปที่

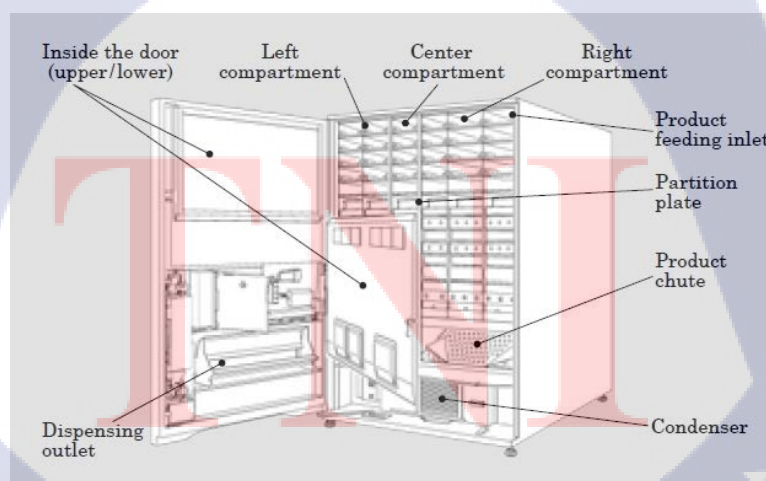
2.1 ที่แสดงองค์ประกอบที่มองจากทางด้านหน้าของตู้ อาทิ

- Upper illuminated sign เป็นไฟเพื่อส่องให้เห็นผลิตภัณฑ์ข้างใน
- Main door คือ บานประตูด้านหน้าทั้งบาน
- Cold-Hot display plate คือ แผ่นป้ายแสดงผลิตภัณฑ์ร้อนหรือเย็น
- Selection buttons คือ ปุ่มกดเพื่อเลือกสินค้าโดยมีสินค้าตัวอย่างแสดงอยู่บนปุ่ม
- Lower illuminated คือ ไฟเพื่อส่องแผ่นโฆษณา
- Digital display คือ จอดิจิทัลแสดงจำนวนเงินที่ต้องจ่าย
- Coin return lever คือ คันโยกสำหรับรับเงินทอน

- Main door lock คือ ช่องสำหรับล็อกและคันโยกสำหรับเปิดประตู
- Secondary door lock คือ ช่องล็อกสำรอง
- Bill insertion คือ ช่องสำหรับสอดธนบัตร
- Coin return slot คือ ช่องสำหรับรับเหรียญเงินทอน



รูปที่ 2.1 โครงสร้างด้านนอกของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ [1]



รูปที่ 2.2 โครงสร้างด้านในของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ [1]

โครงสร้างด้านในตู้แสดงดังรูปที่ 2.2 ซึ่งประกอบด้วย

- Upper and Lower Inside the door คือ ประตูด้านในที่กั้นระหว่างประตูหน้าและช่องใส่ผลิตภัณฑ์ด้านใน
- Left Compartment คือ ช่องเก็บผลิตภัณฑ์ด้านซ้ายสุดโดยจะมีคอลัมน์สำหรับใส่กระป๋องขนาดเล็ก 2 คอลัมน์ ในแต่ละคอลัมน์จะมีคอยล์เย็นและพัดลมคอยล์เย็นขนาดเล็กอย่างละ 1 ตัว
- Center Compartment คือ ช่องเก็บผลิตภัณฑ์ช่องกลาง จะมีคอลัมน์สำหรับใส่กระป๋องขนาดเล็ก 1 คอลัมน์ ใน 1 ช่องจะมีคอยล์เย็นและพัดลมคอยล์เย็นขนาดเล็ก 1 ตัว
- Right Compartment คือ ช่องเก็บผลิตภัณฑ์ด้านซ้ายสุดโดยจะมีคอลัมน์สำหรับใส่ขวดน้ำพลาสติก 3 คอลัมน์ จะมีคอยล์เย็นและพัดลมคอยล์เย็นขนาดเล็ก 1 ตัว
- Product Feeding Inlet เป็นช่องสำหรับใส่ผลิตภัณฑ์ลงไปแช่และเก็บผลิตภัณฑ์ไว้ด้านบน
- Partition Plate เป็นแผ่นกั้นระหว่างช่องเก็บผลิตภัณฑ์ทั้ง 3 ช่อง

2.2 การจำแนกกลไกการทำงานของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ [1]

2.2.1 ตัวอย่างผลิตภัณฑ์ (Product display) และกลไกสำหรับการจำหน่าย (Service mechanism)

- ช่องแสดงตัวอย่างผลิตภัณฑ์ (Product display), จอแสดงราคา (Price display), ข้อแนะนำการใช้งาน (Operating instructions)
- ปุ่มแจ้งเตือนสินค้าหมด (Sold-out), ปุ่มแจ้งเตือนเงินทอนหมด (Change shortage) จอแสดงจำนวนเงินที่ใส่เข้าไปในตู้ (Inserted amount displays)
- ปุ่มกดเลือกผลิตภัณฑ์ (Product selection buttons) คันโยกสำหรับรับเงินทอน (Return lever)
- ช่องหยอดเหรียญ (Coin intake slot), ช่องสอดธนบัตร (Note intake slot), ช่องปล่อยผลิตภัณฑ์ (Vending outlet) ช่องปล่อยเงินทอน (Change return outlet)

2.2.2 กลไกเกี่ยวกับเงิน (Money handling mechanism)

- เครื่องรับและทอนเงิน (Coin validation, Change payout device)
- เครื่องตรวจนับธนบัตรและช่องใส่ธนบัตร (Bill checking, Bill stacker)

2.2.3 ระบบควบคุมและกลไกการประมวลผลข้อมูล (Control / Information processing mechanism)

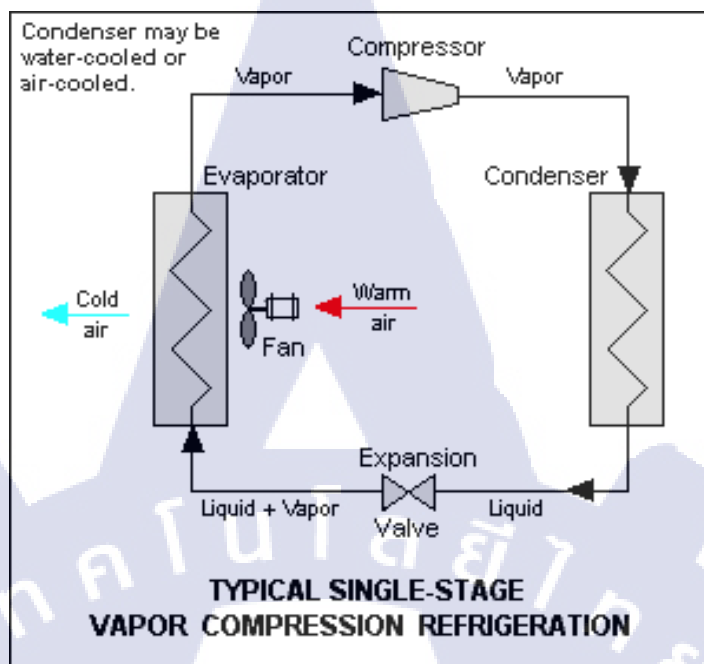
- ระบบตรวจสอบจำนวนเงิน บันทึกจำนวนเงินและระบบทอนเงิน (Counting inserted money, Recording, Paying out change)
- ระบบสื่อสารภายในตู้ (Communicating product information, Receiving selection information)
- ระบบควบคุมการปล่อยของ (Controlling vending device)
- ระบบควบคุมไฟฟ้าภายในตู้ (Controlling illumination device)
- ระบบเก็บข้อมูลและประมวลผล (Recording various information, Processing calculations)

2.2.4 กลไกการเก็บผลิตภัณฑ์และการขาย (Storing/Selling mechanism)

- ช่องเก็บผลิตภัณฑ์ ระบบตรวจสอบเมื่อผลิตภัณฑ์หมด (Product storage, Detecting sold-out products)
- อุปกรณ์ปล่อยของ (Vending device)
- เครื่องวัดอุณหภูมิภายในตู้ (Internal temperature detector)
- ระบบทำความเย็น (Cooling unit)
- ระบบทำความร้อน (Heating unit)
- พัดลม (Fan)

2.3 วงจรการทำงานแบบอัดไอพื้นฐาน

วงจรทำความเย็นแบบอัดไอพื้นฐานมีวงจรการทำงานในรูปที่ 2.3 การไหลเวียนของสารทำความเย็นจากคอมเพรสเซอร์หรือเครื่องอัดไไปยังคอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน ลดความดันโดยเอ็กซ์แพนชันวาล์วหรือแคปปิลาริตีลูป แล้วเปลี่ยนสถานะเป็นไอทั้งหมดในอีแวปอเรเตอร์หรือคอยล์เย็น



รูปที่ 2.3 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอพื้นฐาน

2.3.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

พิจารณาการเริ่มทำงานที่คอมเพรสเซอร์ สารทำความเย็นอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำจากคอยล์เย็นจะไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ทางด้านดูด (Suction) โดยคอมเพรสเซอร์จะทำหน้าที่อัดสารทำความเย็นให้กลายเป็นสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง ซึ่งจะไหลออกทางด้านส่ง (Discharge) ของคอมเพรสเซอร์ไปสู่คอยล์ร้อนต่อไป

2.3.2 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

คอนเดนเซอร์หรือคอยล์ร้อน ประกอบด้วยขดท่อซึ่งสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูงเมื่อไหลผ่านคอนเดนเซอร์ จะถูกระบายความร้อนออกจนถึงจุดควบแน่น สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอไปเป็นของเหลว และไหลลงด้านล่างของคอนเดนเซอร์ จากนั้นถูกส่งไปเข้าอุปกรณ์ควบคุมหัด

2.3.3 อุปกรณ์ควบคุมหัด (Expansion Valve)

เอ็กซ์เพนชันวาล์ว (Expansion Valve) หรือท่อสำหรับลดความดัน (Capillary Tube) จะยอมให้สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวที่มีความดันและอุณหภูมิสูงไหลผ่านในปริมาณที่กำหนด ทำให้สารทำความเย็นเกิดการขยายตัว มีความดันและอุณหภูมิลดลงจนน้ำยาไม่สามารถคงสภาพเดิม

(ของเหลว) โดยสารทำความเย็นบางส่วนจะไหลผ่านไปเป็นของเหลว และบางส่วนกลายเป็นไอ หรือเรียกว่าเป็นของผสมอิมิตัว

2.3.4 อีแวพเพอเรเตอร์ (Evaporator)

อีแวพเพอเรเตอร์หรือคอยล์เย็น ประกอบด้วยชุดท่อเมื่อสารทำความเย็นที่เป็นของผสมที่อุณหภูมิและความดันต่ำไหลผ่าน จะทำให้บริเวณรอบ ๆ เครื่องระเหยเกิดความเย็นขึ้น เนื่องจากของเหลวจะดูดความร้อนออกจากบริเวณรอบ ๆ ไปใช้เป็นความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะ โดยสารทำความเย็นจะถูกทำให้ระเหยเป็นสถานะเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันต่ำ และจะถูกคอมเพรสเซอร์ดูดไปเพื่ออัดให้มีความดันสูงขึ้น หมุนเวียนเช่นนี้เป็นวัฏจักร

2.3.5 อุปกรณ์กรองและอุปกรณ์ดักความชื้น (Filter/Dryer)

อุปกรณ์กรองทำหน้าที่ดักเอาสิ่งสกปรกที่เป็นของแข็งซึ่งปะปนในสารทำความเย็นออกมาเก็บไว้ เพื่อป้องกันการอุดตันที่วาล์วลดความดัน

2.3.6 พัดลมระบายความร้อน (Condensing fan)

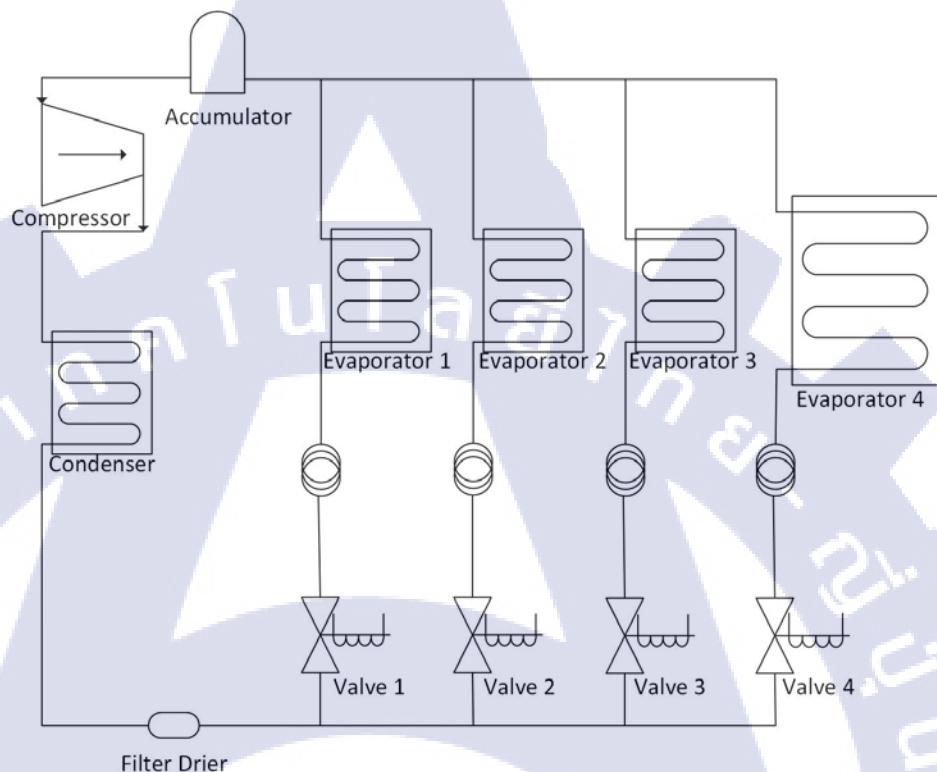
พัดลมระบายความร้อนอยู่ด้านหน้าของแผงระบายความร้อน ทำหน้าที่ดูดอากาศภายนอกเข้ามาผ่านแผงท่อระบายความร้อนของคอยล์ร้อน เพื่อระบายความร้อนจากระบบให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลง

2.3.7 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเหลว (Accumulator)

เป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้งอยู่ระหว่างคอยล์เย็น และทางดูดของคอมเพรสเซอร์ ป้องกันไม่ให้มีสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวจากคอยล์เย็นถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์โดยตรง สารทำความเย็นที่ถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์จะต้องเป็นก๊าซเท่านั้น แต่ในกรณีภาวะความเย็นลดลงทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นไอไม่หมด จึงมีสารทำความเย็นเหลวถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ จะทำให้คอมเพรสเซอร์ชำรุดเสียหายได้ จึงจำเป็นต้องมีอุปกรณ์แยกนี้ สารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอยล์เย็นจะตกลงด้านล่างและถูกกักไว้ในอุปกรณ์นี้ จากนั้นค่อย ๆ เปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซจนหมดก่อนถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์

2.4 ระบบทำความเย็นอัดไอของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติรุ่น National 30 slot มีแผนภาพวงจรทำงานดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 วงจรทำความเย็นแบบอัดไอของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ

วงจรทำความเย็นของตู้ Vending Machine รุ่น National 30 slot มีคอมเพรสเซอร์ที่มีความเร็วรอบคงที่ 1 ตัว คอนเดนเซอร์และพัดลม 1 ชุด อุปกรณ์ดักความชื้น 1 ตัว โซลินอยด์วาล์วสำหรับจ่ายน้ำยา 4 ตัว ท่อลดความดัน 4 ชุด คอยล์เย็นขนาดเล็ก 3 ตัว และขนาดใหญ่ 1 ตัว

ระบบการควบคุมระบบทำความเย็นในตู้ Vending Machine เป็นการควบคุมอุณหภูมิแบบป้อนกลับชนิดใช้ขอบเขต โดยระหว่างการทำงานจะมีการเปิดปิดโซลินอยด์วาล์วจ่ายน้ำยา โดยจะเปิดพร้อมกันสูงสุดเพียง 3 ช่อง

2.5 ความร้อนจากผลิตภัณฑ์ที่ต้องการทำความเย็น หรือภาระจากผลิตภัณฑ์ (Product Load)

ความร้อนที่ต้องดึงออกจากผลิตภัณฑ์เพื่อให้อุณหภูมิลดลงจนถึงระดับที่ต้องการ ภาระจากผลิตภัณฑ์จะเป็นส่วนหนึ่งของภาระการทำความเย็นเฉพาะช่วงที่กำลังลดอุณหภูมิลงเพื่อให้เท่ากับอุณหภูมิภายในตู้ การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นนี้จะหยุดเมื่อเข้าสู่สภาวะสมดุลความร้อน นั่นคือเริ่มต้นจากสภาวะของสสารที่มีอุณหภูมิต่างกัน เกิดถ่ายเทความร้อนซึ่งกันและกันจากอุณหภูมิสูงไปยังสารที่มีอุณหภูมิต่ำ ทั้งที่เกิดจากการนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อน โดยการถ่ายเทความร้อนของสสารนี้จะเกิดขึ้นจนกระทั่งสสารทั้งสองมีอุณหภูมิเท่ากัน ภายในตู้ก็จะมีความร้อนที่ต้องขจัดทิ้งอีกต่อไป ซึ่งความร้อนจากผลิตภัณฑ์ที่ต้องการลดอุณหภูมิลงให้ถึงอุณหภูมิที่ต้องการเป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมด อธิบายได้ดังสมการ (2.20) [6]

$$Q_{ch} = \frac{mC_{pm}(T_1 - T_2)}{t_{ch}} \quad (2.20)$$

โดยที่

m = มวลของผลิตภัณฑ์ (kg)

C_{pm} = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของผลิตภัณฑ์ (J/g. °C)

T_1 = อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ที่ใส่เข้าไป (°C)

T_2 = อุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ที่ต้องการ (°C)

t_{ch} = เวลาที่ใช้ในการแช่

2.6 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance, COP)

ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแสดงในรูปสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance for Cooling, COP) หมายถึง อัตราส่วนระหว่างปริมาณพลังงานความร้อนที่ถูกดูดซับโดยคอยล์เย็น (ปริมาณความเย็นที่ทำได้) ต่อกำลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ ดังสมการ

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.21)$$

โดยที่

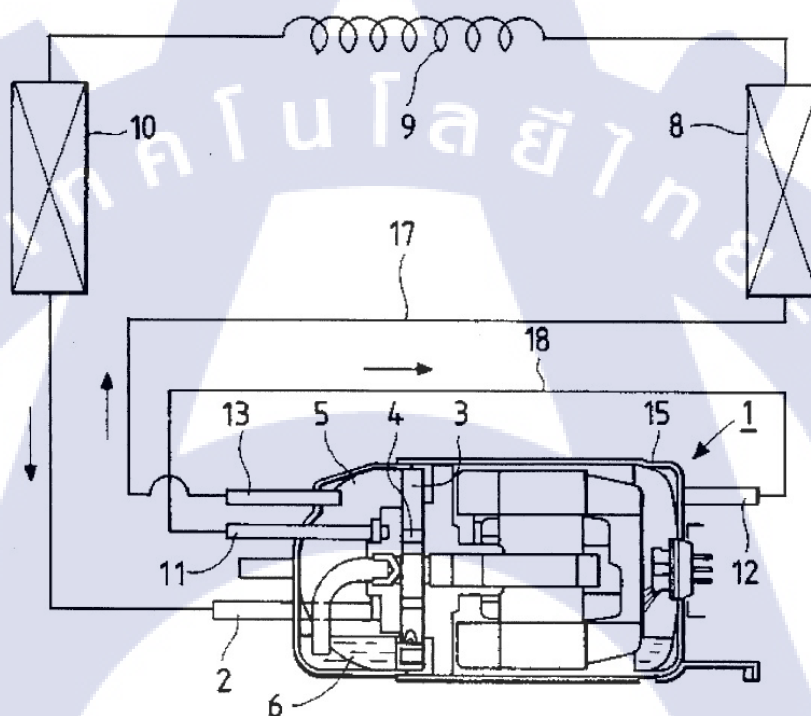
COP คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$\dot{Q}_e$ คือ ค่าความสามารถในการทำความเย็น (kW)

$\dot{W}_{comp}$ คือ ค่ากำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ระบบทำความเย็นใช้ (kW)

2.7 คอมเพรสเซอร์ในระบบทำความเย็นเดิม

ระบบทำความเย็นจะมีเส้นทางการไหลของสารทำความเย็น ที่ไหลผ่านภายในคอมเพรสเซอร์ สารทำความเย็นไหลวนอยู่ในเส้นทาง จนผ่านเส้นทางแยกน้ำมันเพื่อกรองน้ำมัน โดยเส้นทางนี้ได้ถูกเชื่อมต่อกับคอมเพรสเซอร์ไว้แล้ว ภายในคอมเพรสเซอร์มีห้องปิดที่เก็บน้ำมันที่ไม่ละลายในสารทำความเย็น เมื่อสารทำความเย็นผ่านเข้ามาในคอมเพรสเซอร์ ก็จะผสมเข้ากับน้ำมันส่วนนี้ และเมื่อออกจากคอมเพรสเซอร์ก็就会被แยกน้ำมันออกเพื่อไหลกลับเข้ามาใหม่



รูปที่ 2.5 แผนภาพคอมเพรสเซอร์ Matsushita [7]

จากรูปที่ 2.5 สารทำความเย็นออกจากอีวแพอเรเตอร์ (หมายเลข 10) เข้าสู่กระบอก (หมายเลข 3) ผ่านทางท่อทางเข้า (หมายเลข 2) ของคอมเพรสเซอร์ (หมายเลข 1) จากนั้นจะถูกอัดในกระบอกอัด (หมายเลข 4) และถูกปลดปล่อยออกมาทางเส้นทางแยกน้ำมัน (หมายเลข 18) โดยน้ำมันที่ถูกแยกออกจากเส้นทางแยกน้ำมันจะถูกนำมาเก็บไว้ในส่วนเก็บน้ำมัน (หมายเลข 6) และสารทำความเย็นจะออกจากท่อทางออก (หมายเลข 11) และกลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์อีกครั้งผ่านท่อทางเข้า (หมายเลข 12) เพื่อเข้ามาสู่ห้องปิด (หมายเลข 5) ซึ่งถูกปิดอย่างถาวรภายในกรอบ (หมายเลข 15) และถูกปลดปล่อยออกจากคอมเพรสเซอร์อีกครั้งผ่านท่อทางออก (หมายเลข 13) และผ่าน

เส้นทางต่อขยาย (หมายเลข 17) เพื่อเข้าสู่คอนเดนเซอร์ (หมายเลข 8) และเข้าสู่ท่อแคปพิลารี (หมายเลข 9) ตามลำดับ จากนั้นจะวนกลับเข้าสู่อีแวพเพอเรเตอร์อีกครั้ง ซึ่งระบบทำความเย็นแบบเดิมจากญี่ปุ่น การไหลของสารทำความเย็นจะเป็นรูปแบบวัฏจักรเช่นนี้ [7]

2.8 การศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ด้านการพัฒนาเทคโนโลยีในระบบความเย็นไว้จากผู้วิจัยที่จำหน่ายตู้ในเชิงพาณิชย์หลายๆ รูปแบบ สรุปได้ดังนี้

M. Takao [3] วิจัยโดยมีเป้าหมายเพื่อขยายตลาดการจำหน่ายตู้ในต่างประเทศซึ่งมีอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่สูงถึง 40°C ความชื้นสัมพัทธ์ 75 % จึงมีแนวคิดพัฒนาระบบทำความเย็นในหลายๆ มาตรการ ทั้งการควบคุมการทำงานของระบบทำความเย็นโดยการหน่วงคาบเวลาแรกของการแช่เย็นให้คอมเพรสเซอร์ทำงานนานขึ้น การติดตั้งนวลสุญญากาศ การควบคุมการเกิดน้ำแข็งและการลดปริมาณน้ำแข็งที่เกาะบนคอยล์เย็น ซึ่งทำให้ตู้สามารถทำความเย็นได้ตามภาระความเย็นที่เกิดขึ้น และยังลดระยะเวลาในการแช่เย็นหลังจากเต็มผลิตภัณฑ์จากเดิม 24 ชั่วโมงในมาตรฐานญี่ปุ่นเป็น 13.5 ชั่วโมง

O. Katsuyuki [4] ในนามของบริษัท Asahi soft drinks Co., Ltd และ Fuji Electric ร่วมมือกันพัฒนาตู้จำหน่ายเครื่องดื่มให้สามารถทำความเย็นได้ที่อุณหภูมิ -5°C ซึ่งมีเป้าหมายในการขายเครื่องดื่มที่เป็นวุ้น โดยทำให้เกิดปรากฏการณ์ Supercooling ขึ้น โดยควบคุมการละลายน้ำแข็งด้วย Hot-gas method โดยไม่ส่งผลถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ การแบ่งโซนสำหรับการแช่ผลิตภัณฑ์เป็น 3 ส่วน ได้แก่ โซนที่อุณหภูมิติดลบ โซนที่แช่เย็น และโซนผลิตภัณฑ์ที่เดิมเข้ามาใหม่ นอกจากนี้ยังมีการควบคุมการไหลเวียนของอากาศขณะที่คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงาน โดยสามารถพัฒนาตู้ที่สามารถขายเครื่องดื่มวุ้นออกจำหน่ายได้

I. Shin [5] พัฒนาแนวคิดการประหยัดพลังงาน ช่วยลดการใช้พลังงานในช่วงที่มีความต้องการไฟฟ้าสูง และยังส่งผลถึงการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม จึงทำการพัฒนาตู้จำหน่ายเครื่องดื่ม ZERO Heating power หรือ Hybrid ZERO เป็นการทำความร้อนให้กับผลิตภัณฑ์โดยไม่ใช้พลังงานไฟฟ้า โดยแบบเดิมใช้ฮีตเตอร์ในการทำความร้อน ตู้ Hybrid ZERO จะทำความร้อนด้วยฮีทปั๊มโดยการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนผ่านคอยล์ พัฒนาฟังก์ชันการควบคุมระบบทำความเย็นซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงท่อเติมน้ำยาและวาล์วควบคุมน้ำยา ซึ่งประสบความสำเร็จในการพัฒนาตู้นี้โดยสามารถลดการใช้พลังงานได้ 15% ในโหมดการทำงานปกติ และสามารถลดการใช้พลังงานได้ 55% ระหว่างการทำงานในฤดูหนาว

Z. DeWitt and M. Roeschke [8] ทำการวิจัยการควบคุมระบบการทำความเย็นที่เหมาะสมสำหรับตู้จำหน่ายโซดาอัตโนมัติ เนื่องด้วยบางช่วงเวลามีความต้องการของโซดาน้อยจึงทำ

การสร้างแบบจำลองการทำความเย็นผสมผสานกับสมมติฐานของคาบเวลาที่มีความต้องการโซดา เพื่อควบคุมการทำงานของเครื่องจำหน่ายโซดาให้เหมาะสม เพื่อลดการใช้พลังงานและผลกระทบจากคาร์บอน ในขณะที่เดียวกันสามารถในการทำความเย็นให้กับโซดา ผลจากแบบจำลองการทำความเย็นสามารถลดค่าไฟฟ้าได้ 68 เปอร์เซ็นต์และลดคาร์บอนฟุตพริ้นต์ได้ 50 เปอร์เซ็นต์เทียบกับแบบจำลองอ้างอิง ซึ่งสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานได้โดยไม่ต้องมีการเปลี่ยนแปลงชิ้นส่วนใด ๆ ในระบบ

A. B. Karim et al. [9] เสนอแนวทางด้านอุตสาหกรรมการถนอมอาหาร อุณหภูมิและความชื้นส่งผลโดยตรงต่อคุณภาพอาหาร จึงได้พัฒนาระบบตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นแบบเรียลไทม์โดยส่งข้อมูลขึ้นอินเทอร์เน็ต โดยใช้เซ็นเซอร์ DHT11 และ ESP-8266 NodeMCU โมดูล ทำให้สามารถตรวจสอบและคำนวณข้อมูลบนคอมพิวเตอร์และโทรศัพท์เคลื่อนที่ได้

J. Guo et al [10] ได้ศึกษาประสิทธิภาพของตู้เย็นที่ใช้วัฏจักรแรงดันสำหรับสารทำความเย็นต่าง ๆ เช่น R410A R134a R22 R32 โดยปัจจัยหลักที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นคือการนำความร้อนของมวลสารทำความเย็นที่ไหล และสัดส่วนการนำความร้อนที่คอนเดนเซอร์ ซึ่งประสิทธิภาพจะสูงที่สุดเมื่อสัดส่วนการนำความร้อนที่คอนเดนเซอร์ต่ำกว่า 0.5 และค่าสัดส่วนการนำความร้อนที่คอนเดนเซอร์ที่เหมาะสมจะขึ้นกับการนำความร้อนระหว่างมวลสารทำความเย็นที่ไหลกับอุณหภูมิด้านร้อน โดยค่าสัดส่วนการนำความร้อนที่คอนเดนเซอร์จะลดลง เมื่อการนำความร้อนของมวลสารทำความเย็นที่ไหลกับอุณหภูมิด้านร้อนเพิ่มขึ้น แต่ถ้าหากการนำความร้อนของมวลสารทำความเย็นที่ไหลมีค่ามาก ค่าสัดส่วนการนำความร้อนที่คอนเดนเซอร์ก็จะขึ้นอยู่กับการนำความร้อนของมวลสารทำความเย็นที่ไหลเพียงอย่างเดียว และปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นอีกสิ่งหนึ่งคือการทำให้ความชื้นของไอน้ำอิ่มตัวยิ่งน้อยหรือใกล้เคียง 0 ก็จะทำให้กราฟตั้งฉากกับแกนเอนโทรปี ทำให้อยู่ภายใต้สเกลล์ของวัฏจักรคาโน ซึ่งส่งผลต่อการลดกำลังไฟฟ้าที่ต้องจ่ายลดลง ทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นสูงขึ้น

บทที่ 3

ระเบียบวิธีการวิจัย

3.1 แนวคิดการวิจัย

การวิจัยนี้เพื่อปรับปรุงสมรรถนะระบบทำความเย็นในตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ (Vending Machine) ที่นำเข้าจากประเทศญี่ปุ่น ดั้งเดิมผ่านการใช้งานมานานจนกระทั่งคอมเพรสเซอร์เสื่อมสภาพ และควรได้รับการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นรุ่นใหม่ที่เหมาะสม หาได้ในประเทศไทย และควรทำงานกับองค์ประกอบอื่น ๆ ในระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเดิมได้ดี

งานวิจัยจึงต้องทดสอบระบบทำความเย็นก่อนและหลังเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance: COP) ก่อนและหลังการปรับเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ เนื่องจากไม่มีมาตรฐานการทดสอบระบบทำความเย็นในลักษณะนี้ ผู้วิจัยจึงต้องออกแบบการทดสอบเอง ตามหัวข้อ 3.2 เพื่อให้เหมาะสมกับตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติดังรูปที่ 3.1

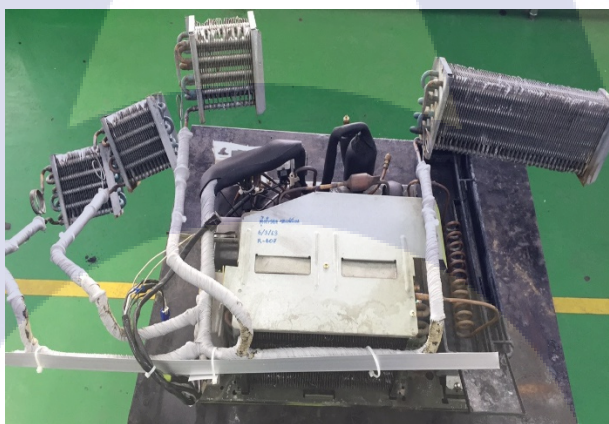


รูปที่ 3.1 ตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ

3.2 การออกแบบการทดลองระบบทำความเย็น

การออกแบบการทดลองเพื่อประเมินค่า COP กับระบบ 2 แบบ คือระบบทำความเย็นดั้งเดิมและระบบทำความเย็นที่เปลี่ยนคอมเพรสเซอร์และปรับปรุงสภาพการทำงานแล้ว ดังรายละเอียดนี้

(1) ระบบทำความเย็นดั้งเดิมที่มาพร้อมกับตู้มือสองจากประเทศญี่ปุ่น มีคอมเพรสเซอร์ที่ติดตั้งในแนวนอน มีท่อทางออก 2 ท่อ (ดังระบุในหัวข้อ 2.7 บทที่ 2) โดยอัดสารทำความเย็นออกจากท่อที่ 1 ซึ่งเชื่อมต่อกับช่องอัดสารทำความเย็นโดยตรง โดยสารทำความเย็นทางออกจะมีน้ำมันหล่อลื่นปนมาด้วย ระบบคอมเพรสเซอร์ญี่ปุ่นจึงมีเส้นทางแยกน้ำมัน (Oil separator path) สารทำความเย็นจะไหลผ่านวงรอบเพื่อไปกรองน้ำมัน และระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ช่วงหนึ่ง แล้ววนกลับเข้าคอมเพรสเซอร์อีกครั้ง โดยสารทำความเย็นส่วนที่เป็นไอ จะไหลออกทางคอมเพรสเซอร์ในท่อทางออกที่ 2 และไหลผ่านคอนเดนเซอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนออก เข้าสู่ท่อลดความดัน และอีวแพอเรเตอร์ต่อไป ภาพถ่ายระบบทำความเย็นดั้งเดิมแสดงดังรูป 3.2



รูปที่ 3.2 รูปแบบระบบทำความเย็นดั้งเดิม



รูปที่ 3.3 รูปแบบการเดินท่อสารทำความเย็นที่คอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็นดั้งเดิม

(2) ระบบทำความเย็นที่มีคอมเพรสเซอร์โมเดล AE 4440Y-SR มีลักษณะจำเพาะดังรูปที่ 3.4 หลังปรับเปลี่ยนและปรับปรุงการทำงานแล้ว ดังภาพคุณลักษณะจากผู้ผลิตในรูปที่ 3.5 การเปรียบเทียบระบบทำความเย็น 2 แบบ ที่มีคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์แตกต่างกันสรุปดังตารางที่ 3.1



รูปที่ 3.4 ระบบทำความเย็นใหม่หลังการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์

Nominal Performance		
Capacity	1,075 / - Watts 3,668 / - BTU/Hr 924 / - Kcal/Hr	
Power Input	420 / - Watts	
Locked Rotor Amps	11.00 / - Amps	
Max Continuous Current	- / - Amps	
Rated Load Amps	2.00 / - Amps	
COP	2.56 / - Watts / Watts	
EER	8.73 / - BTU/W-Hr	
Application		
Evaporating Temp. Range	HBP	@ -6.70 °C to 12.00 °C (19.90 F to 53.60 °F)
Refrigerant	R134a	
Refrigerant Flow Control	Capillary	
Compressor Cooling	Fan	
Testing Conditions		
Condensing Temperature	54.40 °C	129.90 °F
Evaporating Temperature	7.20 / - °C	45.00 / - °F
Liquid Temperature	46.10 °C	115.00 °F
Return Gas Temperature	35.00 °C	95.00 °F
Ambient Temperature	35.00 °C	95.00 °F
Compressor and Motor data		
Compressor Type	Reciprocating	
Displacement	12.04 cc.	

รูปที่ 3.5 คุณสมบัติเฉพาะของคอมเพรสเซอร์ที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย [11]

(3) นอกจากการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์แล้ว ต้องเปลี่ยนชนิดสารทำความเย็นด้วย และมีการปรับท่อไอสารทำความเย็นจากคอมเพรสเซอร์ไปยังคอนเดนเซอร์ โดยตัดวงรอบ (Loop) สำหรับการร่อนน้ำมันที่ไหลย้อนกลับในคอมเพรสเซอร์ญี่ปุ่นออก เพราะคอมเพรสเซอร์ของไทยเป็นการอัดสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์เพียงทางเดียว

ตารางที่ 3.1 สรุปคุณลักษณะจำเพาะระบบทำความเย็นแบบเดิมและแบบใหม่

ที่	รายการ	ระบบทำความเย็นดั้งเดิม	ระบบทำความเย็นใหม่
1	ยี่ห้อคอมเพรสเซอร์	Matsushita electric (มัตซึชิตะ)	Kultorn (กุลธร)
2	โมเดล	R60U26TG00	AE 4440Y-SR
3	ความสามารถในการทำ ความเย็น	ไม่มีข้อมูล	1,075 Watts 3,668 BTU/hr
4	อุณหภูมิการใช้งาน	ไม่มีข้อมูล	HBP (High Back Pressure) -6.70 °C to 12.0 °C
5	ชนิดของคอมเพรสเซอร์	Rotary	Reciprocating
6	ไฟฟ้า	100V 50/60Hz	(0.5 HP) 220V 50Hz
7	สารทำความเย็น	R407c	R134a

3.3 วิธีการดำเนินงานวิจัยและเก็บข้อมูล

ผู้จำหน่ายเครื่องทำความเย็นอัตโนมัติจากญี่ปุ่นได้รับออกแบบมาให้สามารถบรรจุเครื่องทำความเย็นประเภทกระป๋องและขวดน้ำได้มากถึง 594 ขิ้น และสามารถขายเครื่องทำความเย็นได้ทั้งร้อนและเย็น แต่ในประเทศไทยมักใช้สำหรับการจำหน่ายเครื่องทำความเย็นเท่านั้น ดังกรณีศึกษาวิจัยนี้

ภายในตู้มีการแบ่งเป็น 4 ช่องในการบรรจุผลิตภัณฑ์ ทำให้ต้องแบ่งคอยล์เย็นเป็น 4 ชุด ซึ่งจะช่วยลดการใช้พลังงานในการทำ ความเย็น โดยการควบคุมจังหวะการเปิดและปิดของโซลินอยด์วาล์ว เพื่อจ่ายน้ำยาทำความเย็นให้ไหลผ่านช่องแช่เย็นแต่ละช่อง

หลังจากเติมผลิตภัณฑ์เต็มตู้แล้วก็จะเริ่มแช่เย็น โดยระบบจะควบคุมวาล์วทั้ง 4 ตัว ให้เปิดปิดสลับกัน ด้วยบอร์ดควบคุมเดิมของญี่ปุ่น เพื่อให้อัตราการลดของอุณหภูมิทั้ง 4 ช่องไม่แตกต่างกันมาก โดยอาศัยการถ่ายโอนความร้อนระหว่างกันทำให้ไม่ต้องทำความเย็นมากเกินไป จนกระทั่งทุกช่องมีอุณหภูมิลดลงจนถึงค่าประมาณ 5 °C ที่ตั้งไว้

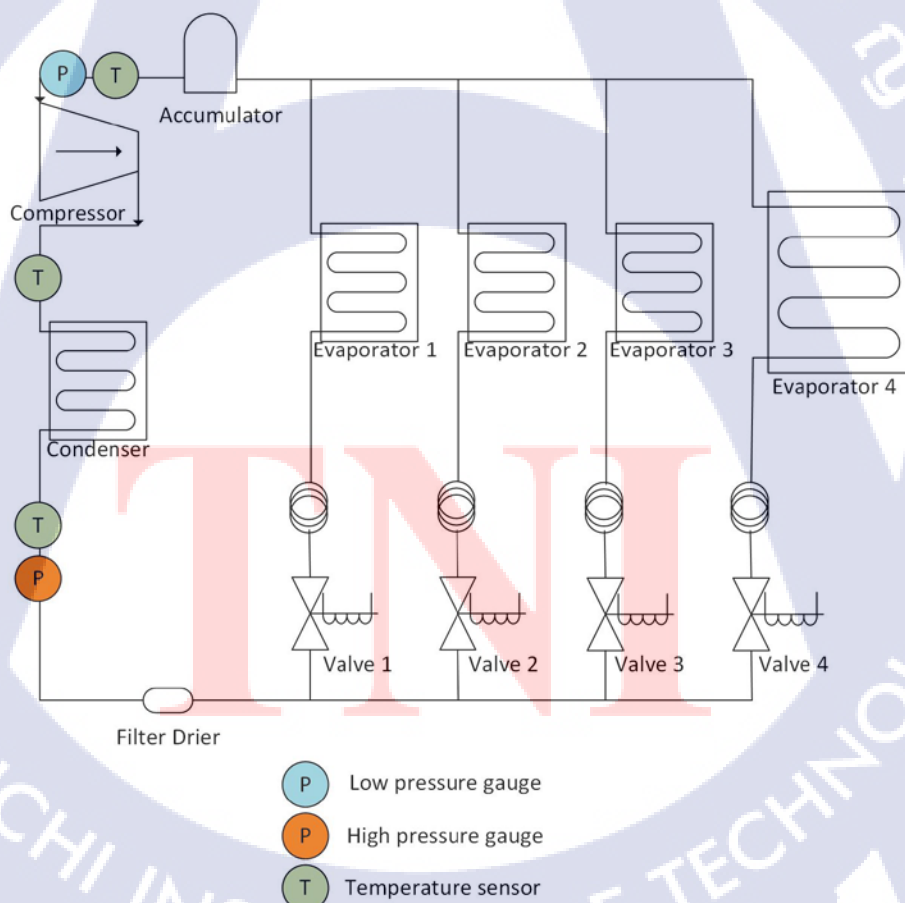
การประเมินความสามารถในการทำ ความเย็น ได้จากวิเคราะห์ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความดันของวงจรสารทำความเย็น ได้แก่ อุณหภูมิที่ผิวท่อสารทำความเย็น และความดันในท่อ การประเมินภาระความเย็นจากอุณหภูมิและความชื้นของมวลอากาศที่หมุนเวียนในตู้แต่ละช่อง โดยมีการออกแบบและเตรียมทดสอบ ดังนี้

3.3.1 ออกแบบวิธีการทดสอบระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นที่ใช้คอมเพรสเซอร์ต่างกัน 2 แบบ จึงใช้สารทำความเย็นต่างกัน เดิมใช้ R407c และคอมเพรสเซอร์ใหม่ใช้ R134a แต่อุปกรณ์แวดล้อมระบบทำความเย็นเป็นเครื่องเดิม ได้แก่ อีแวปอเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ โซลินอยด์วาล์ว และระบบท่อโดยรวม เปลี่ยนเพียงคอมเพรสเซอร์เท่านั้น และปรับเปลี่ยนระบบท่อจากคอมเพรสเซอร์ไปยังคอนเดนเซอร์เล็กน้อย

3.3.2 การวัดอุณหภูมิและความดันภายในระบบทำความเย็น

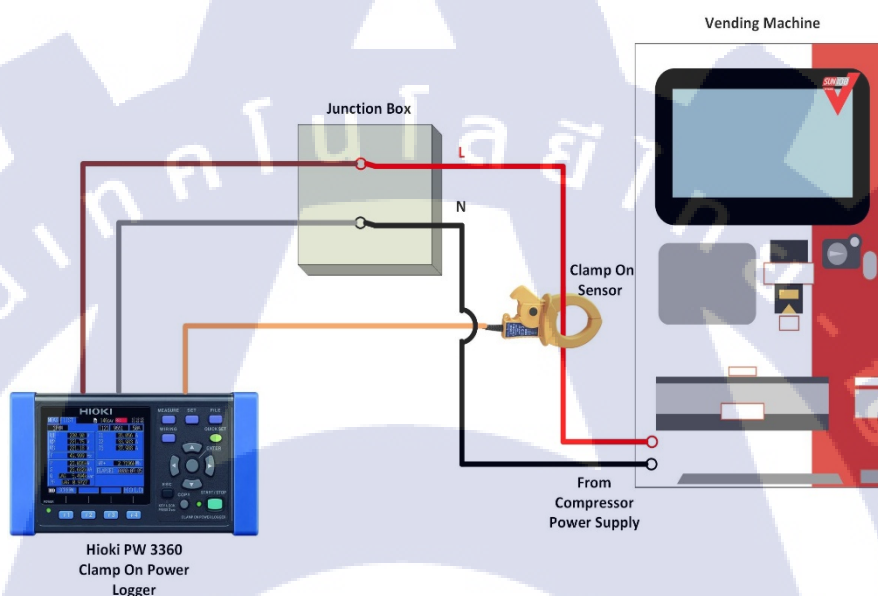
การติดตั้งอุปกรณ์วัดแสดงเป็นแผนภาพระบุตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบภายในวงจรสารทำความเย็นดังรูปที่ 3.2 เกจวัดความดันสารทำความเย็นเป็นชนิด Digital pressure gauge (ดูภาพและข้อมูลในตารางที่ 3.2) ส่วนการวัดอุณหภูมิใช้ Pipe clamp thermometer ติดตั้งโดยหนีบท่อวงจรสารทำความเย็น ได้แก่ ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ทางออกคอนเดนเซอร์ และทางออกอีแวปอเรเตอร์



รูปที่ 3.6 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบสำหรับวงจรทำความเย็น

3.3.3 การวัดกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้

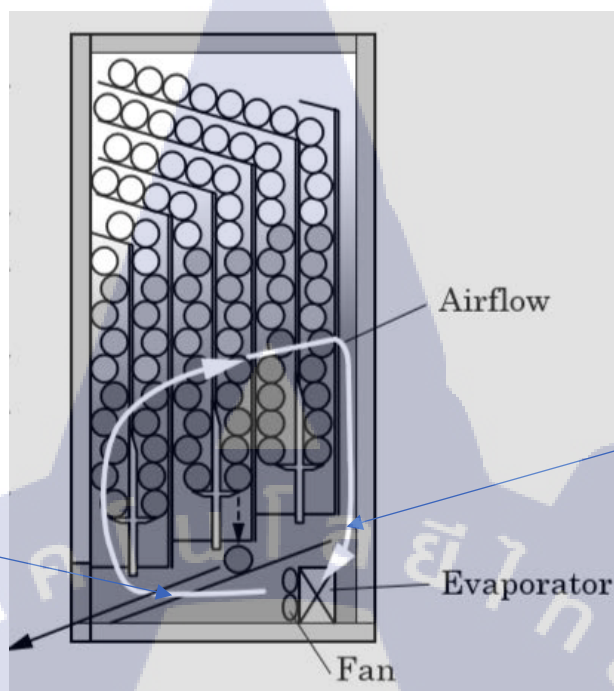
การวัดกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้เครื่องมือวัดยี่ห้อ HIOKI PW3360 clamp on power logger ซึ่งสามารถเก็บบันทึกค่าได้ด้วย (ดูภาพในตารางที่ 3.2) โดยติดตั้งสายวัดแรงดันไฟฟ้ากับขั้วสายที่จ่ายแรงดันให้คอมเพรสเซอร์ และใช้แอมป์มิเตอร์ที่ต่อเชื่อมกับเครื่องวัดคล้องสายไฟของคอมเพรสเซอร์โดยตรง ดังรูปที่ 3.7 เพื่อเก็บข้อมูลแรงดันไฟฟ้า กระแสไฟฟ้า และกำลังไฟฟ้าตั้งแต่เริ่มทำการทดสอบโดยเก็บค่าทุก 1 นาที



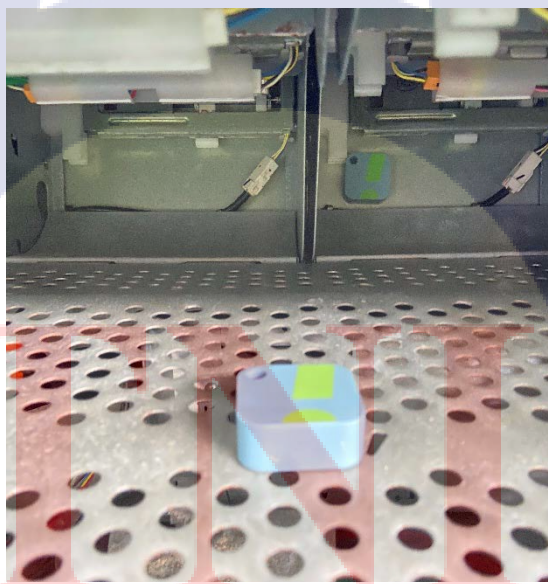
รูปที่ 3.7 แผนภาพการติดตั้งเครื่องวัดกำลังไฟฟ้า

3.3.4 การวัดอุณหภูมิผลิภัณฑ์ในตัวโดยการวัดอุณหภูมิอากาศรอบกระป๋อง

การวัดอุณหภูมิอากาศขึ้นด้วย Thermometer/Hygrometer รุ่น Humidity & Temperature smart sensor ยี่ห้อ SensorPush โดยตั้งเครื่องมือวัดภายในช่องเย็นทั้ง 4 ช่อง เพื่อนำไปใช้ประเมินอัตราความร้อนที่ถ่ายโอนให้กับอีแวพเปอเรเตอร์ (ดูตารางที่ 3.2) ติดตั้งช่องละ 2 ตัวที่ตำแหน่งหน้าอีแวพเปอเรเตอร์บริเวณถาดปล่อยของ และด้านหลังตู้เพื่อวัดอากาศที่ถูกดูดกลับผ่านอีแวพเปอเรเตอร์ โดยจะเก็บค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในแต่ละช่อง ทุก 1 นาที



รูปที่ 3.8 แผนภาพการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้น [4]



รูปที่ 3.8 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้น

3.4 อุปกรณ์การวัด

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลคุณลักษณะจำเพาะของอุปกรณ์วัด

รูปภาพอุปกรณ์วัด	คุณลักษณะจำเพาะ
 รูปที่ 3.9 HIOKI PW3360 clamp on power logger	50/60 Hz, Single phase 2 wires ย่านการวัดแรงดัน 90 V to 780 V ย่านการวัดกระแส 0-100 A Clamp meter
 รูปที่ 3.10 Digital pressure gauge	Digital pressure gauge ยี่ห้อ Testo 549i ย่านการวัด -1 ถึง 60 bar ความละเอียด 0.01 bar ความแม่นยำ ± 0.5 bar
 รูปที่ 3.11 Pipe clamp thermometer	Pipe clamp thermometer ยี่ห้อ Testo 115i เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด NTC ย่านการวัดอุณหภูมิตั้งแต่ -40 ถึง +150 °C ความละเอียด 0.1 °C ความแม่นยำ ± 1.3 °C (-20 to +85 °C)

ตารางที่ 3.2 ข้อมูลคุณลักษณะจำเพาะของอุปกรณ์วัด (ต่อ)

รูปภาพอุปกรณ์วัด	คุณลักษณะจำเพาะ
 รูปที่ 3.12 Wireless Thermometer/Hygrometer ยี่ห้อ SensorPush	ช่วงการวัดอุณหภูมิ $-40^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C} \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ (สำหรับช่วง $0^{\circ}\text{C} - 60^{\circ}\text{C}$) $\pm 1.2^{\circ}\text{C}$ (สำหรับทุกย่านอุณหภูมิ) ช่วงการวัดความชื้นสัมพัทธ์ $0-100\% \pm 3\%$ (สำหรับช่วง $20-80\%$) $\pm 4.5\%$ (สำหรับทุกย่านความชื้นสัมพัทธ์)

3.5 ขั้นตอนการทดลอง

3.5.1 เตรียมความพร้อมระบบก่อนใช้งาน

- (1) ติดตั้งชุดทำความเย็นใน Vending Machine ที่ประกอบด้วยคอมเพรสเซอร์ที่จะทำการทดสอบ
- (2) ทำให้ระบบเป็นสุญญากาศและเติมน้ำยาสารทำความเย็นในระบบตามขั้นตอนที่ถูกต้อง
- (3) ทดสอบการรั่วไหลของสารทำความเย็น โดยตรวจสอบความดันระบบ ถ้าความดันคงที่แสดงว่าระบบไม่รั่วไหล หากพบว่ารั่วจึงใช้น้ำสบู่ลูบภายนอกระบบทั่วทั้งหมัดเพื่อหาจุดที่รั่วไหล

3.5.2 ติดตั้งเครื่องมือวัดที่เกี่ยวข้องตามหัวข้อ 3.4 และเตรียม Smart phone เพื่อเก็บข้อมูลอุณหภูมิ

3.5.3 ตั้งค่าอุณหภูมิทำงานของเครื่อง Vending Machine ที่ 5°C

3.5.4 บรรจุกระป๋องเครื่องดื่มและขวดน้ำให้เต็มความจุที่ถูกออกแบบไว้จำนวน 594 ชิ้น โดยในขณะทำการทดสอบจะไม่มีกรกดเครื่องดื่มออกมา และจะใช้เครื่องดื่มชุดเดิมสำหรับทดสอบระบบกรณีเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์แล้ว

3.5.5 เปิดระบบทำความเย็นให้ทำงาน โดยสถานะเริ่มต้นคืออุณหภูมิบรรยากาศ เมื่อระบบทำงานอุณหภูมิจะลดลงเรื่อยๆ และปล่อยให้ระบบเข้าสู่สภาวะสมดุลคืออุณหภูมิค่อนข้างคงที่ จนเมื่ออุณหภูมิเข้าสู่สมดุลแล้ว ทำการเก็บข้อมูลต่อไปอีก รวม 4 วัน

3.5.6 เก็บค่าการใช้ไฟฟ้าตลอดระยะเวลาทดสอบ โดยบันทึกค่าทุก 1 นาที

3.5.7 เก็บค่าความดันและอุณหภูมิของน้ำยาทำความเย็นภายในวงจรสารทำความเย็น ทุก 1 นาที

3.5.8 สำหรับการทดสอบฝั่งอากาศชั้น ให้เก็บค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่าย และลมกลับทุก 1 นาที

3.5.9 นำข้อมูลที่ได้จากการทดลองจากวงจรทำความเย็นมากำหนดจุด (Plot) โดยใช้คุณสมบัติสารทำความเย็นจากโปรแกรม Coolpack เพื่อหาค่าเอนทาลปี (h) และนำค่าไปคำนวณหาค่าการถ่ายโอนความร้อนและสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)

3.5.10 คัดเลือกคอมเพรสเซอร์ที่เหมาะสมจะนำมาทดแทนคอมเพรสเซอร์เดิม และทำการทดสอบซ้ำตั้งแต่ข้อ 3.5.1 จนถึง 3.5.9

3.5.11 วิเคราะห์วิจารณ์ผลการทดสอบ และเสนอแนวคิดระบบตรวจวัดอุณหภูมิตู้แช่เย็นแบบออนไลน์

3.5.12 วิเคราะห์และอภิปรายผลการวิจัย และสรุปผลการวิจัย

3.6 ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดลอง

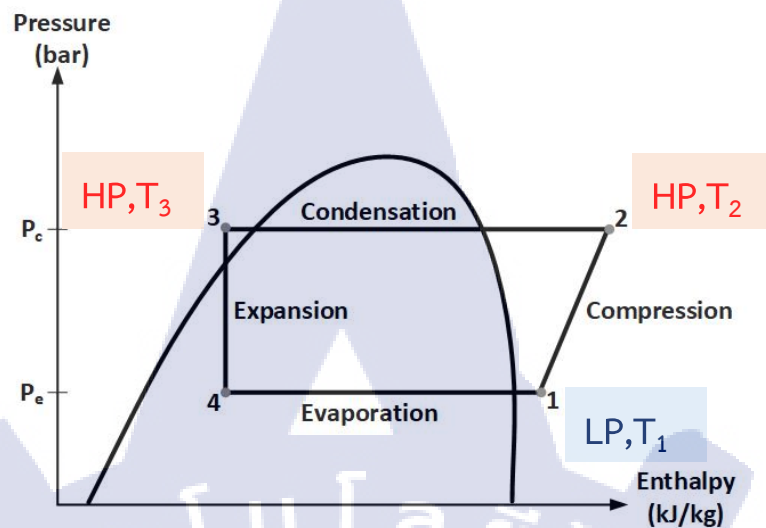
3.6.1 ฝั่งสารทำความเย็น

3.6.1.1 การคำนวณค่าเอนทาลปี

จากฐานข้อมูลตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น สามารถคำนวณค่าเอนทาลปีเป็นรายนาทีได้โดยใช้หลักการ Linear interpolation 2 รอบ โดยคำนวณค่าเอนทาลปีที่อุณหภูมิขณะหนึ่งดังสมการที่ 3.1 แล้วคำนวณเอนทาลปีที่ความดันใด ๆ อีกรอบดังสมการที่ 3.2 จะได้ค่าเอนทาลปีที่อุณหภูมิและความดัน (ที่ความดันสูง HP หรือที่ความดันต่ำ LP) ที่นาทีใด ๆ

$$h_{x@a,b} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1}(T_x - T_1) + h_1 \quad (3.1)$$

$$h_x = \frac{h_{x@a} - h_{x@b}}{P_a - P_b}(P_x - P_b) + h_{x@b} \quad (3.2)$$



รูปที่ 3.8 แผนภาพความดันเอนทาลปี (P-h Diagram) แสดงจุดที่กระบวนการต่าง ๆ

จากข้อมูลการทดสอบวงจรสารทำความเย็น จะได้อุณหภูมิและความดันสูงที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3, HP) อุณหภูมิและความดันต่ำที่ทางออกคอยล์เย็น (T_1, LP) และ อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) โดยต้องหาค่าเอนทาลปีทั้ง จุดในรูป 3.8 ได้แก่ (h_1, h_2, h_3, h_4)

3.6.1.2 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่ไอแวกเปอเรเตอร์

จะสามารถคำนวณผลต่างเอนทาลปีที่ไอแวกเปอเรเตอร์ และคอมเพรสเซอร์ได้ และจะประเมินค่าการถ่ายเทความร้อนจำเพาะที่ไอแวกเปอเรเตอร์ของสารทำความเย็น และพลังงานจำเพาะที่คอมเพรสเซอร์ได้รับ ดังสมการที่ (3.1) และ (3.2)

$$q_e = (h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

$$w_{comp} = (h_2 - h_1) \quad (3.4)$$

นำผลการวัดกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้คอมเพรสเซอร์มาคำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้จากสมการที่ (3.5) โดยหารกำลังไฟฟ้าด้วยผลต่างเอนทาลปีที่คอมเพรสเซอร์หรือพลังงานจำเพาะจากสมการที่ (3.4) จะได้

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}_{comp}}{w_{comp}} = \frac{\dot{W}_{comp}}{(h_2 - h_1)} \quad (3.6)$$

นำค่าอัตราการไหลมาคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านสารทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์ดังสมการ 3.7

$$\dot{Q}_{e-ref} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (3.7)$$

3.6.1.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์ร้อน

การคำนวณอัตราการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ใช้ค่าผลต่างเอนทาลปีจุด 2 และจุด 3 ดังรูปที่ 3.8 และอัตราการไหลสารทำความเย็นที่ได้จากสมการที่ (3.6) จะได้การถ่ายเทความร้อนที่คอยล์ร้อนของสารทำความเย็น ดังสมการ

$$\dot{Q}_{c-ref} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3) \quad (3.8)$$

3.6.1.4 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP)

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) หรือประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น คือสัดส่วนของอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่อีแวปอเรเตอร์กับกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้งาน คำนวณได้ดังสมการ (3.6)

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{ref} (h_1 - h_4)}{\dot{m}_{ref} (h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.9)$$

3.6.2 ฝัองอากาศ

3.6.2.1 การคำนวณเอนทาลปีอากาศ

จากข้อมูลการทดสอบภายในห้องแช่เย็นทั้ง 4 ช่อง จะได้อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่ายและลมกลับ คำนวณหาเอนทาลปีของอากาศ โดยเริ่มจากการคำนวณหาอัตราส่วนความชื้นดังสมการ 3.10

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (3.10)$$

และ ความดันของอากาศในบรรยากาศคือผลรวมระหว่างความดันย่อยของอากาศกับความดันย่อยของไอน้ำ (Partial pressure of water vapor) ดังสมการ

$$P = P_a + P_v \quad (3.11)$$

จะได้ว่า

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (3.12)$$

โดยที่

ω คือ อัตราส่วนความชื้น (kg water vapor/ kg dry air)

m_v คือ มวลของไอน้ำ (kg)

m_a คือ มวลของอากาศ (kg)

P_v คือ ความดันย่อยของไอน้ำ (kPa)

P_a คือ ความดันย่อยของอากาศ (kPa)

P คือ ความดันอากาศในบรรยากาศ (kPa)

ซึ่งความดันไอน้ำจะสามารถคำนวณได้จากร้อยละความชื้นสัมพัทธ์ ดังสมการ 3.13

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad (3.12)$$

โดยที่

ϕ คือ ร้อยละความชื้นสัมพัทธ์

P_g คือ ความดันอิ่มตัวของน้ำที่อุณหภูมินั้น (kPa)

จากนั้นคำนวณหาเอนทาลปีของอากาศ (h) ดังสมการที่ 3.13, 3.14 และ 3.15

$$h = h_a + \omega h_g \quad (3.13)$$

และ

$$h_a = c_p T \quad (3.14)$$

และ
$$h_g \cong 2500.9 + 1.82(T) \quad (3.15)$$

โดยที่

h_a คือ เอนทาลปีของอากาศแห้ง (kJ/kg)

h_g คือ เอนทาลปีของไอน้ำ (kJ/kg)

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของอากาศ (kJ/kg °C)

T คือ อุณหภูมิอากาศ (°C)

ดังนั้นจะได้การเปลี่ยนแปลงของเอนทาลปีของอากาศชื้น (Enthalpy change : Δh) มีค่าเท่ากับผลต่างของเอนทาลปีฝั่งลมกลับ (h_r) กับฝั่งลมจ่าย (h_s) ดังสมการ 3.16

$$\Delta h_{air} = h_r - h_s \quad (3.16)$$

3.6.2.2 การคำนวณอัตราการไหลของอากาศ

อัตราการไหลของอากาศสามารถคำนวณได้จากสมมติฐานว่าการถ่ายเทความร้อนจากอากาศที่ผ่านอีแวพเพอเรเตอร์เท่ากับการถ่ายเทความร้อนสู่สารทำความเย็น ($\dot{Q}_{e_air} = \dot{Q}_{e_ref}$) โดยใช้ข้อมูลในช่วงที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่แล้ว ดังนั้น

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{Q}_{e_ref}}{\Delta h_{air}} \quad (3.17)$$

3.6.2.3 การคำนวณการถ่ายโอนความร้อนของอากาศที่ผ่านอีแวพเพอเรเตอร์

จากสมการที่ 3.16 และ 3.17 จะสามารถคำนวณการถ่ายโอนความร้อนของอากาศที่ผ่านอีแวพเพอเรเตอร์ได้ดังสมการ 3.18

$$\dot{Q}_{e_air} = \dot{m}_{air} \Delta h_{air} \quad (3.18)$$

3.6.3 สมดุลพลังงานในระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นใช้วงจรของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ จึงวิเคราะห์แบบระบบปิดที่มี อัตราการไหลสารทำความเย็นคงที่ สารทำความเย็นไหลเวียนผ่านท่อ ผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อถ่ายเท ความร้อนจากบริเวณที่ต้องการแช่เย็นออกไปทิ้งด้านนอก โดยที่ผลรวมพลังงานที่ใส่เข้าไปในระบบ ผ่านอีแวพเพอเรเตอร์ รวมกับกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้คอมเพรสเซอร์ซึ่งได้จากการวัดค่าจริง ($\dot{W}_{comp,m}$) จะ เท่ากับพลังงานที่ถูกถ่ายเทออกจากระบบที่คอนเดนเซอร์ ดังสมการ 3.19 และ 3.20 และสามารถ เขียนในรูปอัตราการไหลสารทำความเย็นและผลต่างเอนทาลปีได้ดังสมการ 3.21 ก็จะสามารถคำนวณ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นได้

$$\frac{dE_{system}}{dt} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 0 \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{c_ref} = \dot{Q}_{e_ref} + \dot{W}_{comp,m} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) + \dot{W}_{comp,m} \quad (3.21)$$

การวิเคราะห์ผลการทดลองเพื่อให้ทราบสมรรถนะของระบบทำความเย็นก่อนและหลังการ ปรับเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ อาศัยชุดสมการและกระบวนการวิเคราะห์ผลที่นำเสนอในบทนี้ โดยผล วิเคราะห์และการอภิปรายผลได้นำเสนอในบทต่อไป

บทที่ 4

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ข้อมูล

ผลการวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอในตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ และผลการประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ได้นำเสนอในบทนี้ การวิเคราะห์จากผลการวัดความดันและอุณหภูมิสารทำความเย็นในวงจรความเย็น และกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ สำหรับเปรียบเทียบระบบทำความเย็นในตู้มือสองที่นำเข้าจากประเทศญี่ปุ่น และระบบที่ถูกเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ใหม่เป็นโมเดลที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย

COP คือ ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น คิดจากอัตราส่วนของอัตราการถ่ายโอนความร้อนออกจากช่องแช่เย็นต่อกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ จึงต้องเปรียบเทียบ COP ก่อนและหลังการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ จะทำให้สามารถกำหนดแนวทางในการพัฒนาระบบทำความเย็นในตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติต่อไป

4.1 ระบบความเย็นมือสองจากประเทศญี่ปุ่น

ระบบทำความเย็นมือสองจากประเทศญี่ปุ่นยี่ห้อ National รุ่น NSE-30F4V ใช้คอมเพรสเซอร์ยี่ห้อ Matsushita electric รุ่น R60U26TG00 สารทำความเย็น R407c และแตกต่างจากตู้เย็นทั่วไปคือมีคอยล์เย็น หรืออีแวพเปอเรเตอร์ 4 ตัว ด้านล่างตู้จึงแบ่งเป็นช่องแนวตั้ง 4 แถว ดังรูปที่ 4.1 โดยน้ำยาจะถูกแบ่งเป็น 4 สาย และใช้โซลินอยด์วาล์วควบคุมการเปลี่ยนเส้นทางการไหลของน้ำยาผ่านคอยล์เย็น 1 - 4 ตัว



รูปที่ 4.1 ภาพแสดงการจัดวางช่องแช่เย็น 4 ช่องซึ่งบรรจุคอยล์เย็น 4 ตัว

4.1.1 ผังสารทำความเย็น

เพื่อศึกษาลักษณะการทำงานตั้งแต่เริ่มเปิดระบบทำความเย็น ระบบจะทำความเย็นให้กับผลิตภัณฑ์จากสภาวะเริ่มต้นให้อุณหภูมิลดลง จนผลิตภัณฑ์มีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิเป้าหมายที่ถูกกำหนดไว้ที่ 5°C มีการบันทึกผลการทดสอบจากเกจวัดความดันที่ท่อทางเดินสารทำความเย็นสำหรับคอมเพรสเซอร์ดั้งเดิมซึ่งมีทางออกคอมเพรสเซอร์ 2 ทาง โดยอ่านค่าจากท่อทางออกแรกซึ่งสารทำความเย็นถูกอัดและไหลไปท่อสำหรับแยกน้ำมัน (Oil separator path) และอ่านค่าจากเซนเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ผิวท่อ รวมถึงค่าวัดกำลังไฟฟ้าในขณะเดียวกันด้วย

4.1.1.1 ลักษณะการทำงานของระบบ

เมื่อเปิดระบบทำความเย็นของ Vending Machine ให้ทำงานผ่านไป 5 วัน หรือ 7,200 นาติ โดยไม่มีการกวดผลิตภัณฑ์ขวดและกระป๋องน้ำออกมาจากตู้ การเปลี่ยนแปลงความดันและอุณหภูมิตามเวลาของอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) คอมเพรสเซอร์ (T_2) และคอนเดนเซอร์ (T_3) แสดงดังกราฟรูปที่ 4.2 - 4.3 เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ดังรูปที่ 4.3 ความร้อนที่รั่วไหลเข้าไปในตู้ทำให้ภาระความเย็นภายในตู้สูงขึ้น จะเห็นได้จากอุณหภูมิขอบบนที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ มีแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิภายนอกเล็กน้อย เนื่องจากการทำงานของระบบทำความเย็นเป็นการหมุนเวียนสารทำความเย็นในวงจรความเย็น เมื่ออุณหภูมิที่ทางออกอีแวพ

เปอเรเตอร์สูงขึ้นจึงทำให้อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์และทางออกคอนเดนเซอร์เปลี่ยนแปลงไปในรูปแบบเดียวกัน แรงดันด้านสูงและกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงตามกันเล็กน้อยเช่นกัน

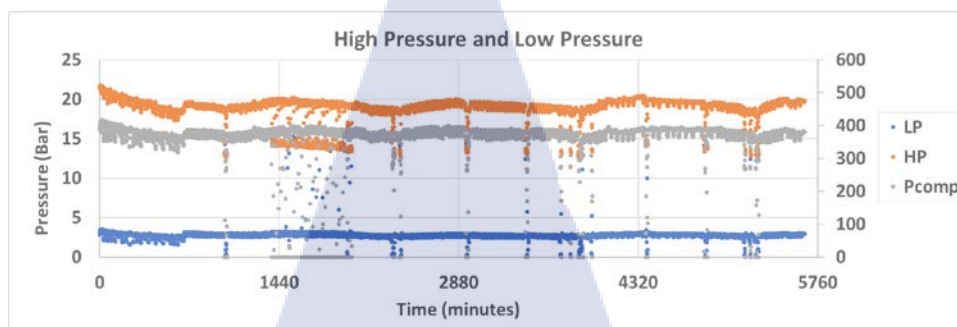
ความดันด้านสูงตลอดการทำงานอยู่ในช่วง 17-22 bar ความดันด้านต่ำอยู่ในช่วง 2-4 bar มีความดันค่อนข้างคงที่ เนื่องจากคอมเพรสเซอร์เป็นชนิดความเร็วรอบคงที่ (Fixed speed compressor) ความดันจะมีการแกว่งขึ้นลงในช่วงแคบ ๆ เนื่องจากการสลับเปลี่ยนวาล์วทำให้ภาระความเย็นมีการเปลี่ยนแปลง โดยเมื่อสลับเปลี่ยนวาล์วภาระความเย็นที่สูงขึ้นจะทำให้ความดันด้านสูงสูงขึ้น เมื่อภาระความเย็นลดลงจนค่าซูเปอร์ฮีตต่ำลงมากแล้ว ความดันด้านสูงก็จะลดลงตามด้วยจนมีการสลับช่องการทำงานไปช่องอื่น

ตลอดการทำงานตั้งแต่เริ่มต้นจนระบบเข้าสู่สมดุล คอมเพรสเซอร์จะหยุดทำงานครั้งแรกเมื่อเวลาผ่านไปประมาณ 17 ชั่วโมง หลังจากนั้นคอมเพรสเซอร์จะหยุดทำงานเป็นช่วง ๆ โดยหลังจากผ่านไป 1 วัน มีการหยุดการทำงานค่อนข้างถี่ ดังจะเห็นได้จากการเปลี่ยนแปลงกำลังไฟฟ้าดังรูปที่ 4.2 ฝ

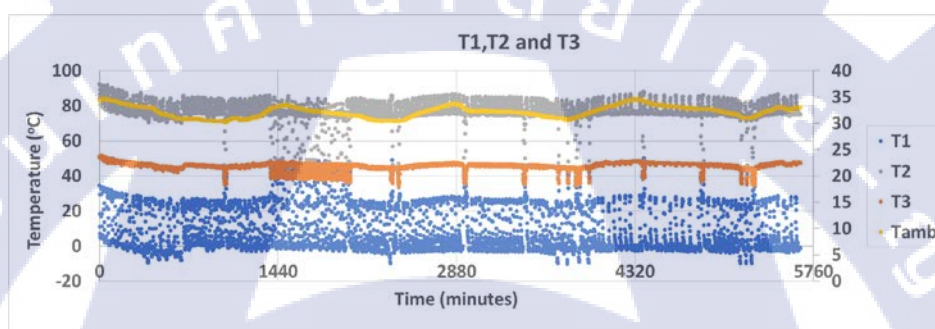
ในช่วงวันแรกหลังจากเริ่มเปิดระบบทำงาน ค่าอุณหภูมิและความดันในบางช่วงมีค่าต่ำลงเนื่องจากบอร์ดมีเป้าหมายการควบคุมอุณหภูมิให้ลดลงรวดเร็ว ขณะยังไม่เปิดทำการขาย จึงมีการลดจำนวนช่องทางเดินน้ำยาจากที่เคยทำงาน 3 ใน 4 ช่อง เป็นทำงานครั้งละ 1-2 ช่องเป็นบางช่วงเวลา

จากรูปที่ 4.5 อุณหภูมิสารทำความเย็นอิมตัวที่อีแวพเปอเรเตอร์มีค่าค่อนข้างคงที่เนื่องจากความดันต่ำมีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดการทำงาน การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเปอเรเตอร์เปลี่ยนแปลงในช่วงกว้างตั้งแต่ -10°C – 30°C ซึ่งจะเห็นรูปแบบอุณหภูมิเป็นช่วงขอบล่างและขอบบน เนื่องจากการมีการสลับเส้นทางสารทำความเย็น

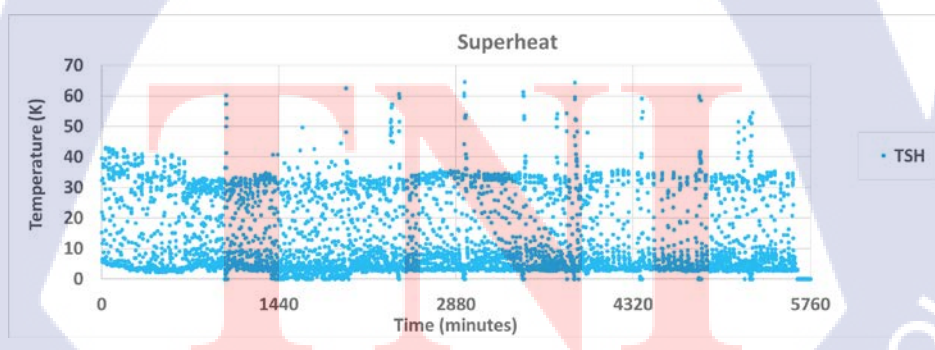
โดยอุณหภูมิขอบบนเกิดขึ้นหลังจากที่มีการสลับเปลี่ยนช่องการทำงานในตอนแรกเนื่องจากมีความร้อนสะสมในช่วงที่ช่องนั้นไม่มีสารทำความเย็นไหลผ่าน เมื่อความร้อนถูกถ่ายเทออกไปแล้วทำให้อุณหภูมิลดลงมาคงที่ที่ขอบล่างเป็นเช่นนี้ไปเรื่อย ๆ ซึ่งจะส่งผลให้อุณหภูมิซูเปอร์ฮีตเปลี่ยนแปลงเช่นเดียวกับอุณหภูมิทางออกอีแวพเปอเรเตอร์ คือหลังจากการสลับเปลี่ยนวาล์วค่าซูเปอร์ฮีตก็จะสูงตามไปด้วย เปรียบเสมือนระบบทำความเย็นเกิดสภาวะไม่คงตัวในช่วงนั้น ซึ่งจะมีค่าอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (ผลต่างระหว่าง T_1 กับอุณหภูมิอิมตัว) อยู่ในช่วง 30°C หลังจากนั้นเมื่ออุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเปอเรเตอร์ลดลงเนื่องจากความร้อนลดลงแล้ว ค่าซูเปอร์ฮีตก็จะลดลงและคงที่เปรียบเสมือนช่วงที่ระบบทำงานในสภาวะคงที่ซึ่งจะมีค่าอยู่ในช่วง 5°C ดังรูปที่ 4.4



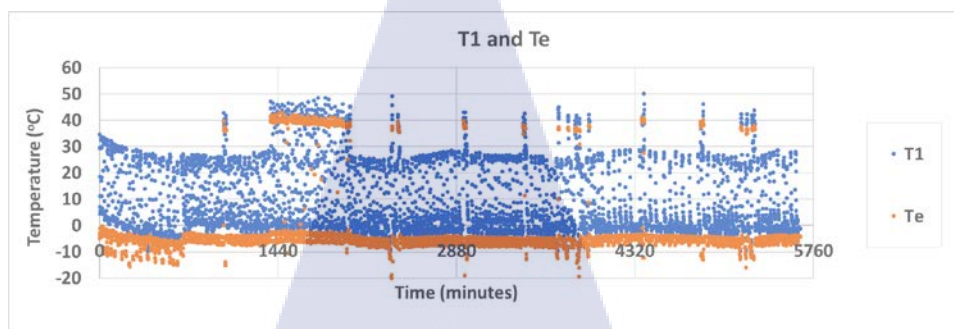
รูปที่ 4.2 การเปลี่ยนแปลงแรงดันด้านสูง (HP) แรงดันด้านต่ำ (LP) และกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (P_{comp}) ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.3 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพอเรเตอร์ (T_1) ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (T_{SH}) ของระบบดั้งเดิม

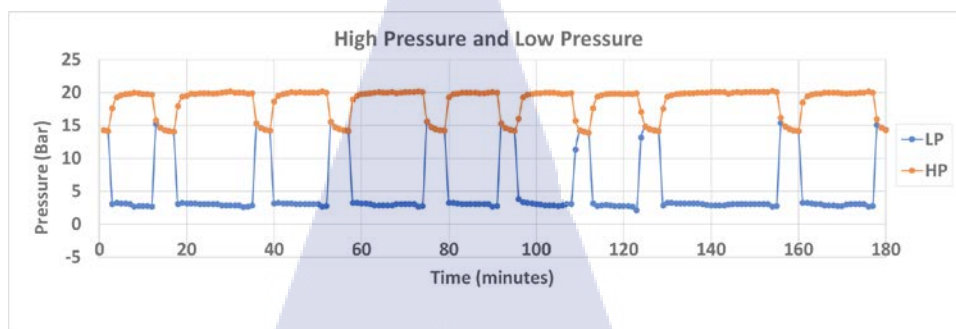


รูปที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) และอุณหภูมิอิมมิตวที่อีแวพเพอเรเตอร์ (T_e) ของระบบดั้งเดิม

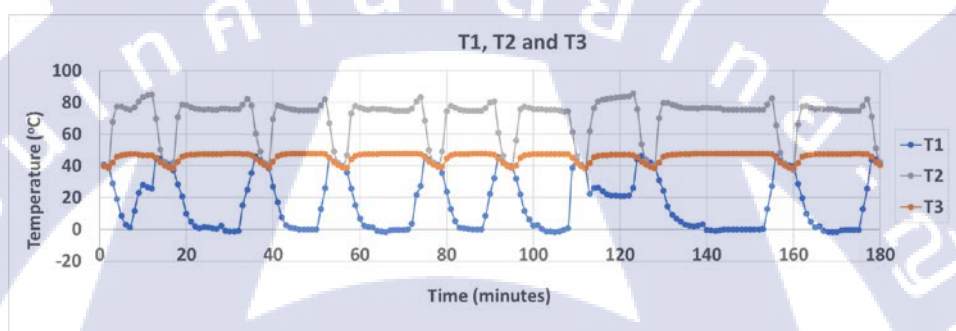
เมื่อพิจารณาระบบในช่วงสภาวะคงตัวในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ดังรูปที่ 4.6 - 4.9 จะเห็นว่าความดันที่ด้านสูงและด้านต่ำเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยค่อนข้างคงที่ในช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน แต่เมื่อระบบสามารถทำอุณหภูมิได้ต่ำกว่าเป้าหมาย คอมเพรสเซอร์จึงหยุดการ ความดันด้านสูงจะลดลงอย่างรวดเร็วลงมาอยู่ที่ 15 bar ขณะเดียวกันความดันด้านต่ำก็จะเข้าเพิ่มขึ้นจนถึง 15 bar เข้าสู่ความดันของระบบขณะหยุดการทำงาน

การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ ทางออกคอนเดนเซอร์ในสภาวะสมดุลขณะระบบทำงานมีค่าค่อนข้างคงที่ อุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ในขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะสมดุลมีอุณหภูมิ 0°C ในช่วงหลังจากสลับเปลี่ยนวาล์วทำให้มีภาระความเย็นสูง อุณหภูมิทางออกจะอยู่ในช่วง $20^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C}$

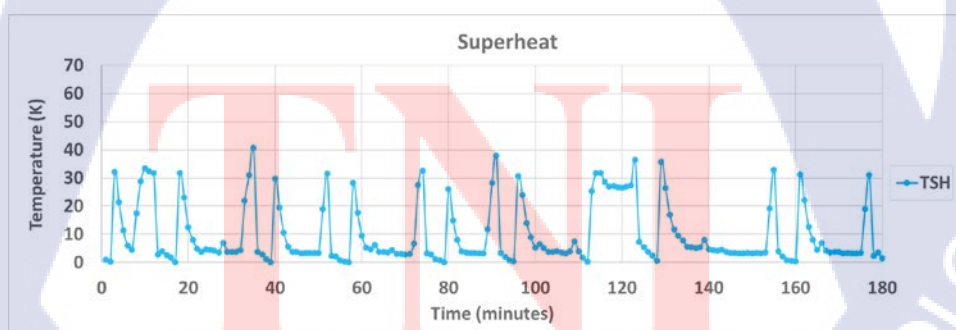
จะเห็นได้ว่าเมื่อระบบหยุดการทำงาน อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์และทางออกคอนเดนเซอร์จะลดลง ขณะเดียวกันอุณหภูมิทางออกอีแวพเพอเรเตอร์จะเพิ่มขึ้น จาก 0°C ไปยัง 40°C ในขณะเดียวกันอุณหภูมิสารทำความเย็นอิมมิตวก็จะเพิ่มขึ้นตามแรงดันต่ำที่สูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิซูเปอร์ฮีตซึ่งเป็นผลต่างของอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์กับอุณหภูมิสารทำความเย็นอิมมิตว อุณหภูมิซูเปอร์ฮีตจะบ่งบอกความเดือดของสารทำความเย็นที่เกินกว่าจุดที่เป็นไออิมมิตว ซึ่งช่วงหลังจากคอมเพรสเซอร์หยุดทำงานแล้วกลับมาทำงานอีกครั้งเป็นช่วงที่ซูเปอร์ฮีตสูงสุด แต่ในช่วงการทำงานและระบบคงที่ซูเปอร์ฮีตจะมีค่าต่ำกว่า 10°C ดังรูปที่ 4.8 และ 4.9



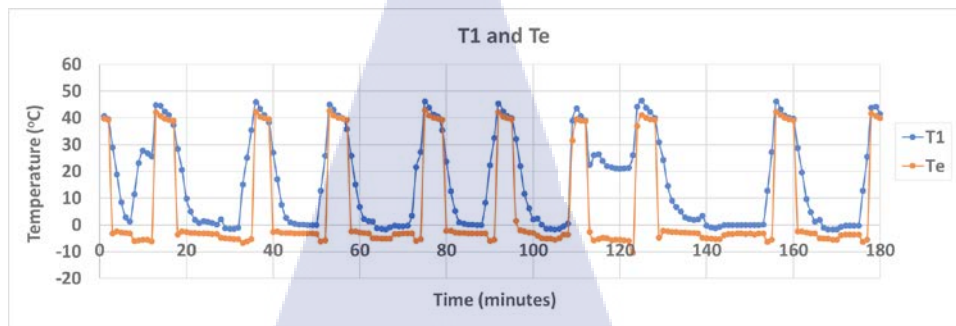
รูปที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลงแรงดันด้านสูง (HP) แรงดันด้านต่ำ (LP) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.7 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพอเรเตอร์ (T_1) ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.8 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (T_{SH}) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.9 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) และอุณหภูมิอิมมิตัวที่อีแวพเพอเรเตอร์ (T_e) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบดั้งเดิม

4.1.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันและอุณหภูมิสารทำความเย็น

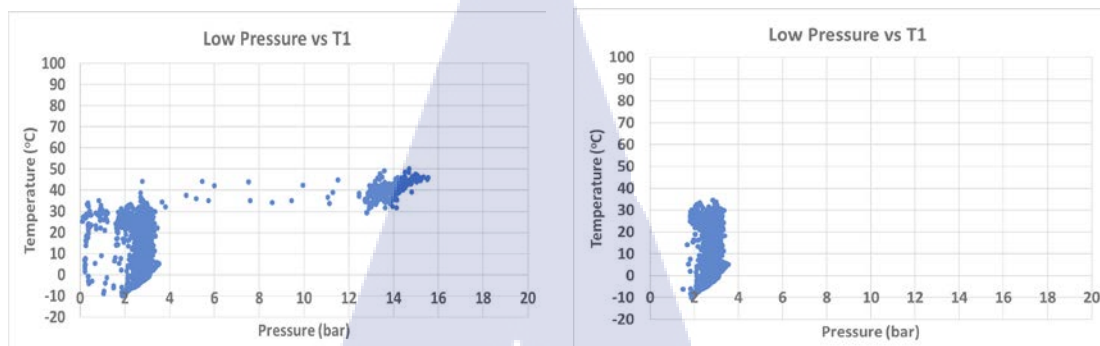
แรงดันและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่จุดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ ขณะคอมเพรสเซอร์ทำงานและหยุดทำงานจะมีความสัมพันธ์กัน ข้อมูลช่วงที่คอมเพรสเซอร์หยุดทำงานจะถูกกรองด้วยค่ากำลังไฟฟ้าโดยจะกรองเอาเฉพาะข้อมูลขณะที่กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์สูงกว่า 340 W หากพิจารณาจากแผนภาพ P-h

ที่จุดที่ 1 ความดันด้านต่ำและอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ เนื่องจากเป็นคอมเพรสเซอร์แบบความเร็วรอบคงที่ที่ทำให้ความดันมีค่าค่อนข้างคงที่ ขณะที่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ช่วง -10°C - 30°C เนื่องจากสารทำความเย็นรับความร้อนจากภายในตู้ทำให้อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงในช่วงกว้าง

ที่จุดที่ 2 ความดันด้านสูงและอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง 70°C - 90°C เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ ก่อนการกรองข้อมูล จะเห็นช่วงที่ความดันและอุณหภูมิกระจายออกมามีในช่วง 12 - 16 bar เนื่องจากเป็นช่วงที่คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงาน

ที่จุดที่ 3 ความดันด้านสูงและอุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์หลังจากสารทำความเย็นถูกลดอุณหภูมิลงจนอยู่ในช่วง 35°C - 50°C ความดันเปลี่ยนแปลงในช่วง 17 - 22 bar

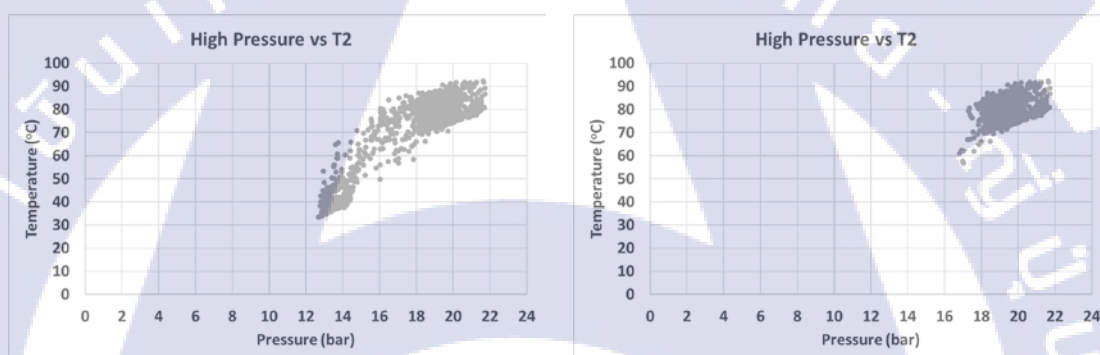
หลังจากการกรองข้อมูลใช้ข้อมูลอุณหภูมิและความดันในช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน คำนวณค่าเอนทาลปี จากคุณสมบัติของสารทำความเย็นจากโปรแกรม Coolpack และใช้การ linear interpolation ได้ค่าเอนทาลปีที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังรูป 4.13 โดยเอนทาลปีมีค่าค่อนข้างคงที่ เอนทาลปีที่จุดที่ 1 มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงแคบ ๆ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์



(a) ก่อนกรองข้อมูล

(b) หลังกรองข้อมูล

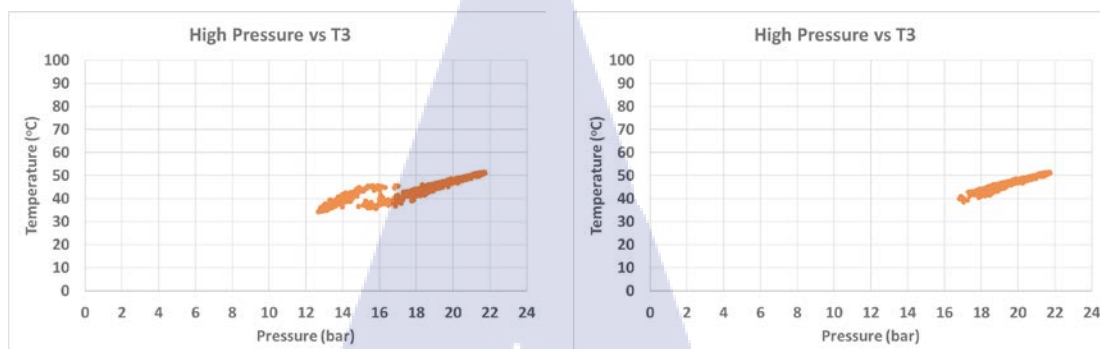
รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันด้านต่ำ (LP) กับอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) ของระบบดั้งเดิม



(a) ก่อนกรองข้อมูล

(b) หลังกรองข้อมูล

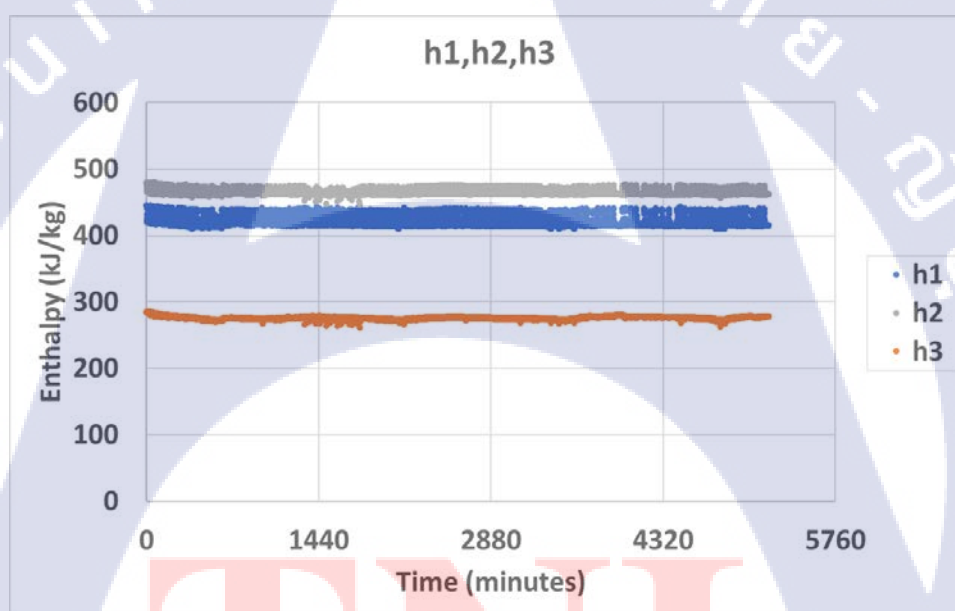
รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันด้านสูง (HP) กับอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ของระบบดั้งเดิม



(a) ก่อนกรองข้อมูล

(b) หลังกรองข้อมูล

รูปที่ 4.12 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันด้านสูง (HP) กับอุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) ของระบบดั้งเดิม



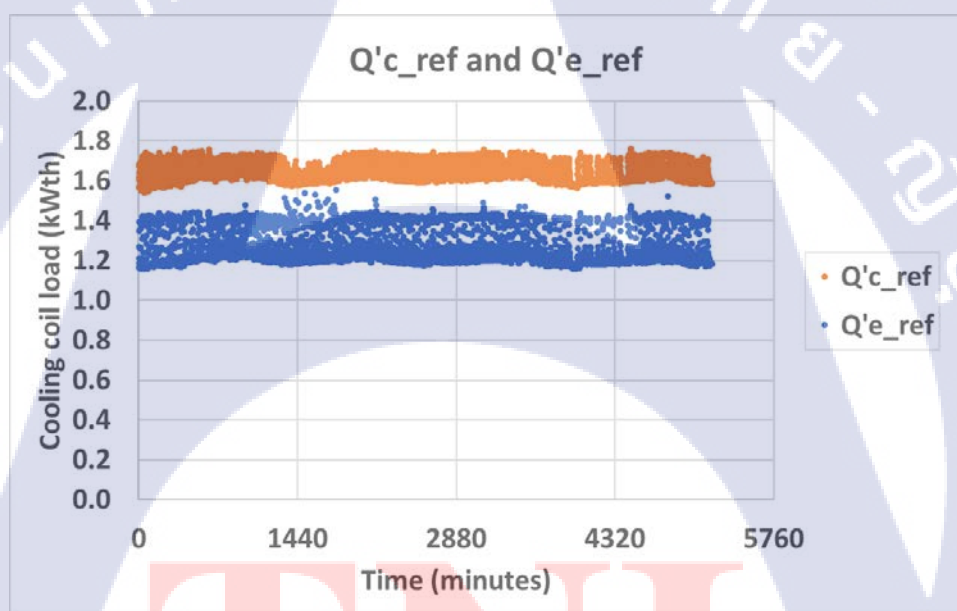
รูปที่ 4.13 การเปลี่ยนแปลงค่าเอนทาลปีที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (h_1) ทางออกคอมเพรสเซอร์ (h_2) ทางออกคอนเดนเซอร์ (h_3) ของระบบดั้งเดิม

4.1.1.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

การทำความเย็นคือการดึงความร้อนออกจากวัตถุ (ผลิตภัณฑ์ อากาศภายในช่องแช่เย็น และวัสดุประกอบช่องแช่เย็น) ด้วยคอยล์เย็น แล้วเอาความร้อนไปทิ้งภายนอกตู้แช่เย็นด้วยการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ โดยความร้อนจะถ่ายโอนด้วยกระบวนการพาความร้อนและการแผ่รังสีจากวัตถุต่าง ๆ ในตู้แช่เย็นไปสู่ผิวของคอยล์เย็นของอีแวพเพอเรเตอร์ และจากนั้นนำความร้อน

ผ่านท่อทองแดงของคอยล์เย็นไปสู่ น้ำยาทำความเย็นภายในที่ไหลไปด้วย และเปลี่ยนสถานะจากของผสมอิมัตว์ของเหลวและไอให้กลายเป็นไอทั้งหมด ซึ่งจะถูกไหลเวียนเป็นวัฏจักรผ่านคอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ ท่อแคปิลลารี และกลับมาสู่คอยล์เย็นอีกครั้ง ความร้อนจากการควบแน่นเป็นของเหลวที่คอนเดนเซอร์จะถูกระบายไปสู่อากาศบรรยากาศภายนอก Vending Machine

ความร้อนจะถูกถ่ายเทออกจากผลิตภัณฑ์ผ่านการระเหยของน้ำยาที่อีแวพเพอเรเตอร์ และการควบแน่นเป็นสารทำความเย็นเหลวที่คอนเดนเซอร์ จากรูปที่ 4.14 การถ่ายเทความร้อนจากภายในตู้มาที่อีแวพเพอเรเตอร์ค่อนข้างคงที่ มีค่าเฉลี่ย $1.25 \pm 0.08 \text{ kW}_{th}$ โดยมีช่วงที่รับภาระความร้อนสูงในช่วงเวลาแรกของการสลับช่องการทำงาน จะเห็นได้ว่าการถ่ายเทความร้อนในช่วงนั้นจะสูงถึง 1.4 kW_{th} ซึ่งการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ค่อนข้างคงที่เช่นกัน เนื่องจากอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเปลี่ยนแปลงในช่วงแคบ ๆ โดยมีค่าเฉลี่ย $1.64 \pm 0.05 \text{ kW}_{th}$



รูปที่ 4.14 การเปลี่ยนแปลงการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ ของระบบดั้งเดิม

4.1.1.4 อัตราการไหลของสารทำความเย็น

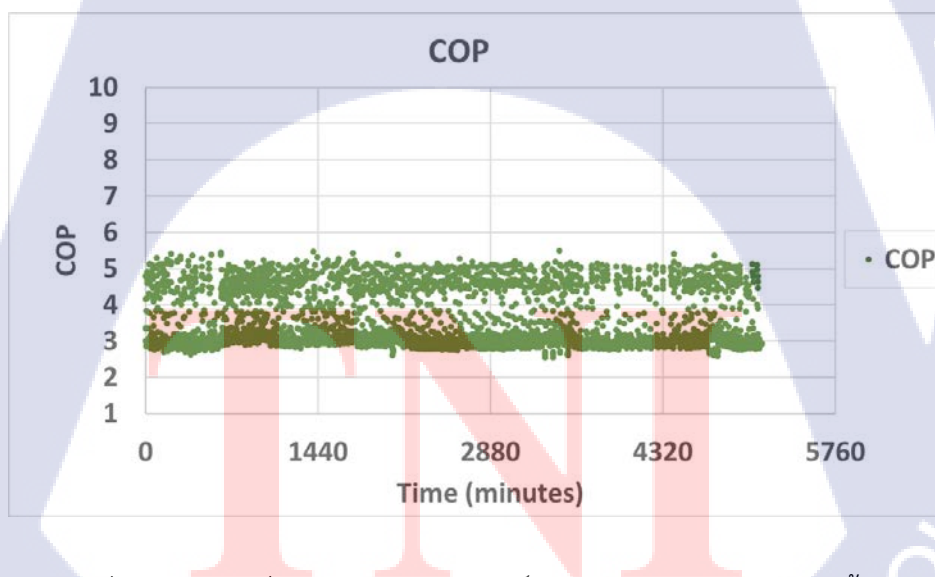
การคำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็นทำได้จากจากหลักสมดุลพลังงานดังสมการในบทที่ 3 ใช้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์และอีแวพเพอเรเตอร์ มาคำนวณอัตราการไหลได้ค่า 0.0086 kg/s ดังตาราง 4.1

ตารางที่ 4.1 อัตราการไหลของสารทำความเย็นของระบบดั้งเดิม

ตัวแปร	ค่า	หน่วย
Q_e	145.54	kJ/kg
Q_c	189.37	kJ/kg
Power	0.38	kW
$\dot{m}_{ref}$	0.0086	kg/s

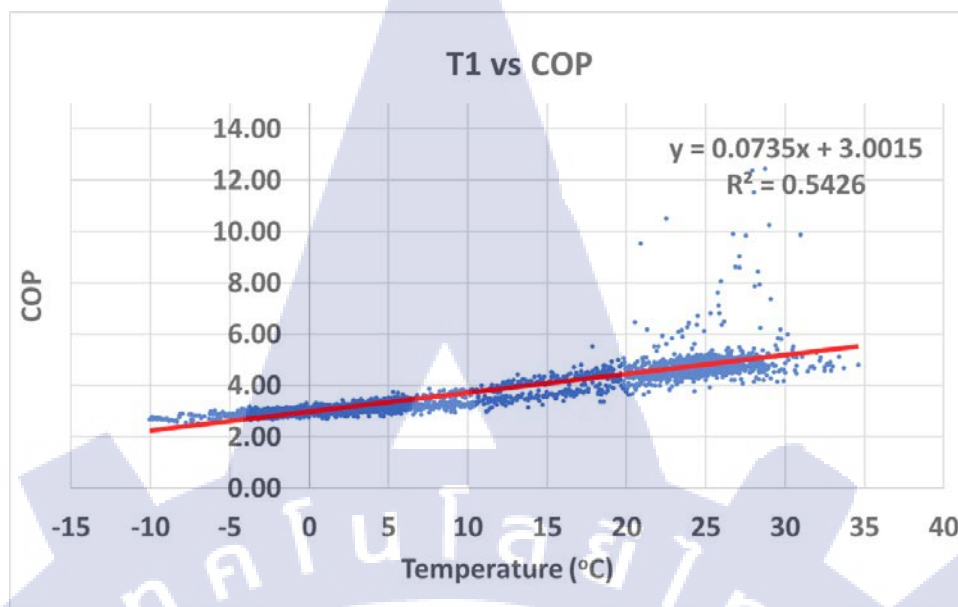
4.1.1.5 การวิเคราะห์สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบ คือ สัดส่วนระหว่างความสามารถในการดึงความร้อนออกจากภายในตู้ กับกำลังไฟฟ้าที่ป้อนเข้าไปในระบบ COP ของคอมเพรสเซอร์ดั้งเดิมมีค่าเฉลี่ย 3.43 ± 1.04 ค่า COP มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงกว้าง เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพอเรเตอร์ โดยที่ขณะอุณหภูมิต่ำ ภาระความเย็นในตู้ต่ำ COP ขณะนั้นก็จะต่ำลงด้วย เมื่อมีการถ่ายโอนความร้อนผ่านสารทำความเย็นสูง ซึ่งเกิดขึ้นขณะระบบไม่คงตัว เนื่องจากการสลับช่องการทำงาน ค่า COP ก็จะสูงตามไปด้วย ดังรูปที่ 4.15



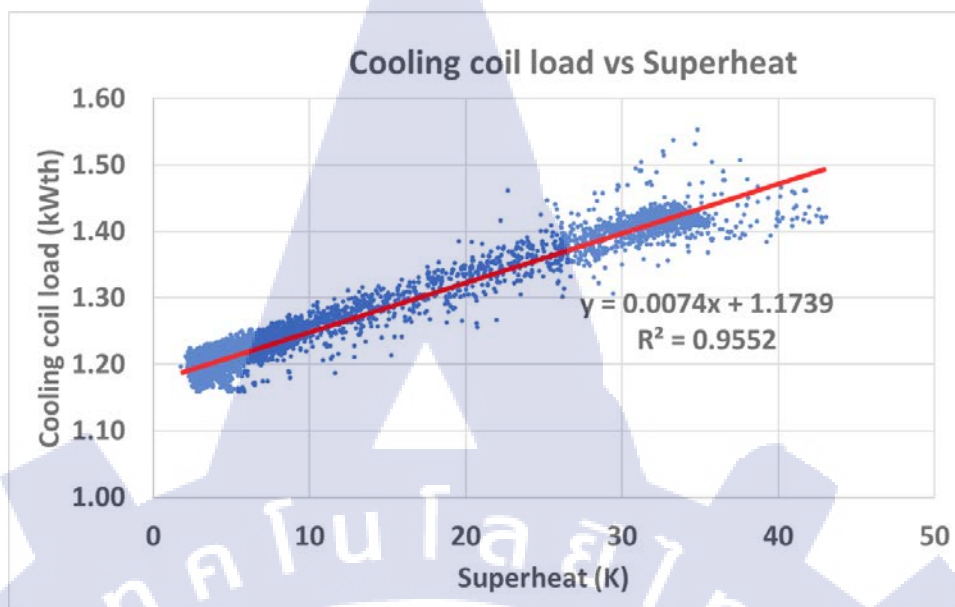
รูปที่ 4.15 การเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบดั้งเดิม

ความสัมพันธ์ของค่า COP กับอุณหภูมิทางออกอีแวพอเรเตอร์ ดังรูปที่ 4.16 แสดงผลของความสามารถในการดึงภาระความเย็นออกจากตู้ เมื่ออุณหภูมิทางออกอีแวพอเรเตอร์สูงขึ้น จะเห็นว่าค่า COP ก็จะสูงขึ้นตามไปด้วย โดยเส้นแนวโน้มเป็นเส้นตรงที่ R-square 0.5426



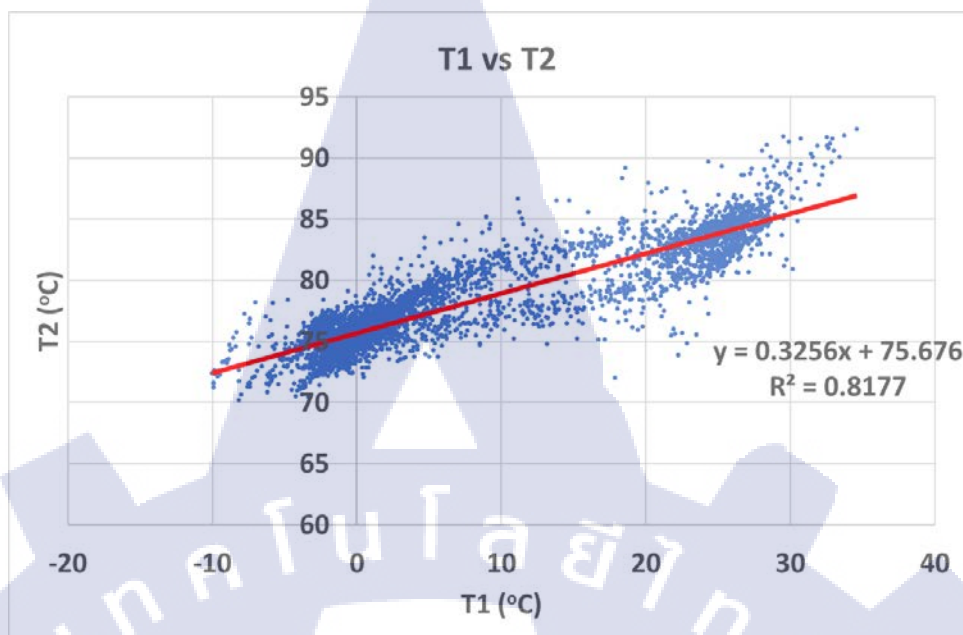
รูปที่ 4.16 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบดั้งเดิม

เมื่อสารทำความเย็นรับการถ่ายโอนความร้อนจากภายในตู้ที่อีแวพเพอเรเตอร์ จะทำให้สารทำความเย็นเดือดกลายเป็นไอ เมื่อภาระความเย็นที่อีแวพเพอเรเตอร์สูง ค่าซูเปอร์ฮีต ($T_1 - T_e$) ก็สูงตามไปด้วย คือสารทำความเย็นเดือดเกินกว่าจุดอิ่มตัว จะเห็นได้ว่าความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนกับค่าซูเปอร์ฮีตจะแบ่งเป็น 2 กลุ่ม คือช่วงที่ค่าซูเปอร์ฮีตต่ำ $0^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}$ ในระหว่างระบบทำงานแบบคงตัว และช่วงที่ค่าซูเปอร์ฮีตสูง $20^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}$ จะเกิดขึ้นหลังจากการเปลี่ยนเส้นทางเดินน้ำยาและช่วงหลังจากการทำงานของคอมเพรสเซอร์ สามารถสร้างเส้นกราฟแนวโน้มความสัมพันธ์ระหว่างภาระการทำความเย็นและซูเปอร์ฮีตเป็นเส้นตรงได้เช่นกัน โดยค่า R-square ค่อนข้างสูงที่ 0.9552



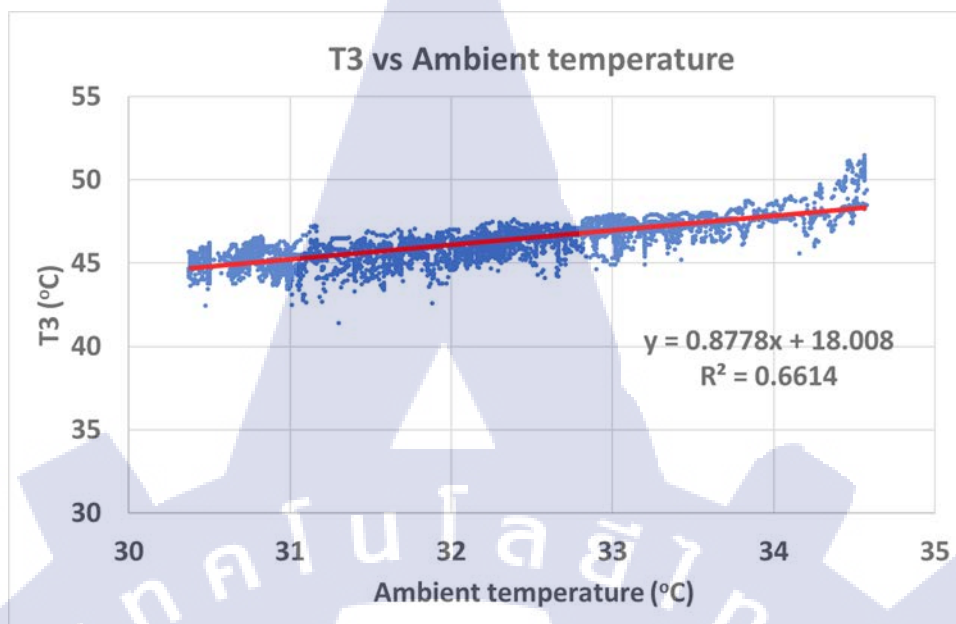
รูปที่ 4.17 ความสัมพันธ์ระหว่างภาระความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์ (Cooling coil load) กับอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (T_{SH}) ของระบบดั้งเดิม

ในขณะที่ภาระการทำความเย็นสูงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวปอเรเตอร์ก็จะสูงขึ้น เมื่อคอมเพรสเซอร์อัดสารทำความเย็นที่อุณหภูมิสูง อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ก็จะสูงขึ้นตามไปด้วย ดังรูป 4.18 ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) กับอุณหภูมิทางออกอีแวปอเรเตอร์ (T_1) ได้เส้นแนวโน้มเป็นเส้นตรงที่มีค่า R-square 0.8177

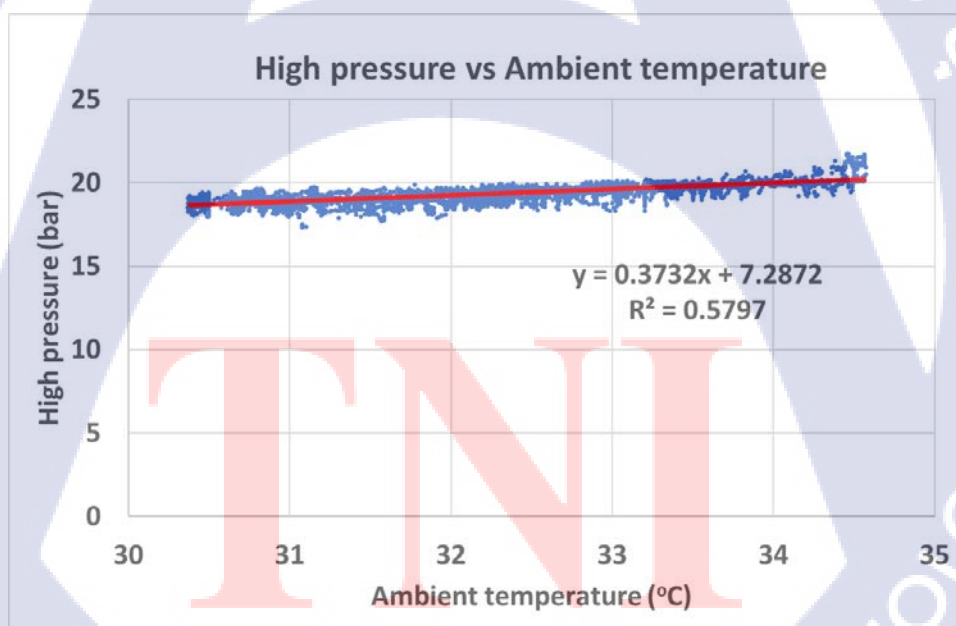


รูปที่ 4.18 อุณหภูมิที่ทางออกฮีวเพอเรเตอร์ (T_1) กับความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ของระบบดั้งเดิม

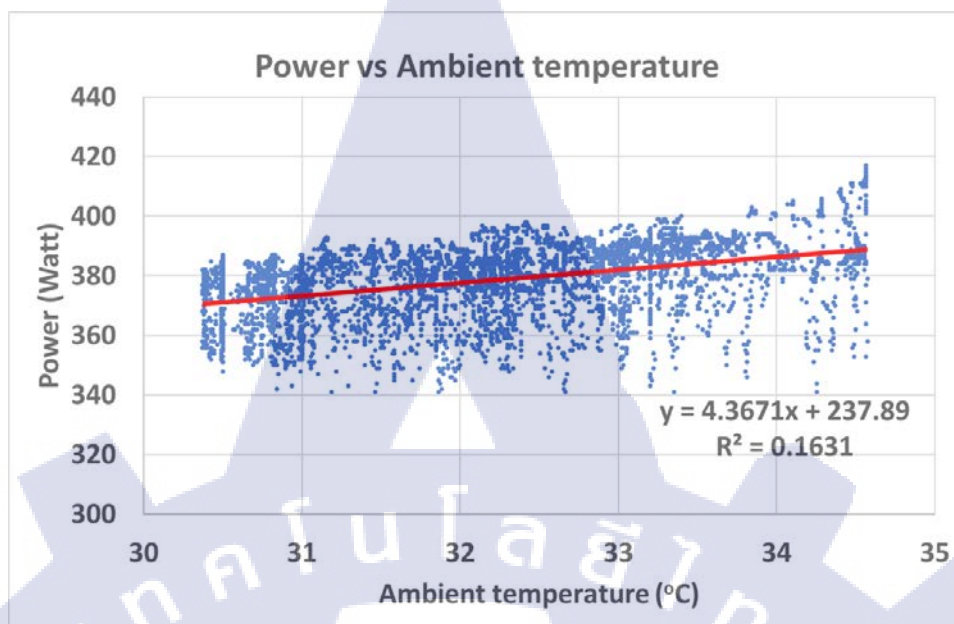
จากรูป 4.19 - 4.20 เป็นความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ได้แก่อุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์ ความดันด้านสูง และกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม เมื่ออุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงขึ้นอุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์ ความดันสูง และกำลังไฟฟ้าก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากมวลอากาศที่อุณหภูมิสูงที่เล็ดลอดเข้าไปในตู้เป็นภาระความเย็นส่วนหนึ่ง นอกจากภาระความเย็นจากผลิตภัณฑ์ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมมีผลต่อการถ่ายโอนความร้อนที่คอนเดนเซอร์ เมื่ออุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูง การถ่ายโอนความร้อนที่คอนเดนเซอร์ก็จะลดลง ทำให้อุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์สูงขึ้นตามไปด้วย ดังรูป 4.19



รูปที่ 4.19 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.20 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูง (High pressure) กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.21 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบดั้งเดิม

4.1.2 ผังอากาศ

การทดสอบวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่หน้าอีแวพเพอเรเตอร์และหลังอีแวพเพอเรเตอร์ทั้ง 4 ช่อง เพื่อสังเกตการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ตลอดการเปิดเครื่อง 4 วัน โดยวัดอุณหภูมิลมจ่าย (T_{Supply}) จากเซนเซอร์ติดหน้าช่องบริเวณภาคเอียงสำหรับรองรับผลิตภัณฑ์หน้าพัดลมอีแวพเพอเรเตอร์ และวัดอุณหภูมิลมกลับ (T_{Return}) จากเซนเซอร์ที่ติดบริเวณทางที่มวลอากาศร้อนที่ได้รับการถ่ายเทความร้อนจากผลิตภัณฑ์ ซึ่งจะไหลผ่านเข้าสู่อีแวพเพอเรเตอร์

4.1.2.1 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นภายในช่องทำความเย็น

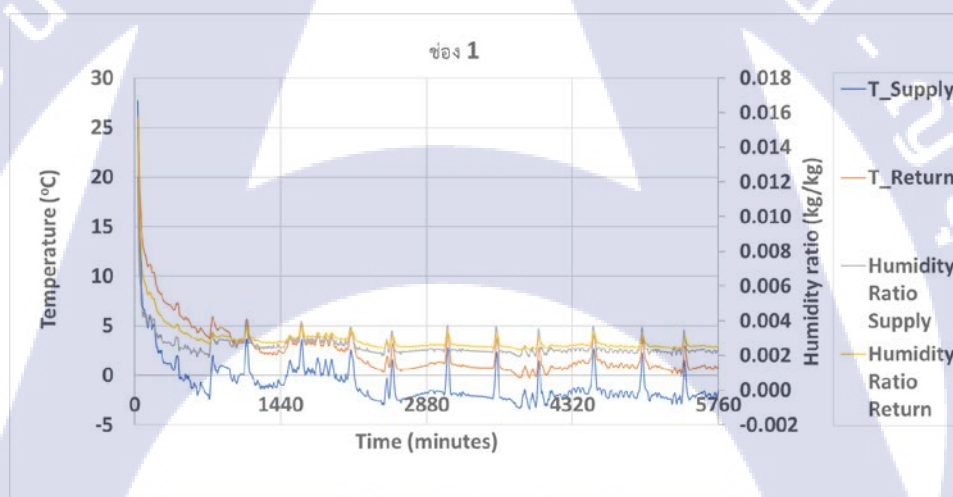
หลังจากเปิดเครื่องของตู้แช่เย็น อุณหภูมิในตู้ลดลงจากอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมอย่างรวดเร็ว โดยในวันแรกทั้ง 4 ช่องระบบสามารถลดอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่ายได้ถึงอุณหภูมิเป้าหมายซึ่งต่ำกว่า 5°C โดยช่องที่ 1 มีอุณหภูมิต่ำที่สุดเนื่องจากโครงสร้างของท่อลดความดัน Capillary tube ถูกพันอยู่ในช่องแช่เย็นในตู้ ส่วนช่องที่ 2, 3 และ 4 Capillary tube จะอยู่ด้านนอกตู้ ซึ่งคอมเพรสเซอร์จะหยุดทำงานถี่ขึ้นหลังจากผ่านไป 24 ชั่วโมง

จะเห็นได้จากกราฟช่วงหลังจาก 1,440 นาทีแล้ว อุณหภูมิสูงขึ้นเนื่องจากการหยุดการทำงานของคอมเพรสเซอร์บ่อยครั้ง ทำให้อุณหภูมิภายในช่องแช่เย็นสูงขึ้น หลังจากนั้นระบบทำความเย็นทำงานไปเรื่อย ๆ และมีจังหวะการหยุดของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งจะสังเกตได้จากช่วงที่

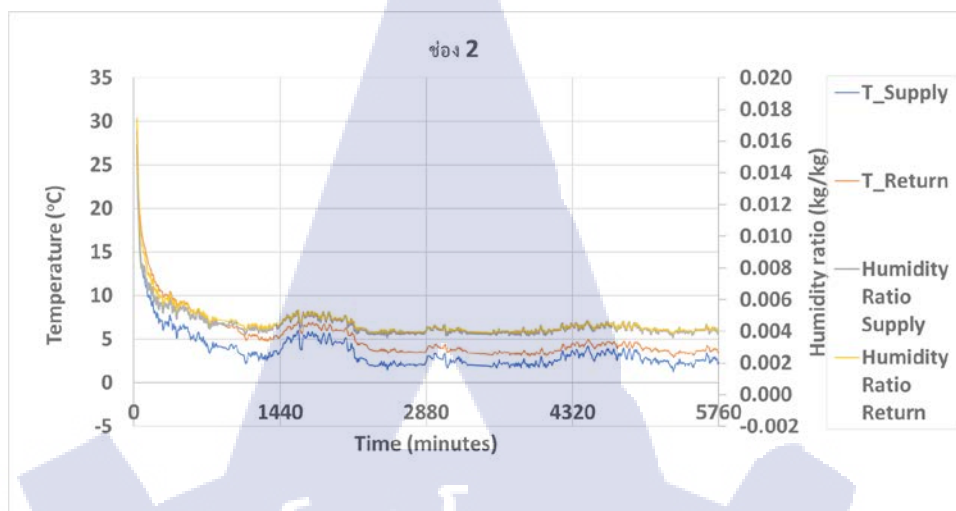
อุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ในช่องที่ 4 เป็นช่องที่อุณหภูมิลดลงช้าที่สุด และมีผลต่างระหว่างอุณหภูมิลมจ่ายและลมกลับมากที่สุด เนื่องจากเป็นช่องขนาดใหญ่ มีผลิตภัณฑ์จำนวนมาก ทำให้มีภาระความเย็นสูงตามไปด้วย

นอกจากอุณหภูมิแล้วอัตราส่วนความชื้นจะบ่งบอกปริมาณน้ำต่อปริมาณอากาศภายในตู้ ในช่วงแรกของทั้ง 4 ช่องอัตราส่วนความชื้นในอากาศสูง หลังจากเปิดระบบทำงานอัตราส่วนความชื้นค่อย ๆ ลดลง ตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง เนื่องจากความชื้นในอากาศมีการควบแน่นที่อีแวพเพอเรเตอร์ หรือเรียกว่าเป็นภาระความร้อนแฝง

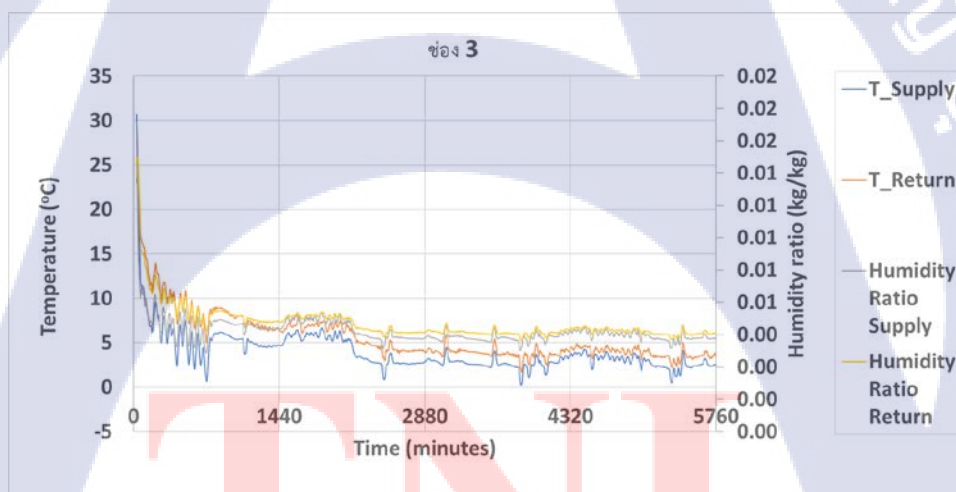
อัตราส่วนความชื้นที่หน้าและหลังอีแวพเพอเรเตอร์ในช่วงวันแรกแตกต่างกัน เนื่องจากมีความชื้นสะสมอยู่ในมวลอากาศในตู้ก่อนเริ่มเปิดระบบ หลังจากวันแรกอัตราส่วนความชื้นที่ลมจ่ายและลมกลับไม่แตกต่างกันมากและอัตราส่วนความชื้นคงที่ เนื่องจากไม่มีการควบแน่นของไอน้ำในอากาศแล้ว ดังรูปที่ 4.22 - 4.25 แสดงว่าไม่มีภาระความร้อนแฝงแล้ว เหลือแต่ภาระความร้อนสัมผัส



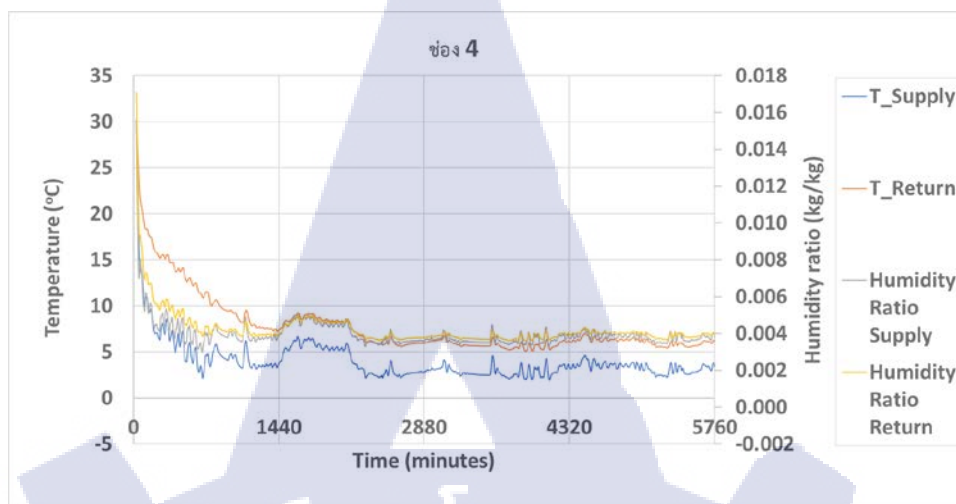
รูปที่ 4.22 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($Humidity\ ratio_{supply}$) และลมกลับ ($Humidity\ ratio_{return}$) ที่ช่องที่ 1 ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.23 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($\text{Humidity ratio}_{\text{supply}}$) และลมกลับ ($\text{Humidity ratio}_{\text{return}}$) ที่ห้องที่ 2 ของระบบดั้งเดิม



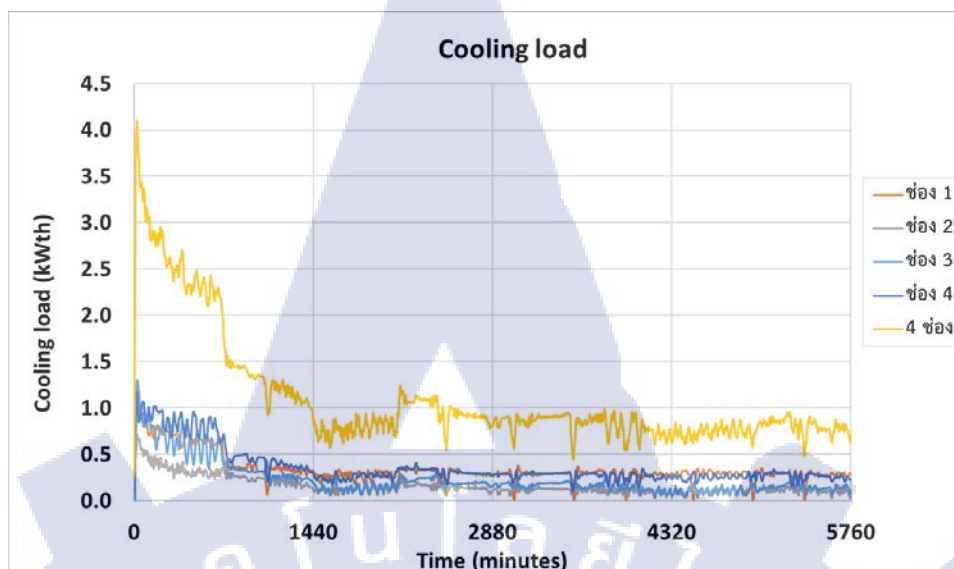
รูปที่ 4.24 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($\text{Humidity ratio}_{\text{supply}}$) และลมกลับ ($\text{Humidity ratio}_{\text{return}}$) ที่ห้องที่ 3 ของระบบดั้งเดิม



รูปที่ 4.25 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($\text{Humidity ratio}_{\text{supply}}$) และลมกลับ ($\text{Humidity ratio}_{\text{return}}$) ที่ช่องที่ 4 ของระบบดั้งเดิม

4.1.2.2 ภาระการทำความเย็น

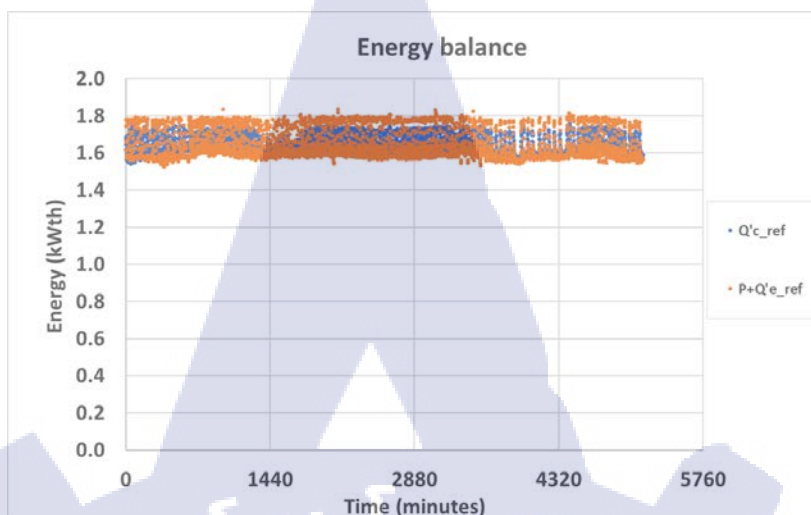
ภาระการทำความเย็นภายในตู้ ได้แก่ ความร้อนจากผลิตภัณฑ์ ความร้อนที่สะสมในมวลของโครงตู้ และอากาศร้อนที่อยู่ในตู้ เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงภาระการทำความเย็นจากรูปที่ 4.26 จะเห็นว่า ในช่วงวันแรกมีภาระความร้อนรวมที่ 1 - 4 kW_{th} หลังจากวันที่ 2 ภาระการทำความเย็นลดลงมาอยู่ในช่วง 1 kW_{th} ซึ่งคอมเพรสเซอร์มีการหยุดการทำงานบ่อยครั้ง เนื่องจากภาระการทำความเย็นลดลง แต่ในช่วงที่คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงานบ่อยครั้งทำให้มีความร้อนสะสมภายในตู้ ทำให้ตู้ระบบทำความเย็นยังคงต้องทำงานอย่างต่อเนื่องหลังจากนั้น และมีภาระการทำความเย็นที่สูงขึ้น หลังจากนั้นระบบทำงานได้ต่อเนื่องโดยที่พยายามรักษาอุณหภูมิไว้ โดยที่มีภาระการทำความเย็นอยู่ในช่วง 0.5 - 1.0 kW_{th}



รูปที่ 4.26 การเปลี่ยนแปลงภาระความเย็นรวมและภาระการทำความเย็นของแต่ละช่อง (Cooling load) ของระบบดั้งเดิม

4.1.3 สมดุลพลังงาน

การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นจากผลต่างของอุณหภูมิของมวลอากาศที่ไหลผ่านผลิตภัณฑ์กับอุณหภูมิของผลิตภัณฑ์ ความร้อนจะถูกพาไปโดยอากาศและถูกถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นที่อีแวพเพอเรเตอร์ และสารทำความเย็นเกิดการระเหยเป็นไอ ไหลออกจากอีแวพเพอเรเตอร์ไปถูกอัดด้วยคอมเพรสเซอร์ จากนั้นสารทำความเย็นถูกถ่ายเทความร้อนออกจากระบบตู้แช่เย็นที่คอนเดนเซอร์ เมื่อพิจารณาวงจรสารทำความเย็นเป็นระบบปิด จะพบว่าพลังงานที่ใส่เข้าไปในระบบ ได้แก่ ผลรวมของความร้อนที่ถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นที่อีแวพเพอเรเตอร์ กับพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์เพื่ออัดสารทำความเย็น ซึ่งจะเท่ากับพลังงานที่ถูกถ่ายเทออกจากระบบที่คอนเดนเซอร์ที่มีค่าอยู่ที่ 1.6-1.8 kW_{th} ดังรูปที่ 4.27 ผลการวิเคราะห์แสดงว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์หรือความสามารถในการทำความเย็นโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 1.26 kW_{th}



รูปที่ 4.27 สมดุลพลังงานที่ถ่ายโอนผ่านสารทำความเย็น

4.2 ระบบที่มีการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นคอมเพรสเซอร์ที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย

การทดสอบระบบทำความเย็นหลังจากเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์เป็นรุ่นที่ผลิตในประเทศไทย ยี่ห้อ กุลตร (Kultorn) รุ่น AE 4440Y-SR มีการวัดค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่สำคัญ อาทิ อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ ความดัน กำลังไฟฟ้า โดยขั้นตอนการเตรียมระบบ และการทดสอบเช่นเดียวกับระบบที่ใช้คอมเพรสเซอร์เดิม อภิปรายผลการวัดค่าได้ดังนี้

4.2.1 ฝั่งสารทำความเย็น

4.2.1.1 ลักษณะการทำงานของระบบ

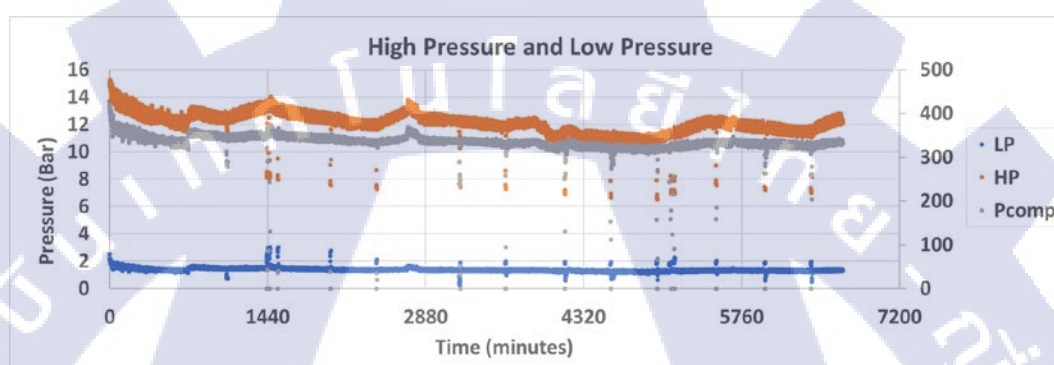
เมื่อเปิดระบบทำความเย็นของ Vending Machine ให้ทำงานผ่านไป 5 วัน หรือ 7,200 นาที โดยไม่มีการกดผลิตภัณฑ์ขวดและกระป๋องน้ำออกมาจากตู้ การเปลี่ยนแปลงความดันและอุณหภูมิตามเวลาของอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) คอมเพรสเซอร์ (T_2) และคอนเดนเซอร์ (T_3) แสดงดังกราฟรูปที่ 4.28 - 4.29 เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ดังรูปที่ 4.29

ความร้อนจากภายนอกที่ระอุไหลเข้ามาในตู้ส่งผลโดยตรงให้ภาระการทำความเย็นภายในตู้สูงขึ้น จะเห็นได้จากอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิบรรยากาศ เมื่ออุณหภูมิทางออกอีแวพเพอเรเตอร์สูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์และทางออกคอนเดนเซอร์สูงขึ้น และแรงดันด้านสูงและกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์เปลี่ยนแปลงในทำนองเดียวกันด้วย

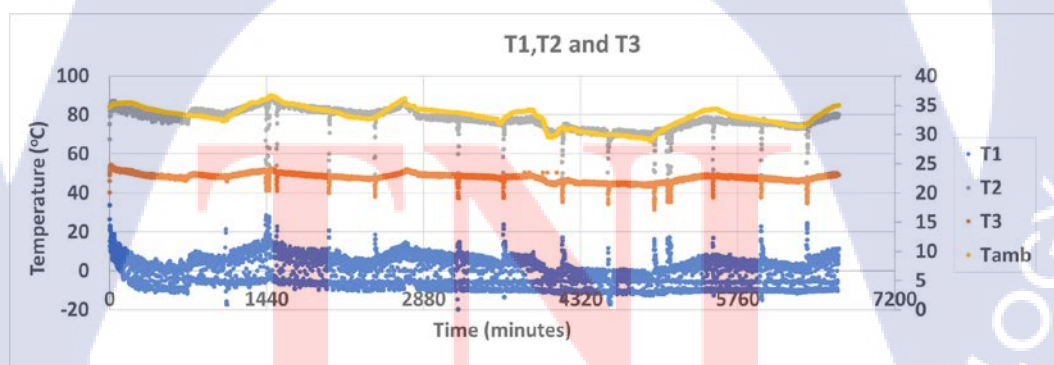
ความดันด้านสูง (HP) ตลอดการทำงานอยู่ในช่วง 10 - 14 bar ความดันด้านต่ำ (LP) อยู่ในช่วง 1.8 - 2.0 bar แสดงว่าความดันค่อนข้างคงที่ เนื่องจากคอมเพรสเซอร์เป็นชนิดความเร็วรอบคงที่ ตลอดการทำงานตั้งแต่เริ่มต้นจนระบบเข้าสู่สมดุล โดยคอมเพรสเซอร์จะหยุดทำงานครั้ง

แรกเมื่อเวลาผ่านไปประมาณ 24 ชั่วโมง หลังจากนั้นคอมเพรสเซอร์จะหยุดทำงานเป็นช่วง ๆ วันละ 2-3 ครั้ง ดังจะเห็นได้จากการเปลี่ยนแปลงกำลังไฟฟ้างดังรูปที่ 4.28

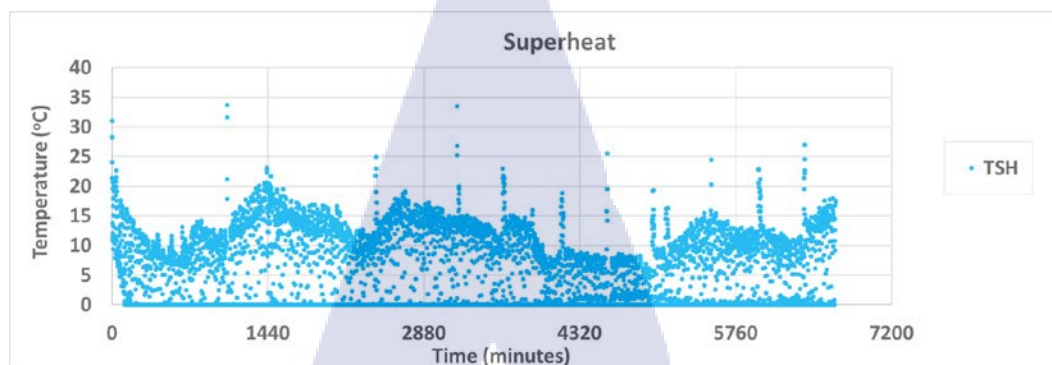
จากรูป 4.31 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ในช่วงกว้างตั้งแต่ 10°C – 20°C และเห็นรูปแบบขอบล่างและขอบบน จากการสลับเส้นทางสารทำความเย็น และอุณหภูมิสารทำความเย็นอิมตัวที่อีแวพเพอเรเตอร์ค่อนข้างคงที่ เนื่องจากความดันต่ำค่อนข้างคงที่ ซึ่ง จะส่งผลให้อุณหภูมิซูเปอร์ฮีตเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ โดยมีค่าอยู่ในช่วง 10°C - 20°C



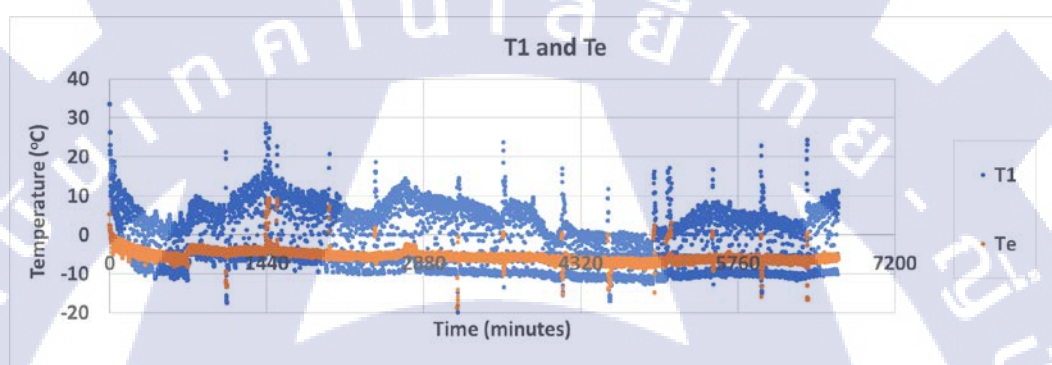
รูปที่ 4.28 การเปลี่ยนแปลงแรงดันด้านสูง (HP) แรงดันด้านต่ำ (LP) และกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (P_{comp}) ของระบบใหม่



รูปที่ 4.29 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบใหม่



รูปที่ 4.30 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (T_{SH}) ของระบบใหม่



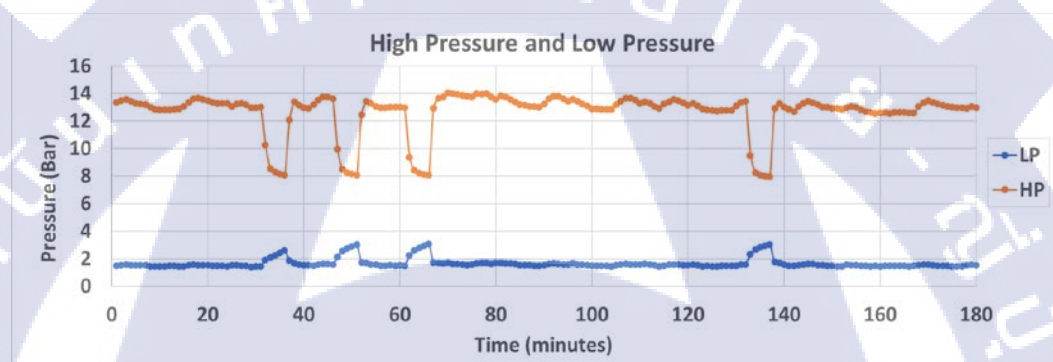
รูปที่ 4.31 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) และอุณหภูมิอิมตัวที่อีแวพเพอเรเตอร์ (T_e) ของระบบใหม่

เมื่อพิจารณาระบบในช่วงสภาวะคงที่ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ดังรูปที่ 4.32 - 4.35 จะเห็นว่าความดันที่ด้านสูงและด้านต่ำเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยหรือค่อนข้างคงที่ในช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน แต่เมื่อระบบสามารถทำอุณหภูมิได้ต่ำกว่าเป้าหมาย 5°C คอมเพรสเซอร์จึงหยุดการทำงาน เมื่อคอมเพรสเซอร์หยุดทำงาน ความดันด้านสูงจะลดลงอย่างรวดเร็วลงมาอยู่ในช่วง 8 bar ขณะเดียวกันความดันด้านต่ำก็จะเพิ่มขึ้นอย่างช้า จนเข้าสู่ระดับความดันของระบบขณะหยุดทำงาน

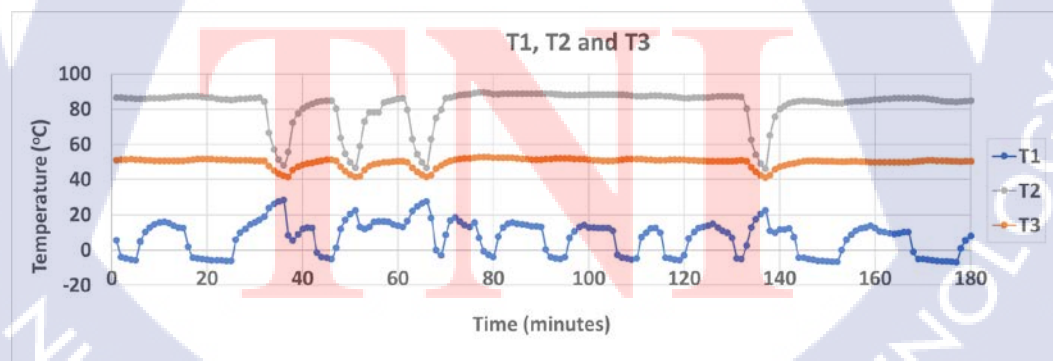
อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) และทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) ในสภาวะสมดุลขณะระบบทำงานมีค่าค่อนข้างคงที่ แต่อุณหภูมิทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) เปลี่ยนแปลงในช่วงกว้างเนื่องจากการสลับช่องทางเดินน้ำยา ซึ่งภาระความเย็นสะสมจะถูกถ่ายโอนสู่สารทำความเย็นจนหมด แล้วจึงสลับเปลี่ยนวาล์วไปเช่นนี้เรื่อย ๆ

ในขณะที่คอมเพรสเซอร์หยุดทำงานจะเห็นว่าอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์และทางออกคอนเดนเซอร์ลดลงสู่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ในทางกลับกันอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ก็จะเพิ่มขึ้นจนเท่ากับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเช่นกัน

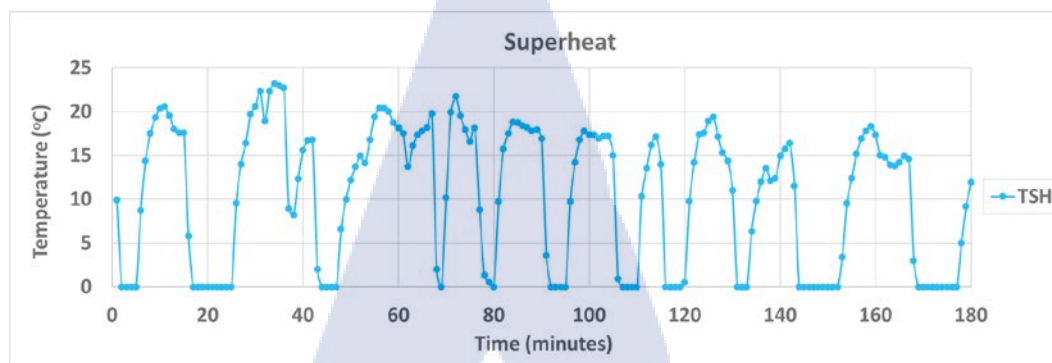
จากรูปที่ 4.35 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ในช่วงกว้างตั้งแต่ -5°C – 15°C แต่เมื่อคอมเพรสเซอร์คอมเพรสเซอร์หยุดทำงานอุณหภูมิจะสูงขึ้น เช่นเดียวกับอุณหภูมิสารทำความเย็นอิ่มตัว ทำให้เกิดการแปรผันของอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต ซึ่งเป็นผลต่างของอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์กับอุณหภูมิสารทำความเย็นอิ่มตัว และบ่งบอกความเดือดของสารทำความเย็นที่เกินกว่าจุดที่เป็นไออิ่มตัว ช่วงหลังจากคอมเพรสเซอร์หยุดทำงานแล้วกลับมาทำงานอีกครั้งเป็นช่วงที่ซูเปอร์ฮีตสูงสุด



รูปที่ 4.32 การเปลี่ยนแปลงแรงดันด้านสูง (HP) แรงดันด้านต่ำ (LP) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบใหม่



รูปที่ 4.33 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบใหม่



รูปที่ 4.34 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (T_{SH}) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบใหม่



รูปที่ 4.35 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพอเรเตอร์ (T_1) และอุณหภูมิอิมดัวที่อีแวพอเรเตอร์ (T_e) ขณะที่ระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ ในช่วงเวลา 3 ชั่วโมง ของระบบใหม่

4.2.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันและอุณหภูมิสารทำความเย็น

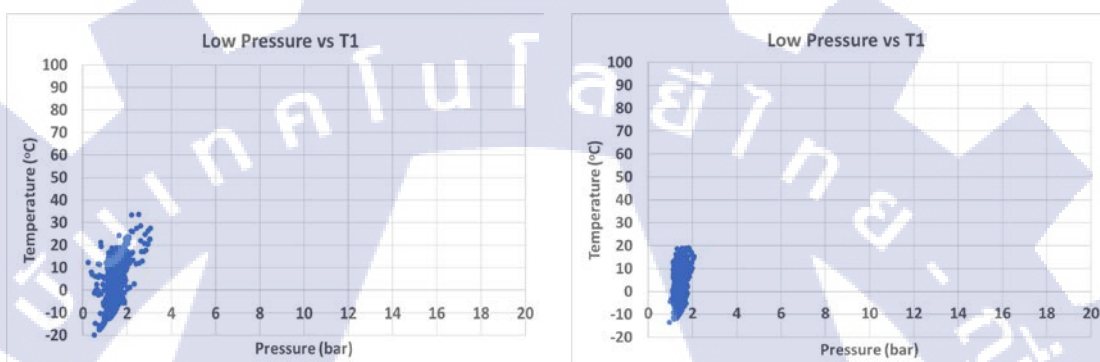
แรงดันและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่จุดต่าง ๆ ของอุปกรณ์ ขณะคอมเพรสเซอร์ทำงานและหยุดทำงานจะมีความสัมพันธ์กัน ซึ่งจะกรองข้อมูลช่วงที่คอมเพรสเซอร์หยุดทำงานไว้ด้วยเกณฑ์ค่ากำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ที่สูงกว่า 310 W

ที่จุดที่ 1 ความดันด้านต่ำและอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพอเรเตอร์ค่อนข้างคงที่ อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงตั้งแต่ช่วง -20°C - 30°C เนื่องจากสารทำความเย็นรับความร้อนจากภายในตู้

ที่จุดที่ 2 ความดันด้านสูงและอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ระหว่าง 70°C - 90°C ก่อนการกรองข้อมูลจะเห็นข้อมูลช่วงที่ความดันและอุณหภูมิกระจายในช่วง 6 - 8 bar เนื่องจากเป็นช่วงที่คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงาน

ที่จุดที่ 3 ความดันด้านสูงและอุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์หลังจากสารทำความเย็นถูกลดอุณหภูมิลงจนอยู่ในช่วง $40\text{ }^{\circ}\text{C} - 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ความดันเปลี่ยนแปลงในช่วง $10 - 14\text{ bar}$ ตามอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเปลี่ยนแปลง

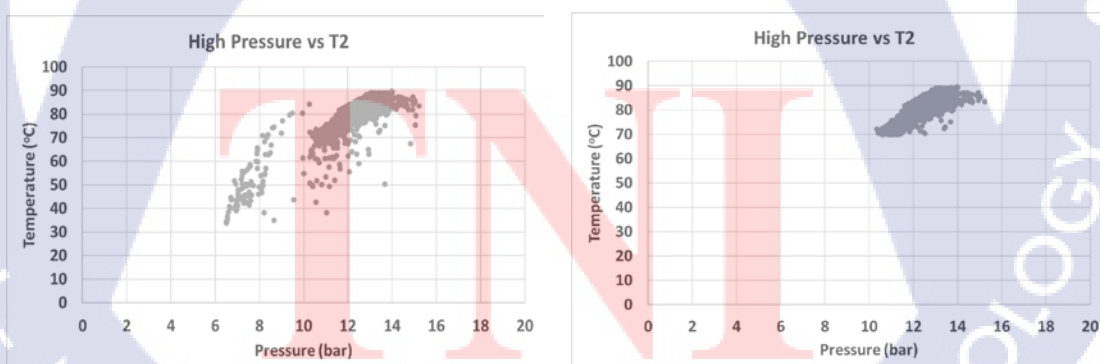
หลังจากการกรองข้อมูลใช้อุณหภูมิและความดันในช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน คำนวณค่าเอนทาลปี จากโปรแกรม Coolpack และใช้การ linear interpolation ได้ค่าเอนทาลปี ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ดังรูป 4.19 โดยเอนทาลปีมีค่าค่อนข้างคงที่ โดยเอนทาลปีที่จุดที่ 1 มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงแคบ ๆ ตามอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์



(a) ก่อนกรองข้อมูล

(b) หลังกรองข้อมูล

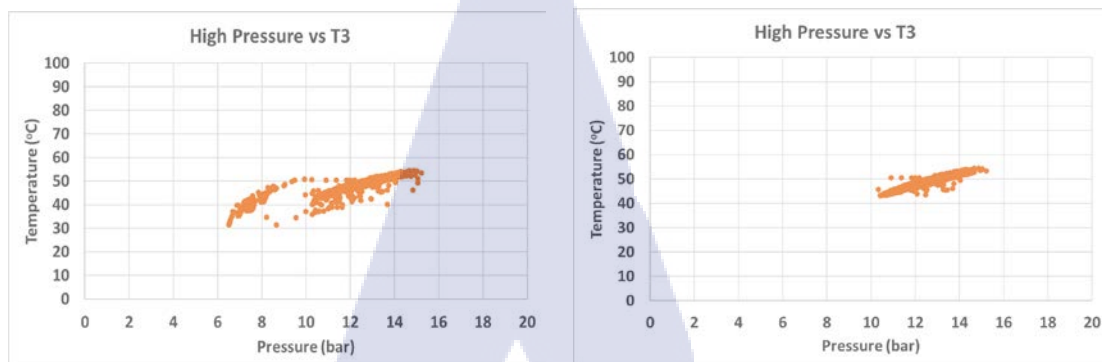
รูปที่ 4.36 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันด้านต่ำ (LP) กับอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) ของระบบใหม่



(a) ก่อนกรองข้อมูล

(b) หลังกรองข้อมูล

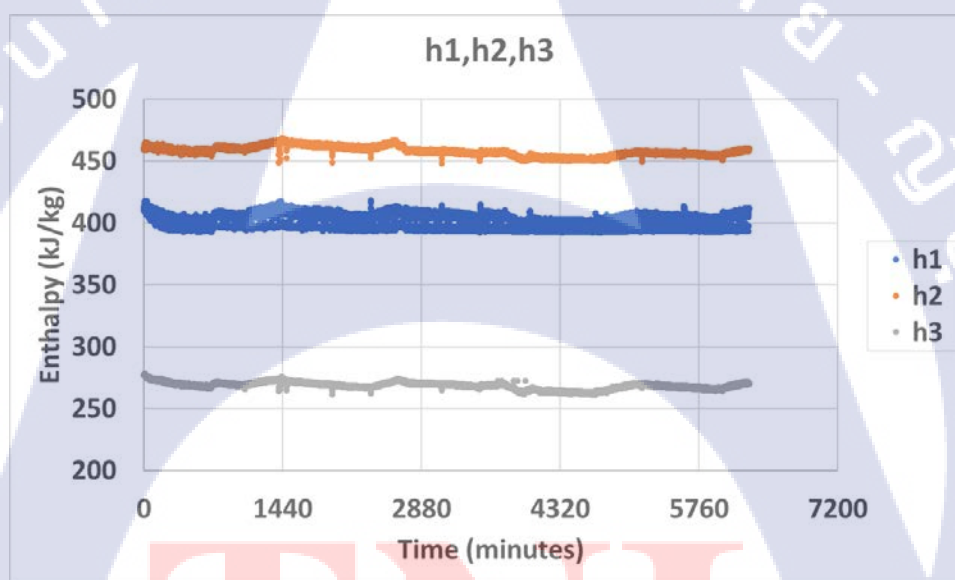
รูปที่ 4.37 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันด้านสูง (HP) กับอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) ของระบบใหม่



(a) ก่อนกรองข้อมูล

(b) หลังกรองข้อมูล

รูปที่ 4.38 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันด้านสูง (HP) กับอุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) ของระบบใหม่

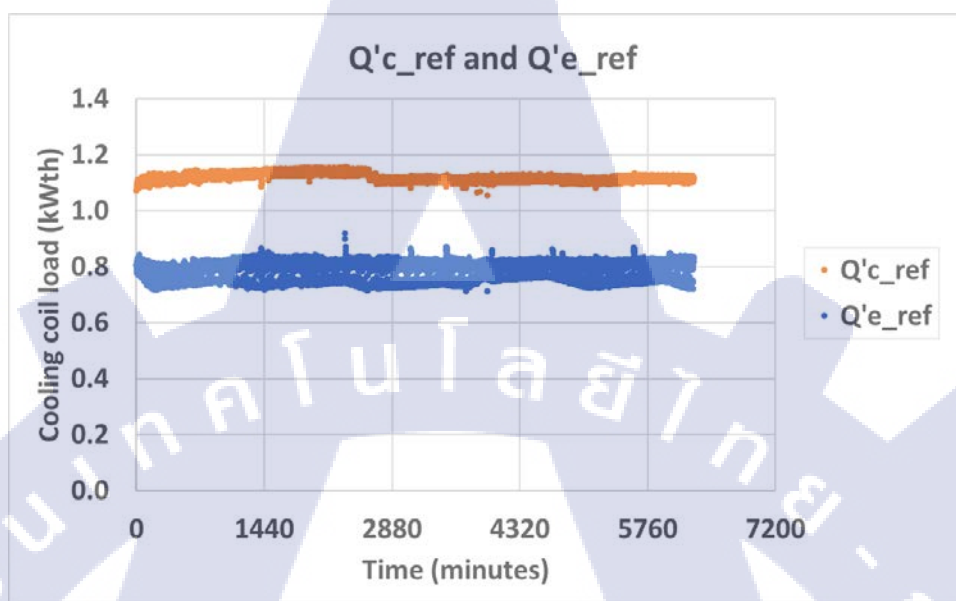


รูปที่ 4.39 การเปลี่ยนแปลงค่าเอนทาลปีที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (h_1) ทางออกคอมเพรสเซอร์ (h_2) ทางออกคอนเดนเซอร์ (h_3) ของระบบใหม่

4.2.1.3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

จากรูปที่ 4.40 การถ่ายเทความร้อนจากภายในตู้มาที่อีแวพเพอเรเตอร์ค่อนข้างคงที่ มีค่าเฉลี่ย $0.78 \pm 0.04 \text{ kW}_{th}$ ซึ่งต่ำกว่าของระบบทำความเย็นดั้งเดิม โดยมีช่วงที่รับภาระความเย็นสูงในช่วงเวลาแรกของการสลับช่องการทำงาน ซึ่งการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นที่ทางออก

คอนเดนเซอร์มีค่าเฉลี่ย $1.12 \pm 0.01 \text{ kW}_{th}$ ค่อนข้างคงที่เช่นกัน เนื่องจากอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมเปลี่ยนแปลงในช่วงแคบ ๆ และค่านี้ต่ำกว่าอัตราการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของระบบเดิม



รูปที่ 4.40 การเปลี่ยนแปลงการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ ของระบบใหม่

4.2.1.4 อัตราการไหลของสารทำความเย็น

เนื่องจากระบบทำความเย็นสำหรับตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติเป็นระบบขนาดเล็ก การติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นค่อนข้างไม่สะดวก จึงคำนวณอัตราการไหลของสารทำความเย็นจากหลักสมดุลพลังงานดังสมการในบทที่ 3 สมมติว่าอัตราการไหลคงที่ตลอดทั้งระบบจึงใช้ค่าเฉลี่ยของตัวแปรต่าง ๆ สามารถคำนวณอัตราการไหลได้ 0.0059 kg/s ซึ่งต่ำกว่ากรณีการใช้คอมเพรสเซอร์ดั้งเดิม ค่าที่เกี่ยวข้องแสดงดังตาราง 4.2

ตารางที่ 4.2 อัตราการไหลของสารทำความเย็น ของระบบใหม่

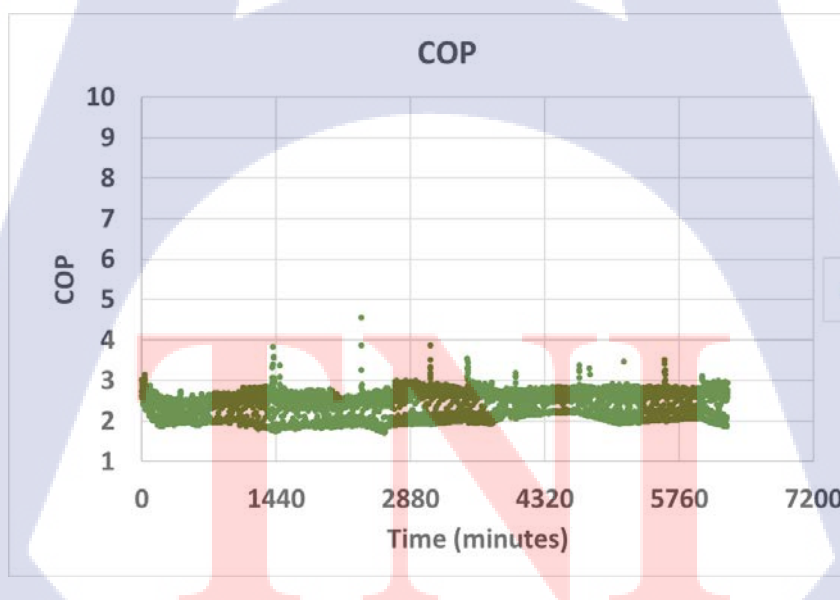
ตัวแปร	ค่า	หน่วย
Q_e	132.47	kJ/kg
Q_c	189.52	kJ/kg
Power	336.06	kW_{elec}
$\dot{m}_{ref}$	0.0059	kg/s

4.2.1.5 การวิเคราะห์สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ

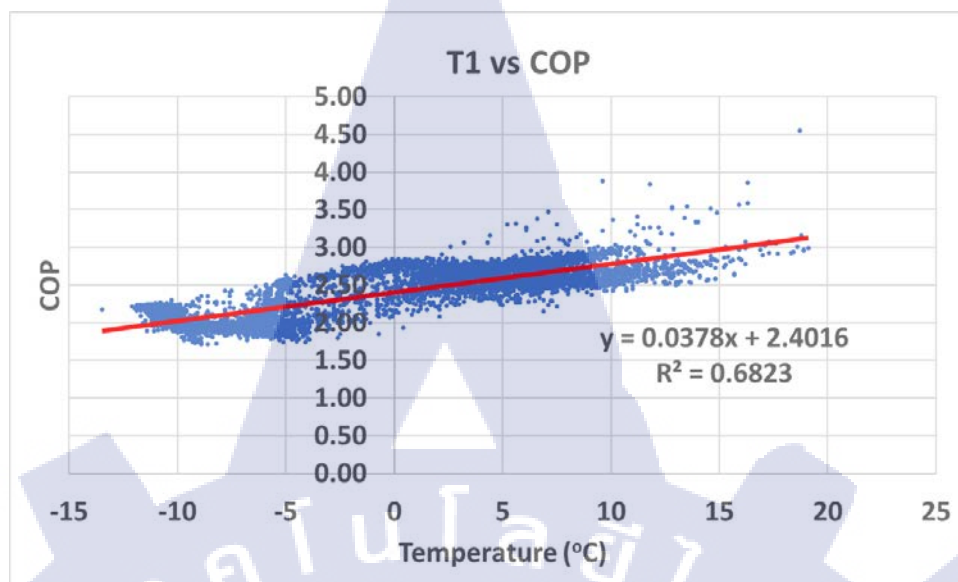
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP หลังจากเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์มีค่าเฉลี่ย 2.35 ± 0.34 ซึ่งต่ำกว่ากรณีการใช้คอมเพรสเซอร์ดั้งเดิม แสดงว่าคอมเพรสเซอร์ใหม่นี้สามารถทดแทนได้แต่สมรรถนะการทำความเย็นไม่ดีเท่าเดิม แต่จะมีข้อดีตรงที่สามารถวางแผนการบำรุงรักษาได้ ไม่ต้องกังวลกับการเสียหายกะทันหันของคอมเพรสเซอร์ และระบบใหม่ไม่จำเป็นต้องใช้หม้อแปลงแรงดันไฟฟ้าดังเช่นคอมเพรสเซอร์ญี่ปุ่น

โดย COP มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงแคบ ๆ เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพอเรเตอร์ ขณะที่อุณหภูมิต่ำภาระความเย็นในตู้น้อย COP ขณะนั้นก็จะต่ำลงด้วย เมื่อมีการถ่ายโอนความร้อนมายังสารทำความเย็นสูง ค่า COP ก็สูงตามไปด้วย ดังรูปที่ 4.41 - 4.42 โดย COP จะแปรผันตามอุณหภูมิทางออกของอีแวพอเรเตอร์ มีเส้นแนวโน้มในลักษณะเส้นตรง

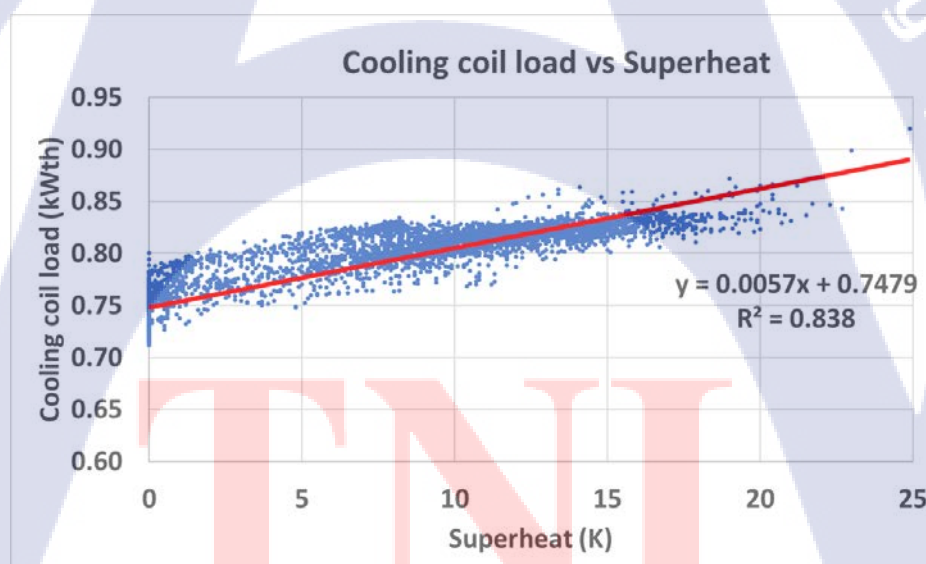
การถ่ายโอนความร้อนสู่สารทำความเย็นที่อีแวพอเรเตอร์ ทำให้สารทำความเย็นเดือดกลายเป็นไอ เมื่อภาระการทำความเย็นที่อีแวพอเรเตอร์สูง ค่าซูเปอร์ฮีตก็จะสูงตามไปด้วย โดยภาระการทำความเย็นแปรผันตามอุณหภูมิซูเปอร์ฮีตและมีแนวโน้มเป็นเส้นตรงดังรูปที่ 4.43



รูปที่ 4.41 การเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบใหม่



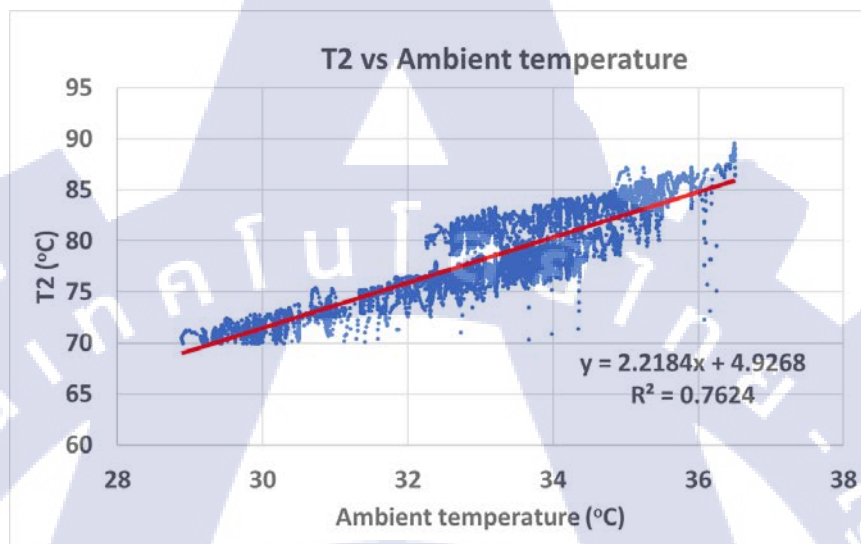
รูปที่ 4.42 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์ (T_1) กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบใหม่



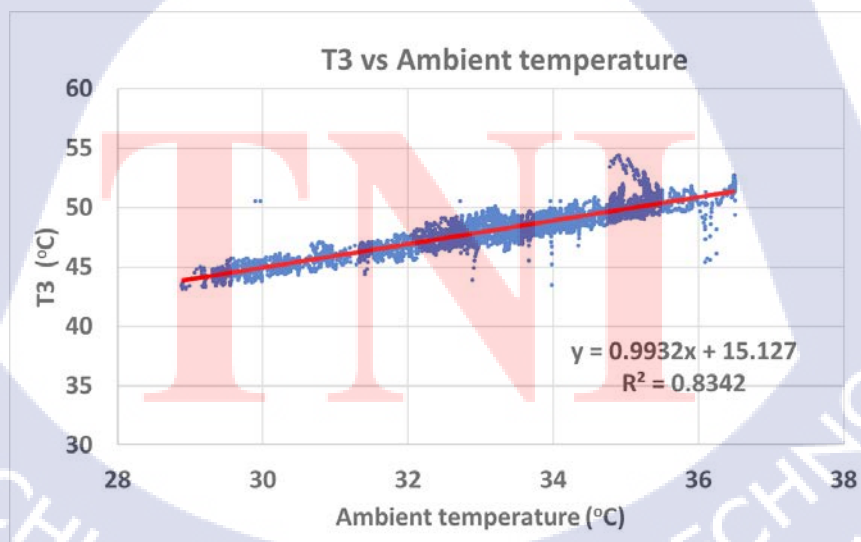
รูปที่ 4.43 ความสัมพันธ์ระหว่างภาระความเย็นที่อีแวพเพอเรเตอร์ (Cooling coil load) กับอุณหภูมิซูเปอร์ฮีต (T_{SH}) ของระบบใหม่

จากรูป 4.44 - 4.47 เป็นความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ได้แก่อุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ ทางออกคอนเดนเซอร์ ความดันด้านสูง และกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม เมื่ออุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงขึ้นอุณหภูมิ ความดันสารและกำลังไฟฟ้าก็จะเพิ่ม

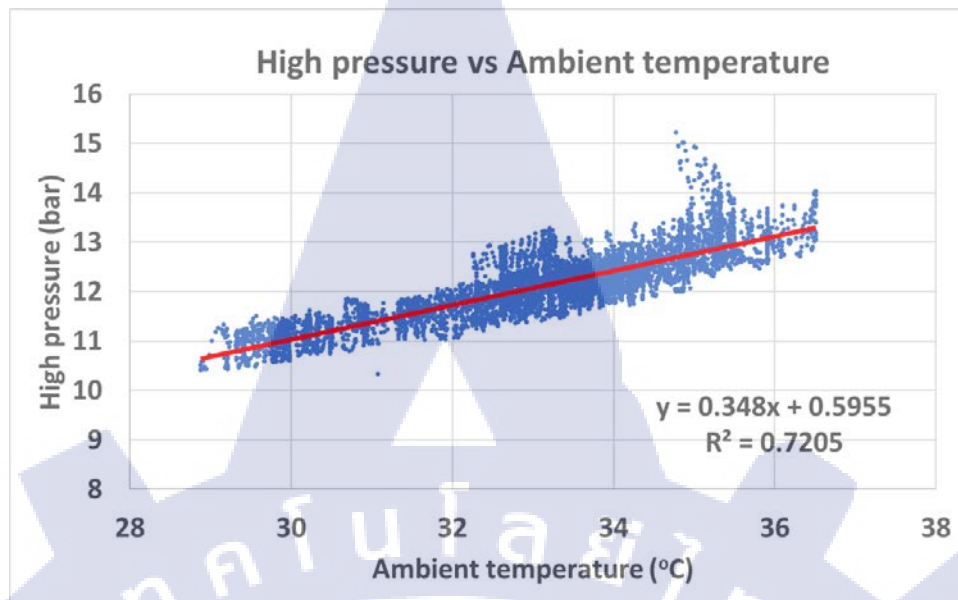
สูงขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากภาระการทำความเย็นจากมวลอากาศอุณหภูมิสูงจากบรรยากาศที่เล็ดลอดเข้าไปในตู้ โดยอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์ ความดันด้านสูง และกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ ต่างก็แปรผันตามอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมในลักษณะเส้นตรงทั้งสิ้น ดังรูปที่ 4.44 – 4.47



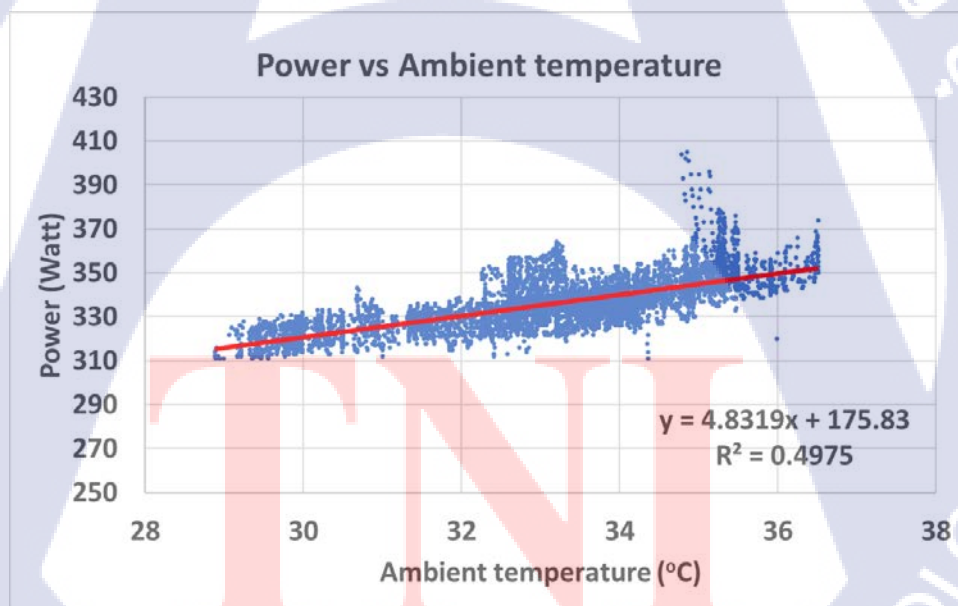
รูปที่ 4.44 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (T_2) กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบใหม่



รูปที่ 4.45 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกคอนเดนเซอร์ (T_3) กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบใหม่



รูปที่ 4.46 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูง (High pressure) กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบใหม่



รูปที่ 4.47 ความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ กับอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (T_{amb}) ของระบบใหม่

4.2.2 ฝั่งอากาศ

การทดสอบอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่หน้าและหลังอีแวพเพอเรเตอร์ทั้ง 4 ช่อง ตลอดการเปิดเครื่อง 4 วัน โดยวัดจากเซนเซอร์ที่ติดตั้งไว้ที่จุดเดียวกับของการทดสอบระบบดั้งเดิม

4.2.2.1 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นภายในช่องทำความเย็น

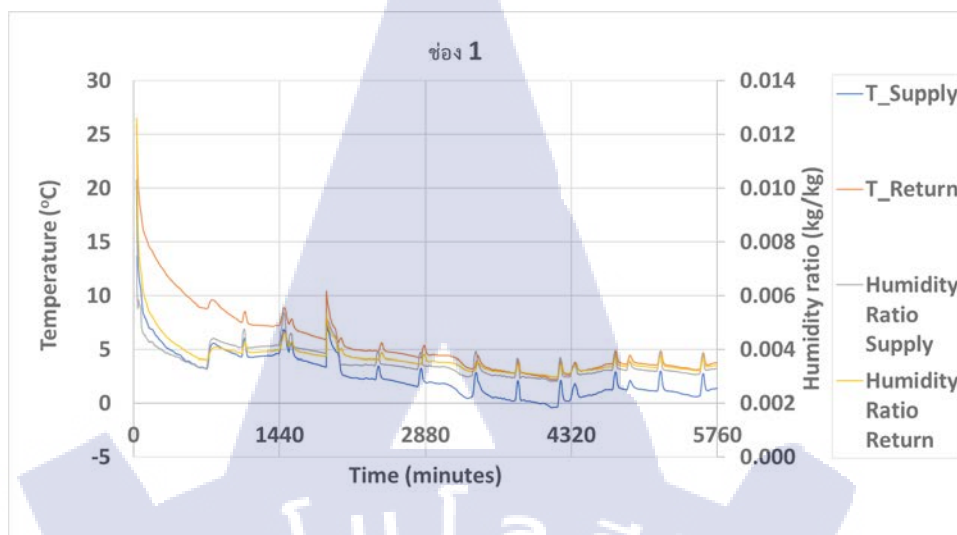
หลังจากเปิดเครื่องทำความเย็น อุณหภูมิในตู้ลดลงจากอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมอย่างรวดเร็วโดยในวันแรกทั้ง 4 ช่องยังทำอุณหภูมิได้ไม่ถึงอุณหภูมิเป้าหมาย โดยอยู่ในช่วง $5^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}$ โดยช่องที่ 1 มีอุณหภูมิต่ำที่สุดเนื่องจากโครงสร้างของท่อลดความดัน Capillary tube ถูกพันอยู่ในช่องแช่เย็นในตู้ ต่างจากช่องที่ 2, 3 และ 4 ดังได้กล่าวไปแล้ว หลังจากปล่อยให้ระบบทำงานต่อไปเรื่อย ๆ ในช่วงปลายวันที่ 2 อุณหภูมิทั้ง 4 ช่องค่อย ๆ ลดลงจนสามารถทำความเย็นได้ตามอุณหภูมิที่ตั้งไว้ 5°C

จะเห็นว่าเมื่อเวลาผ่านไปวันที่ 3-4 วัน อุณหภูมิจะค่อย ๆ ลดลงอีก และเริ่มคงที่ในช่วงปลายวันที่ 4 ซึ่งช่องที่ 4 เป็นช่องที่อุณหภูมิลดลงช้าที่สุด และมีผลต่างระหว่างอุณหภูมิลมจ่ายและลมกลับมากที่สุด เนื่องจากเป็นช่องขนาดใหญ่ มีผลิตภัณฑ์จำนวนมาก ทำให้มีการทำความเย็นสูงตามไปด้วย และในช่วงที่คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงาน และมีการเปิดประตูตู้อุณหภูมิภายในตู้จะแกว่งขึ้นเป็นช่วง ๆ ตลอด 4 วัน

อัตราส่วนความชื้นในช่วงแรกของทั้ง 4 ช่อง มีค่าสูง หลังจากเปิดระบบทำงาน อัตราส่วนความชื้นค่อย ๆ ลดลง ตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงเนื่องจากการควบแน่นความชื้นในอากาศที่อีแวพเพอเรเตอร์ โดยในช่วงแรกอัตราส่วนความชื้นที่หน้าและหลังอีแวพเพอเรเตอร์แตกต่างกันมากกว่าช่วงวันที่ 2-4 ที่ไม่มีการควบแน่นของไอน้ำในอากาศแล้ว ทำให้อัตราส่วนความชื้นคงที่ ดังรูปที่ 4.48 - 4.51

TNI

TAHITI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY



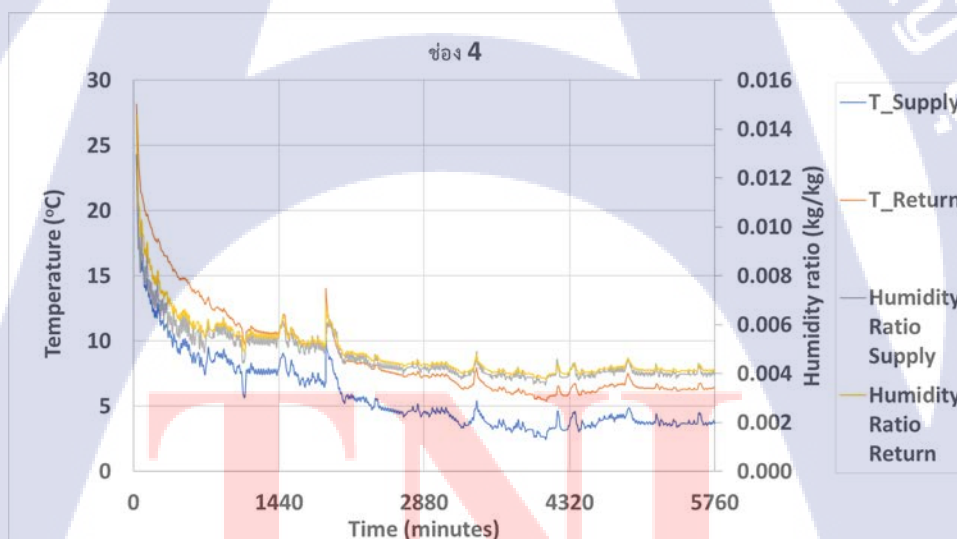
รูปที่ 4.48 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($\text{Humidity ratio}_{\text{supply}}$) และลมกลับ ($\text{Humidity ratio}_{\text{return}}$) ที่ห้องที่ 1 ของระบบใหม่



รูปที่ 4.49 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($\text{Humidity ratio}_{\text{supply}}$) และลมกลับ ($\text{Humidity ratio}_{\text{return}}$) ที่ห้องที่ 2 ของระบบใหม่



รูปที่ 4.50 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($Humidity\ ratio_{supply}$) และลมกลับ ($Humidity\ ratio_{return}$) ที่ห้องที่ 3 ของระบบใหม่



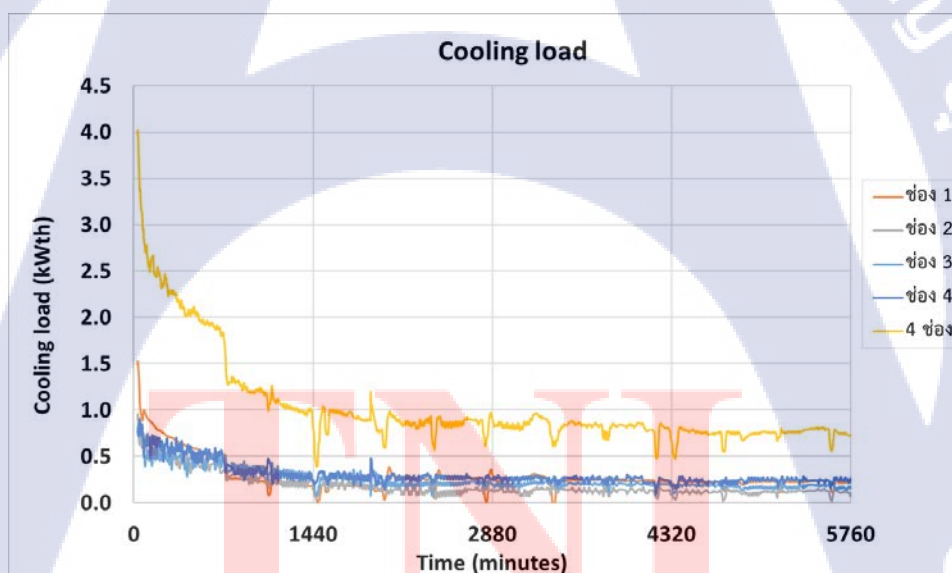
รูปที่ 4.51 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศฝั่งลมจ่าย (T_{supply}) และลมกลับ (T_{return}) และอัตราส่วนความชื้นฝั่งลมจ่าย ($Humidity\ ratio_{supply}$) และลมกลับ ($Humidity\ ratio_{return}$) ที่ห้องที่ 4 ของระบบใหม่

4.2.2.2 ภาระความเย็น

ภาระความเย็นภายในตู้ได้แก่ ความร้อนจากผลิตภัณฑ์ ความร้อนที่สะสมในมวลของโครงตู้ และอากาศร้อนที่อยู่ในตู้ การเปลี่ยนแปลงภาระความเย็นจากรูปที่ 4.52 ในช่วงวันแรกมีค่าโดยรวมที่ 1 - 4 kW_{th} ซึ่งส่วนใหญ่สูงกว่าคุณลักษณะจำเพาะของคอมเพรสเซอร์ที่ระบุค่าความสามารถในการทำความเย็นที่ 1.075 kW_{th} ดังรูปที่ 3.5 ในบทที่ 3

ในวันแรกอุณหภูมิอากาศภายในตู้ยังไม่ลดลงมาอยู่อุณหภูมิเป้าหมาย หลังจากวันที่ 2 ภาระความเย็นลดลงมาอยู่ในช่วง 1 kW_{th} ทำให้อุณหภูมิภายในตู้ต่ำกว่า 5 °C ได้ แต่ด้วยความร้อนที่รั่วไหลเข้ามาภายในตู้จากความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิบรรยากาศกับอุณหภูมิภายใน ทำให้ระบบทำความเย็นยังคงทำงานอย่างต่อเนื่อง และต้องทำด้วยความสามารถทำความเย็นสูงสุดตลอดเวลาการทำงาน เนื่องจากเป็นคอมเพรสเซอร์แบบความเร็วรอบคงที่ ซึ่งกำลังทำความเย็นต่ำกว่าคอมเพรสเซอร์เดิม

ในช่วงวันที่ 3-4 ภาระความเย็นลดลงเนื่องจากผลต่างระหว่างอุณหภูมิของลมจ่ายและลมกลับลดลง คอมเพรสเซอร์เริ่มมีการหยุดการทำงานบ่อยขึ้น

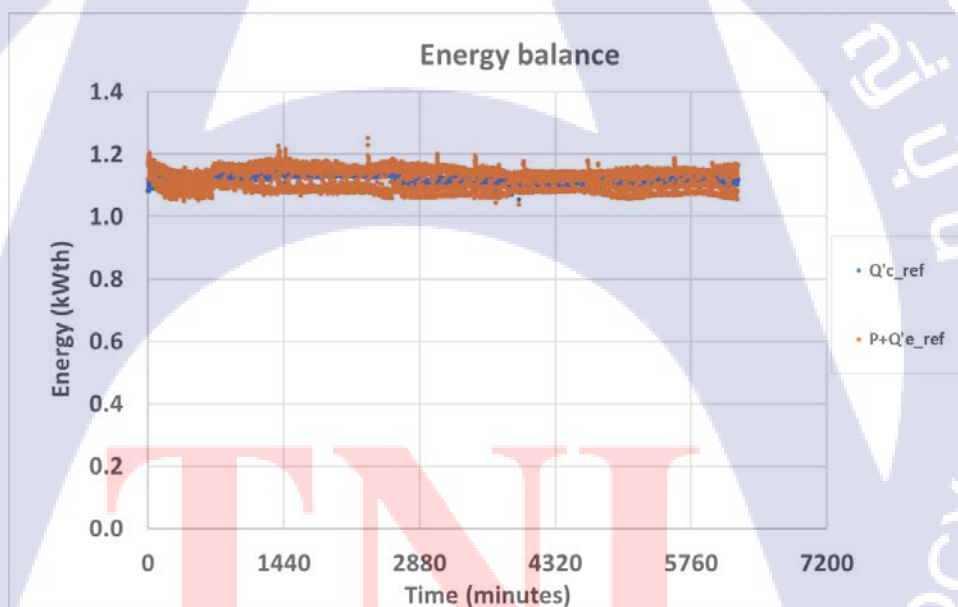


รูปที่ 4.52 การเปลี่ยนแปลงภาระความเย็นรวมและภาระความเย็นของแต่ละช่อง (Cooling load) ของระบบใหม่

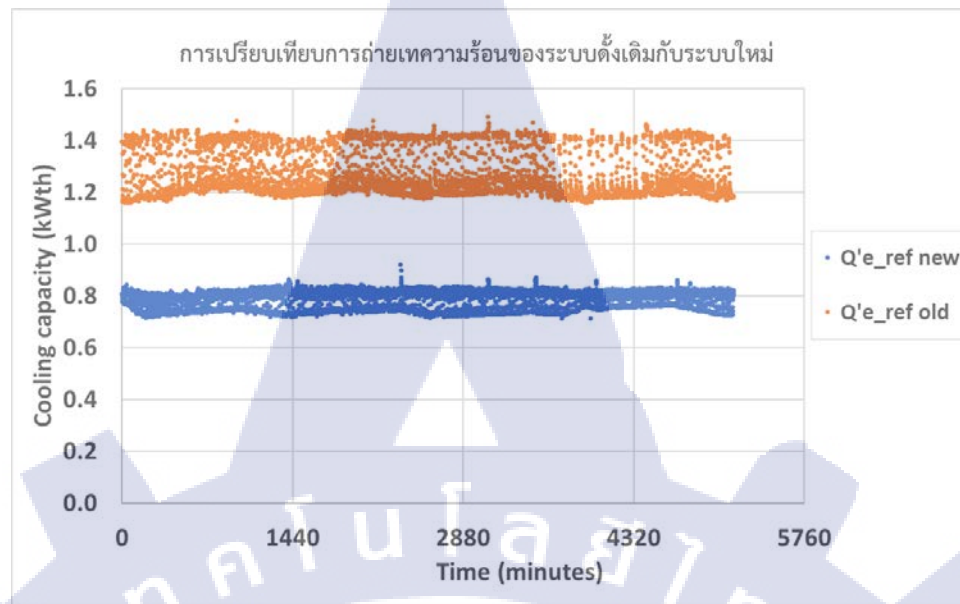
4.2.3 สมดุลพลังงาน

พลังงานที่ป้อนให้ระบบ ได้แก่ ผลรวมความร้อนที่ถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์กับพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์อัดสารทำความเย็น เท่ากับพลังงานที่ถูกถ่ายเทออกจากระบบที่คอนเดนเซอร์ แสดงเป็นกราฟตามเวลาได้ดังรูปที่ 4.53 แต่เมื่อเปรียบเทียบระหว่างระบบเก่าและระบบใหม่ จะเห็นว่าเมื่อเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ใหม่แล้ว ความสามารถในการทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์ลดลงอย่างชัดเจน ดังรูปที่ 4.54 แสดงว่าคอมเพรสเซอร์มีกำลังทำความเย็นไม่เพียงพอ ต้องปรับให้มีขนาดใหญ่ขึ้น โดยขนาดคอมเพรสเซอร์ไม่ควรใหญ่กว่าเดิม เพื่อให้สามารถติดตั้งเข้าไปในวงจรทำความเย็นได้

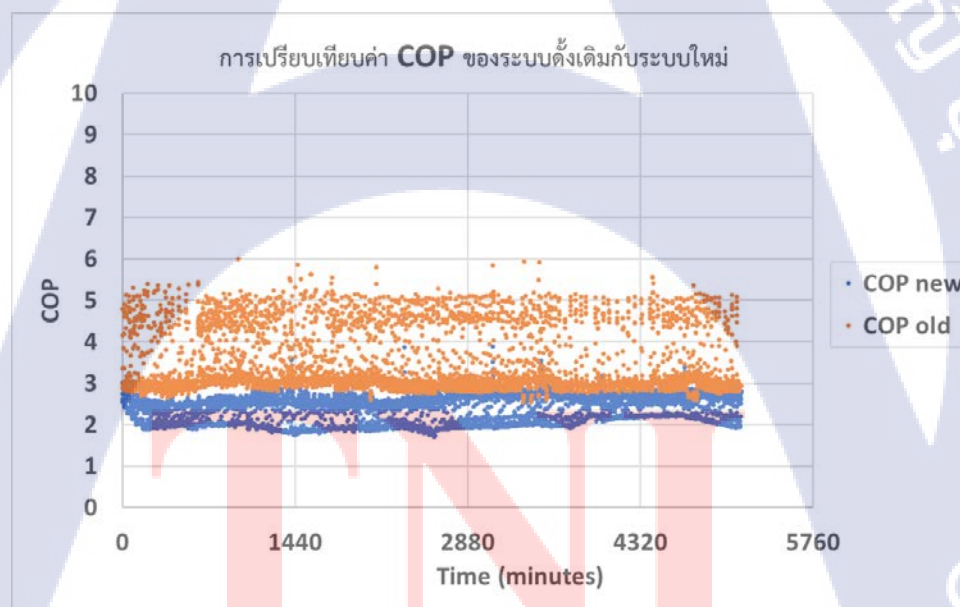
เมื่อเปรียบเทียบช่วงค่า COP ของระบบทำความเย็นกรณีใช้คอมเพรสเซอร์ญี่ปุ่นของเดิมกับคอมเพรสเซอร์ใหม่ที่ผลิตในประเทศไทย ปรากฏว่าค่า COP ของระบบเดิมดีกว่า ในขณะที่ค่าของระบบใหม่ก็ยังอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้และอยู่ในช่วงค่าทั่วไปของระบบทำความเย็นของตู้แช่เย็น คือ COP ระหว่าง 2 – 3



รูปที่ 4.53 สมดุลพลังงานที่ถ่ายโอนผ่านสารทำความเย็น ของระบบใหม่



รูปที่ 4.54 การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของระบบเดิมกับระบบใหม่



รูปที่ 4.55 การเปรียบเทียบค่า COP ของระบบเดิมกับระบบใหม่

จากผลการวิเคราะห์ระบบทำความเย็นที่ได้อภิปรายมาข้างต้น จะเห็นถึงความสำคัญของอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นในระบบ อุณหภูมิของอากาศลมจายหรือภายในช่องแช่เย็น และอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม ที่มีต่อสมรรถนะการทำความเย็นของระบบ ซึ่งค่าอุณหภูมินั้นติดตั้งเซนเซอร์วัดค่าได้ไม่ยาก แตกต่างจากค่าความดันที่จะวัดค่าได้ยากกว่า ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้มีแนวคิดในการพัฒนาระบบตรวจวัดอุณหภูมิแบบออนไลน์ เพื่อให้เหมาะสมกับการไปติดตั้งกับตู้ Vending Machine ที่ติดตั้งตามสถานที่ต่างๆ ภายนอกโรงงาน ซึ่งจะนำไปสู่การประเมินสมรรถนะระบบทำความเย็น และสามารถวางแผนการบำรุงรักษาได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

4.3 แนวคิดการพัฒนาระบบตรวจวัดอุณหภูมิออนไลน์

ระบบตรวจวัดอุณหภูมิออนไลน์ ใช้เซ็นเซอร์ pt-1000 และ เซ็นเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า (Current sensor) ต่อเชื่อมกับ NodeMCU ไมโครคอนโทรลเลอร์บอร์ดที่ต่อเชื่อมอินเทอร์เน็ตไร้สาย (WIFI) ได้ โดยจะส่งข้อมูลขึ้นไปเก็บไว้บนคลาวด์ (Cloud) และแจ้งเตือนเมื่อเกิดความผิดปกติ

เป้าหมายเพื่อตรวจสอบการทำงานของระบบทำความเย็น ด้วยการใช้คุณลักษณะการทำงานของตู้ในช่วงที่ตู้ทำงานปกติ มากำหนดขอบเขตช่วงการทำงานที่เหมาะสม เมื่อระบบทำความเย็นทำงานผิดปกติจากขอบเขตของตัวแปรที่กำหนด ระบบตรวจสอบออนไลน์จะทำการแจ้งเตือนให้มีความมาตรวจสอบการทำงานของระบบทำความเย็นของ Vending Machine และซ่อมบำรุงได้อย่างรวดเร็ว โดยมีเงื่อนไขดังนี้

1) การตรวจวัดกระแสของคอมเพรสเซอร์ด้วยเซนเซอร์วัดกระแส เมื่อกระแสของคอมเพรสเซอร์สูงเกินกว่าขอบเขตที่กำหนด อาจมีสาเหตุมาจากคอมเพรสเซอร์ขาดน้ำมันหล่อลื่น และในทางกลับกันเมื่อกระแสของคอมเพรสเซอร์ต่ำกว่าปกติ แสดงว่าสารทำความเย็นขาดหรือน้อยเกินไป ซึ่งอาจจะหมายถึงระบบจะมีการรั่วที่จุดต่าง ๆ

2) ตรวจวัดอุณหภูมิภายในช่องแช่เย็น โดยติดตั้งเซนเซอร์ด้านหน้าช่องปล่อยของบริเวณที่ลมถูกจ่ายออกมา โดยเมื่อมีช่องความเย็นใดที่ไม่มีการลดลงของอุณหภูมิจนถึงอุณหภูมิขอบเขตล่างที่ตั้งไว้ หมายถึงว่า ระบบทำความเย็นนั้นมีข้อผิดพลาดขึ้น หรืออาจจะเกิดปัญหาขึ้นกับโซลินอยล์วาล์วที่จ่ายน้ำยาให้กับช่องนั้น

3) ตรวจวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกของคอนเดนเซอร์ ถ้าอุณหภูมิที่จุดนั้นมีค่าสูงกว่าขอบเขตบนที่ตั้งไว้ หมายถึงว่าไม่สามารถถ่ายเทความร้อนออกจากระบบที่คอนเดนเซอร์ได้ โดยส่วนมากจะเกิดจากการมีสิ่งสกปรกเข้าไปอุดตัน ซึ่งถ้าระบบระบายความร้อนไม่ได้จะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์ลดลงด้วย เป็นผลให้สมรรถนะของระบบลดลงด้วยเช่นกัน



บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

บริษัทผู้ผลิตและจำหน่ายตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติ (Vending Machine) ในประเทศไทยแห่งหนึ่ง มีรูปแบบการดำเนินธุรกิจโดยนำเข้าตู้มือสองจากประเทศญี่ปุ่นมาปรับปรุงและตกแต่งเพื่อจำหน่ายให้กับลูกค้าในประเทศไทย ซึ่งตู้อาจถูกใช้งานมาก่อนอย่างยาวนานก่อน บางเครื่องคอมเพรสเซอร์เสื่อมประสิทธิภาพแล้ว อีกทั้งยังยากต่อการซ่อมบำรุงเนื่องจากไม่สามารถหาอะไหล่เดิมได้ หรือคอมเพรสเซอร์ใกล้หมดอายุการใช้งาน

ทางบริษัทจึงต้องการทำวิจัยเพื่อปรับเปลี่ยนระบบทำความเย็นให้ทำงานได้เสถียรขึ้น โดยการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ให้เป็นแบบที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย ในขณะที่ระบบทำความเย็นทำงานได้ประสิทธิภาพใกล้เคียงของเดิม รวมไปถึงการพัฒนาแนวทางการตรวจวัดสมรรถนะการทำความเย็นแบบออนไลน์ด้วย

งานวิจัยนี้ได้ดำเนินการครบถ้วนตามวัตถุประสงค์ที่กำหนดไว้ดังบทที่ 1 และให้ผลสรุปของการทดสอบสมรรถนะของระบบทำความเย็นของตู้จำหน่ายเครื่องดื่มอัตโนมัติทั้งก่อนและหลังการเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ ดังนี้

5.1 ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์

จากการทดสอบกับตู้เดียวกัน การถ่ายเทความร้อนออกจากตู้เมื่อมีภาระการทำความเย็นเป็นผลิตภัณฑ์เครื่องดื่มในปริมาณที่เท่ากัน พบว่าคอมเพรสเซอร์เดิมมีความสามารถในการทำความเย็นหรืออัตราการถ่ายโอนความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์ได้มากกว่า ที่ค่าเฉลี่ย $1.25 \pm 0.08 \text{ kW}_{th}$ ส่วนระบบทำความเย็นใหม่มีการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย $0.78 \pm 0.04 \text{ kW}_{th}$ หรือลดลงไปร้อยละ 37.6

แสดงว่าคอมเพรสเซอร์ที่เลือกมาใหม่นั้น แม้ว่าจะมีขนาดและรูปร่างที่เหมาะสม และได้รับคัดเลือกและประเมินในเบื้องต้นมาดีแล้ว แต่เมื่อทดสอบจริงกลับพบว่าความสามารถในการทำความเย็นยังไม่เพียงพอ อย่างไรก็ตาม กระบวนการตรวจวัดและประเมินประสิทธิภาพที่ได้ดำเนินการในงานวิจัยนี้ ก็สามารถจะไปประยุกต์ใช้กับคอมเพรสเซอร์ตัวใหม่ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นได้เช่นกัน โดยผู้วิจัยได้เตรียมดำเนินการจัดซื้อมาทดสอบแล้ว ซึ่งในการวิจัยขั้นต่อไปก็จะได้คอมเพรสเซอร์ที่สามารถทำความเย็นเพื่อรองรับภาระความเย็นทั้งตู้ได้

5.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP)

การประเมินค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นโดยรวม (COP) ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ตั้งแต่ระบบอยู่ที่สภาวะเริ่มต้น โดยผลิตภัณฑ์ทั้งหมดอยู่ที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม จนระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว โดยไม่มีการก่ดผลผลิตก้อนออกมา มีกรอบเวลารวม 4 วัน

ตลอดทั้งการทดสอบระบบดั้งเดิมที่ติดตั้งคอมเพรสเซอร์จากญี่ปุ่น มีค่า COP เฉลี่ยเท่ากับ 3.43 ± 1.04 ในขณะที่ระบบทำความเย็นที่ติดตั้งคอมเพรสเซอร์ใหม่ที่ผลิตในประเทศไทย มีค่าเฉลี่ย COP เท่ากับ 2.35 ± 0.34 ลดลงร้อยละ 31.5

อย่างไรก็ดี แม้ว่าระบบใหม่จะมี COP ต่ำกว่าแต่ก็มีข้อได้เปรียบที่บริษัทจะไม่ต้องเสี่ยงกับระบบทำความเย็นมือสองที่ถูกใช้งานมาอย่างยาวนาน จนคอมเพรสเซอร์อาจเสียได้ทุกเมื่อ นำมาซึ่งความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนคอมเพรสเซอร์ โดยผลการวิจัยนี้แสดงว่าคอมเพรสเซอร์ที่เลือกมาทดแทนนั้นสามารถทำความเย็นได้ แม้ว่าจะยังไม่เพียงพอต่อภาระความเย็นทั้งหมด แสดงให้เห็นจากช่วงเวลาที่คอมเพรสเซอร์ตัดหรือหยุดการทำงานที่น้อยน้อยกว่ำ และทำอุณหภูมิได้ช้ากว่า จึงทำให้ทราบว่าจะต้องปรับเปลี่ยนขนาดของคอมเพรสเซอร์และทำการทดสอบในลำดับต่อไป ซึ่งใช้เวลาเพิ่มขึ้นอีกไม่มาก และคาดว่าจะได้ค่ากำลังการทำความเย็นที่อืแวพเพอเรเตอร์และ COP ที่ทัดเทียมกับคอมเพรสเซอร์จากญี่ปุ่นมากยิ่งขึ้น

5.3 ข้อเสนอแนะเพื่อการทำวิจัยต่อ

การทำวิจัยเพื่อพัฒนาระบบทำความเย็นสำหรับตู้แช่เย็นมือสองนำเข้าจากต่างประเทศนี้ควรดำเนินการอย่างต่อเนื่อง โดยมีแนวทางเพื่อการสร้างระบบที่มีความจำเพาะเหมาะสมกับการใช้งานในประเทศไทยยิ่งขึ้น ประหยัดการใช้พลังงานยิ่งขึ้น สมรรถนะการทำงานของระบบดีกว่าแบบเดิม และระบบมีความเสถียรและน่าเชื่อถือ ยกตัวอย่าง หัวข้อวิจัยดังนี้

5.3.1 การทดสอบระบบทำความเย็นที่ใช้คอมเพรสเซอร์ใหม่ กรณีที่มีการก่ดกระป๋องและ/หรือขวดน้ำออกมา ตามรูปแบบการก่ดน้ำออกมาจริง

5.3.2 การพัฒนาระบบประเมินสมรรถนะออนไลน์สำหรับตู้แช่ที่ติดตั้งในสถานที่ทำงานจริงภายนอกโรงงาน อย่างเต็มรูปแบบ และเชื่อมโยงข้อมูลเข้าสู่ระบบฐานข้อมูลของบริษัท

5.3.3 การเปลี่ยนคอยล์เย็นทั้งด้านความสามารถในการทำความเย็นและจำนวนให้
เหมาะสมกับคอมเพรสเซอร์ของบริษัทผู้ผลิต ที่ผลิตขึ้นในประเทศไทย โดยอาจต้องเปลี่ยนจำนวนช่อง
แช่เย็นด้วยหากจำเป็น

5.3.4 การเพิ่มความสามารถในการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์

5.3.5 การเปลี่ยนสารทำความเย็นให้เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมมากยิ่งขึ้น

5.3.6 การทำบอร์ดควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็นแบบ
ป้อนกลับ (Feedback Control)



สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น

THAI - JAPAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY

บรรณานุกรม

TNI

บรรณานุกรม

- [1] Y. Higuchi, “History of the development of beverage vending machine technology in Japan,” *National Museum of Nature and Science: Survey Reports on the Systemization of Technologies*, vol.7, no.2, pp.1-69, March 2007.
- [2] T. Kajimura et al., “Present status and future prospects of vending machines,” *Fuji Electric Review*, vol.49, no.1, pp.2–6, 2003.
- [3] M. Takao, “Cooling technology for global vending machine installed in high-temperature high-humidity environments,” *Fuji Electric Review*, vol.61, no.3, pp.202–206, 2015.
- [4] O. Katsuyuki, “Vending machine that can sell -5 °C beverages,” *Fuji Electric Review*, vol.65, no.1, pp.10–14, 2019.
- [5] I. Shin, “ZERO heating power vending machine 'Hybrid ZERO',” *Fuji Electric Review*, vol.61, no.3, pp.163–167, 2015.
- [6] R.S. Khurmi and J. K. Gupta, *A Textbook of Refrigeration and Air Conditioning*, New Delhi: Rajendra Ravindra Printers, 2014.
- [7] Suzuki et al., “Refrigeration system with compressor using refrigeration oil insoluble in refrigerant,” U.S. Patent 5542266, September 20, 1994.
- [8] Z. DeWitt and M. Roeschke, “Optimal refrigeration control for soda vending machine,” *Energy, Controls, & Applications Lab • Energy Systems and Control*, [Online]. Available: http://watttime.org/app/uploads/2019/03/Optimal-Refrigeration-Control-For-Vending-Machines_May_2015.pdf [Accessed: October 5, 2019].
- [9] A. B. Karim et al., “Monitoring food storage humidity and temperature data using IoT,” *MOJ Food Processing & Technology*, vol. 6, no. 4, pp.400-404, August 2018.

- [10] J. Guo et al., "The performance of finite-time refrigerators with rankine cycles," *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 536 no.122529, pp.1-13, December 2019.
- [11] K. Kirby, "Technical Specification AE4440Y-SR," [Online]. Available: http://compressor.kulthorn.com/compressor_detail/1334&5 [Accessed: September 26, 2019].



ภาคผนวก

TNI

ภาคผนวก ก.
รายการสัญลักษณ์

TNI

รายการสัญลักษณ์

COP	คือ	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น
T_1	คือ	อุณหภูมิทางออกอีแวพเพอเรเตอร์, °C
T_2	คือ	อุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์, °C
T_3	คือ	อุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์, °C
h_1	คือ	เอนทาลปีจุดที่ 1 ทางออกอีแวพเพอเรเตอร์, kJ/kg
h_2	คือ	เอนทาลปีจุดที่ 2 ทางออกคอมเพรสเซอร์, kJ/kg
h_3	คือ	เอนทาลปีจุดที่ 3 ทางออกคอนเดนเซอร์, kJ/kg
h_4	คือ	เอนทาลปีจุดที่ 4 ทางออกแคปปิลารี่ทิลป์, kJ/kg
q_e	คือ	การถ่ายเทความร้อนจำเพาะที่อีแวพเพอเรเตอร์ของสารทำความเย็น, kJ/kg
W_{comp}	คือ	พลังงานจำเพาะที่คอมเพรสเซอร์ได้รับ, kJ/kg
$\dot{W}_{comp}$	คือ	กำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์, kW
$\dot{m}_{ref}$	คือ	อัตราการไหลของสารทำความเย็น, kg/s
$\dot{Q}_{e_ref}$	คือ	การถ่ายเทความร้อนที่อีแวพเพอเรเตอร์ของสารทำความเย็น, kW
$\dot{Q}_{c_ref}$	คือ	การถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของสารทำความเย็น, kW
ω	คือ	อัตราส่วนความชื้น (kg water vapor/ kg dry air)
m_v	คือ	มวลของไอน้ำ (kg)
m_a	คือ	มวลของอากาศ (kg)
P_v	คือ	ความดันของไอน้ำ (kPa)
P_a	คือ	ความดันย่อยของอากาศแห้ง (kPa)
P	คือ	ความดันอากาศในบรรยากาศ (kPa)
ϕ	คือ	อัตราส่วนความชื้นสัมพัทธ์
P_g	คือ	ความดันอิ่มตัวของน้ำที่อุณหภูมินั้น (kPa)
h_a	คือ	เอนทาลปีของอากาศแห้ง (kJ/kg)
h_g	คือ	เอนทาลปีของไอน้ำ (kJ/kg)
c_p	คือ	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (kJ/kg °C)
T	คือ	อุณหภูมิอากาศ (°C)
Δh_{air}	คือ	การเปลี่ยนแปลงของเอนทาลปีของอากาศ, kJ/kg
h_r	คือ	เอนทาลปีของลมกลับ, kJ/kg

h_s	คือ	เอนทาลปีของลมกลับ, kJ/kg
$\dot{m}_{air}$	คือ	อัตราการไหลของอากาศในช่องแช่เย็น, kg/s
$\dot{Q}_{e_air}$	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ, kW _{th}
E_{system}	คือ	พลังงานในระบบ, kW
$\dot{E}_{in}$	คือ	พลังงานที่ใส่เข้าไปในระบบ, kW
$\dot{E}_{out}$	คือ	พลังงานที่ถูกถ่ายเทออกจากระบบ, kW
LP	คือ	ความดันด้านต่ำในวงจรความเย็น, bar
HP	คือ	ความดันด้านสูงในวงจรความเย็น, bar
T_e	คือ	อุณหภูมิสารทำความเย็นอิมดัวที่อีแวพเพอเรเตอร์, °C
T_{SH}	คือ	อุณหภูมิซูเปอร์ฮีต, °C
T_{amb}	คือ	อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม, °C
T_{supply}	คือ	อุณหภูมิอากาศของลมจ่าย, °C
T_{return}	คือ	อุณหภูมิอากาศของลมกลับ, °C



TNI