

การศึกษาผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นแบบระเหย

The effect of cool water on efficiency of evaporative cooling



T119212



เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน 119212  
วัน,เดือน,ปี - 6 ส.ค. 2554

b. 10215008  
i. ....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเกษตร

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นแบบระเหย

The effect of cool water on efficiency of evaporative cooling



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเกษตร

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# การศึกษาผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นแบบระเหย

## The effect of cool water on efficiency of evaporative cooling



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเกษตร

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2553

ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นแบบระเหย

The effect of cool water on efficiency of evaporative cooling

ผู้จัดทำ

1. นายณัฐพงษ์ วงศ์ษาไชย รหัสประจำตัว 50010472
2. นายธีรวุฒิ รักเหยา รหัสประจำตัว 50010713
3. นายอภิชาติ จันทรวีระชัย รหัสประจำตัว 50011852

เนติธิดา ใต้อาณาเขต

อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.ดร.ณัตวิภา เกียรติระโนวชิระ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การศึกษาผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบระเหย

นาย ฉัฐพงษ์ วงศ์ษาไชย

นาย ชีรวุฒิ รักเหย้า

นาย อภิชาติ จันทรวีระชัย

ผศ.ดร.ฉัตติภา เกียรติระโนวชิระ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2553

### บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์นี้ได้ทำการศึกษเกี่ยวกับระบบการทำความเย็นแบบระเหย โดยการควบคุม อุณหภูมิของน้ำที่ปล่อยลงสู่แผงรับน้ำ เพื่อทดลองหาความสัมพันธ์ ระหว่างอุณหภูมิภายในห้องทำความเย็น และความชื้นของระบบการทำความเย็นแบบระเหย โดยการทดลองจะทำการทดลองที่อัตราการไหล 0.018 ลิตร ต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที โดยในแต่ละอัตราการไหลจะใช้น้ำที่มีอุณหภูมิ ต่างๆกันที่อุณหภูมิห้อง, 10 °C, 6 °C, 4 °C, 2 °C ตามลำดับ ซึ่งห้องทำความเย็นจะถูกทดสอบกลางแจ้งเป็นเวลา 5 ชั่วโมง โดยที่อัตราการไหลที่ 0.018 ลิตรต่อวินาทีที่มีความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของภายนอกห้อง กับภายในห้องประมาณ 9 °C ความชื้นเพิ่มขึ้นประมาณ 31-42 % ในทำนองเดียวกันที่ อัตราการไหล 0.014 ลิตรต่อวินาที และ 0.010 ลิตรต่อวินาที ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของภายนอกห้องกับภายในห้อง ประมาณ 7-14 °C ความชื้นเพิ่มขึ้นประมาณ 28-33 % , 8-11 องศาเซลเซียส ความชื้นเพิ่มขึ้น ประมาณ 26-38 % ตามลำดับ ซึ่งจะสังเกตได้ว่าที่อัตราการไหล 0.010 ลิตรต่อวินาที ได้ค่าการลดลงของอุณหภูมิมากที่สุด ส่วนความชื้นมากที่สุดอยู่ที่อัตราการไหล 0.018 ลิตรต่อวินาที ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบแล้ว ไม่ค่อยแตกต่างกัน มากนัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## The effect of cold water on efficiency evaporative cooling

Nuttapong Wongsachai

Teerawut Rakyhao

Apichart Janweerachai

Asst.Prof.Dr. Natvipa Jayranaiwachira

Academic Year 2553

### Abstract

This thesis focuses on the study of the evaporative cooling system by controlling the temperature of water released into the evaporative cooling pad to experiment the relationship from inside temperature and relative humidity in the system of evaporative cooling. The experimental will be tested at flow rate 0.018, 0.014, 0.010 liters per second. In each of flow rate will have used in different of water temperature such as ambient water, 10 °C, 6 °C, 4 °C and 2 °C respectively. The cooling room will be testing outdoors for 5 hours. By the flow rate of 0.018 liters per second, there is a difference between the outside temperature and inside temperature about 9 °C, relative humidity rise about 31-42%. Similarly, the flow rate 0.014 liters per second, and 0.010 liters per second. The difference between the outside temperature and inside temperature about 7-14 °C, relative humidity rise about 28-33% and at 8-11 °C, relative humidity rise about 26-38 %. We found that the flow rate at 0.010 liters per second will influence to the most temperature decreasing. Most of relative humidity was at flow rate 0.018 liters per second, which compared not much varies.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ สำเร็จได้ด้วยคามอนุเคราะห์จากหลายท่านด้วยด้วยกันที่ได้ให้คำปรึกษา และความช่วยเหลือด้านต่างๆ ทางผู้จัดทำขอขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่ให้การสนับสนุนทางด้านต่างๆ และเป็นกำลังใจ พร้อมทั้งอาจารย์ที่ปรึกษา ที่ให้คำปรึกษาแนะนำในทุกๆด้าน ทางผู้จัดทำขอขอบพระคุณ

ผศ.ดร.ณัฏวิภา เจียรระโนวชิระ

คณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเกษตรและเจ้าหน้าที่ประจำ Workshop ทุกท่าน



นายณัฐพงษ์ วงศ์ษาไชย

นายธีรวุฒิ รักเหยา

นายอภิชาติ จันทร์วีระชัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญภาพ	ช
สารบัญตาราง	ญ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ปัญหาและเหตุผลในการศึกษา	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของการศึกษา	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 หลักการ และทฤษฎี	3
2.1 เจ็อนไขสูงสุดการเก็บรักษา	3
2.2 ข้อมูลของการขนส่ง	3
2.3 ระบบการลดอุณหภูมิ และการทำความเย็นแบบระเหย	4
2.4 ทฤษฎีที่เกี่ยวกับการทำความเย็นแบบระเหย	4
2.4.1 การทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง	4
2.4.2 การทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม	6
2.4.3 การทำความเย็นแบบรวมทั้งโดยตรงและอ้อม	7
2.5 การประเมินคุณภาพและการเก็บรักษาไม้ดอกไม้ประดับ	8
2.6 ปัจจัยที่มีผลต่ออายุการเก็บรักษา	9
2.6.1 อุณหภูมิ	9
2.6.2 ความชื้นในอากาศ	9
2.6.3 แสง	9
2.6.4 การหมุนเวียนอากาศ	9
2.7 หลักการการทำความเย็นแบบระเหย	10
2.7.1 ทฤษฎีพลังงาน	10
2.8 ลักษณะของ Evaporative Cooling บน Psychrometric Chart	15
2.9 ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบระเหย	16
2.10 ภาระการทำความเย็น (Cooling Load)	16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
2.11 การคำนวณภาระทำความเย็น (Cooling Load Calculation)	18
2.12 ความแตกต่างอุณหภูมิของเพดานและพื้นห้องเย็น	20
2.13 การคำนวณภาระจากตัวสินค้า (Calculating the Product load)	20
2.14 Chilling Rate Factor	21
2.15 การแช่แข็งสินค้าและการเก็บ (Product Freezing and Storage)	21
2.16 ความร้อนจากการคายน้ำ (Respiration Heat)	22
2.17 ภาชนะบรรจุและวัสดุในการหีบห่อ (Containers and Packing Materials)	22
2.18 การใช้ค่าความปลอดภัย (Use of Safety Factor)	23
บทที่ 3 การออกแบบและขั้นตอนการดำเนินงาน	24
3.1 การออกแบบและการคำนวณ	24
3.1.1 ห้องทำความเย็น	24
3.1.2 แผงอีวาพอเรเตอร์ (Evaporative Cooling system)	28
3.1.3 การเลือกขนาดพัดลมเป่าอากาศ	31
3.1.4 ระบบการป้อนน้ำ (Pump)	31
3.1.5 เครื่องทำน้ำเย็น (Cool Water system)	32
3.1.6 การออกแบบระบบทำน้ำเย็น	33
3.2 ขั้นตอนการดำเนินงาน	33
3.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	33
บทที่ 4 การทดลองและการวิเคราะห์ผล	44
4.1 วิธีการทดลอง	44
4.2 ผลการทดลอง และวิเคราะห์ผลการทดลอง	48
4.2.1 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำต่างๆกัน ด้วยอัตราการไหลของน้ำเย็น 0.018, 0.014 และ 0.010 ลิตร ต่อวินาที ตั้งแต่เวลา 9.00 – 15.00 น.	48
4.2.2 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและ อุณหภูมิภายนอกห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ช่วงเวลา 9.00-15.00 น.	51
4.2.3 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 25°C,10°C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ อัตราการไหลของน้ำ 0.018, 0.014 และ0.010 ลิตรต่อวินาที ช่วงเวลา 9.00 -15.00น.	55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**สารบัญ(ต่อ)**

	หน้าที่
4.2.4 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อุณหภูมิ น้ำ 25°C, 10°C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน ช่วงเวลา 9.00 – 15.00 น. ที่อุณหภูมิเดียวกันอัตราการไหลที่แตกต่างกัน	57
4.2.5 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน อุณหภูมิ น้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ช่วงเวลา 9.00-15.00 น.	59
บทที่ 5 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	63
5.1 สรุปผลการทดลอง	63
5.1.1 อุณหภูมิภายในห้องทำความเย็นจะมีผลเปลี่ยนแปลงไปตามช่วงเวลาที่ใช้ในการทดลอง	63
5.1.2 อุณหภูมิ น้ำที่มีผลต่ออุณหภูมิภายในห้องและความชื้น	63
5.1.3 การวิเคราะห์ความแตกต่างของอุณหภูมิ น้ำเย็นและอัตราการไหลที่ใช้	64
5.2 ข้อเสนอแนะ	64
ภาคผนวก ก.	66
ภาคผนวก ข.	82
ภาคผนวก ค.	88
ภาคผนวก ง.	90
บรรณานุกรม	92

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้าที่
รูปที่ 2.1 ระบบ Pad System	4
รูปที่ 2.2 ตัวอย่างของแผงซับความชื้น	5
รูปที่ 2.3 ระบบการทำความเย็นแบบระเหยชนิดไม่ใช้ตัวกลาง (ระบบม่านน้ำ)	5
รูปที่ 2.4 ระบบทำความเย็นแบบระเหยที่อาศัยตัวกลาง (Evaporative Pad)	6
รูปที่ 2.5 การทำงานของ Indirect Evaporative Cooling	6
รูปที่ 2.6 ไลอะแกรมของระบบ Indirect Evaporative Cooling	7
รูปที่ 2.7 ไลอะแกรมของระบบ Indirect-Direct Evaporative Cooling	7
รูปที่ 2.8 ลักษณะของระบบ Direct Evaporative Cooling บนแผนภูมิ Psychometric	15
รูปที่ 3.1 การออกแบบห้องทำความเย็น (Storage room)	25
รูปที่ 3.2 ลักษณะการทำงานของ Evaporative Cooling pad	28
รูปที่ 3.3 Psychometric chart	29
รูปที่ 3.4 ขนาดของแผงซับความชื้น (Evaporative Cooling pad)	30
รูปที่ 3.5 การประกอบ แผงแผงซับความชื้น (Evaporative Cooling pad)	30
รูปที่ 3.6 ปุ่มแบบจุ่มน้ำ	31
รูปที่ 3.7 คอมเพรสเซอร์ตู้เย็น	32
รูปที่ 3.8 แผนภาพของระบบทำน้ำเย็น (Diagram of Cooling Water)	33
รูปที่ 3.9 ชุดระบบทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิทำน้ำเย็น	34
รูปที่ 3.10 Evaporator ที่ทำมาจากท่อทองแดง	34
รูปที่ 3.11 Compressor ของระบบทำน้ำเย็น	35
รูปที่ 3.12 Condenser และพัดลมระบายความร้อนของ Condenser	36
รูปที่ 3.13 Capillary tube	36
รูปที่ 3.14 Thermostat แบบดิจิตอล	37
รูปที่ 3.15 Thermometer	38
รูปที่ 3.16 เทอร์โมคัปเปิ้ล Type K	38
รูปที่ 3.17 เทอร์โมมิเตอร์กระเปาะเปียกกระเปาะแห้ง	39
รูปที่ 3.18 แผงซับน้ำ Cooling pad	40
รูปที่ 3.19 การติดตั้งปุ่มแบบจุ่มน้ำ	40
รูปที่ 3.20 ท่อส่งน้ำเย็น	41
รูปที่ 3.21 ฉนวนหุ้มท่อส่งน้ำเย็น	41
รูปที่ 3.22 พัดลมเป่าอากาศ (Blower)	42

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญภาพ(ต่อ)

ภาพที่	หน้าที่
รูปที่ 3.23 รางปล่อยน้ำ	42
รูปที่ 3.24 วาล์วควบคุมอัตราการไหล	43
รูปที่ 4.1 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็น	44
รูปที่ 4.2 ลักษณะการติดตั้งแผงซับน้ำ(Cooling pad)และการติดตั้งพัดลม	45
รูปที่ 4.3 แผนภาพแสดงการติดสายเทอร์โมคัปเปิ้ลตามจุดต่างๆ	46
รูปที่ 4.4 แผนภาพลักษณะการทดลองระหว่างอัตราการไหลกับอุณหภูมิน้ำเย็น	47
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 25 °C	48
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 10 °C	48
รูปที่ 4.7 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 6 °C	49
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 4 °C	49
รูปที่ 4.9 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 2 °C	50
รูปที่ 4.10(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.018 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 C ตามลำดับ	51
รูปที่ 4.11(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.014 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ	52
รูปที่ 4.12(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.010 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ	53
รูปที่ 4.13 กราฟแสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.018 ลิตรต่อวินาที	55
รูปที่ 4.14 กราฟแสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที	55
รูปที่ 4.15 กราฟแสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.010 ลิตรต่อวินาที	56
รูปที่ 4.16 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.018 ลิตรต่อวินาที	57
รูปที่ 4.17 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014ลิตรต่อวินาที	57
รูปที่ 4.18 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.010ลิตรต่อวินาที	58

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**สารบัญภาพ(ต่อ)**

ภาพที่	หน้าที่
รูปที่ 4.19 (ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ	59
รูปที่ 4.20 (ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ	60
รูปที่ 4.21(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกที่อัตราการไหลของน้ำ 0.010 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ	61
รูปที่ ข.1 – ข. 4 แสดงตัวอย่างการออกแบบระบบทำความเย็นโดยการใช้โปรแกรม Solid Works	86
รูปที่ ค.1 ตัวอย่างการใช้โปรแกรม Computer Aided Thermodynamic Table 2 เพื่อหาความชื้นสัมพัทธ์	89
รูปที่ ง.1 แสดงภาพ lay out ของระบบทำความเย็นซึ่งประกอบด้วย Compressor, Condenser และ Tank	91
รูปที่ ง.2 แสดง Dimensions ของ compressor, wiring diagram และ mounting kit ตามลำดับ	91



## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้าที่
ตารางที่ 3.1	27
ตารางที่ 3.2	31
ตารางที่ ก.1	67
ตารางที่ ก.2	68
ตารางที่ ก.3	69
ตารางที่ ก.4	70
ตารางที่ ก.5	71
ตารางที่ ก.6	72
ตารางที่ ก.7	73
ตารางที่ ก.8	74
ตารางที่ ก.9	75
ตารางที่ ก.10	76
ตารางที่ ก.11	77
ตารางที่ ก.12	78
ตารางที่ ก.13	79
ตารางที่ ก.14	80
ตารางที่ ก.15	81

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ปัญหาและเหตุผลในการศึกษา

เนื่องจากปัจจุบันการพัฒนาการเกษตรก้าวหน้าไปอย่างมาก และโดยเฉพาะอย่างยิ่งธุรกิจเกี่ยวกับจำพวกไม้ดอกไม้ประดับ หรือพืชเศรษฐกิจอื่นๆ และในปัจจุบันมีแนวโน้มในการส่งออกมากยิ่งขึ้น แต่การส่งออกดอกไม้จำเป็นต้องมีสภาพอากาศที่เหมาะสมในการเก็บรักษาหลังจากการตัดภายในฟาร์ม เพื่อยืดอายุให้ดอกไม้หลังการตัดให้มีสภาพดีและมีอายุการใช้งานที่นาน ดังนั้นการเก็บรักษาจึงเป็นปัญหาสำคัญอย่างหนึ่งที่เราจำเป็นต้องมีการคำนึงถึง อันมีสาเหตุมาจากอุณหภูมิ และความชื้นที่ไม่เหมาะสม เนื่องจากห้องที่ใช้ในเก็บรักษาขณะขนส่งมีความไม่เหมาะสม ดังนั้นจึงมีการคิดค้นหาระบบที่เหมาะสม ดอกไม้แต่ละชนิดมีโครงสร้างที่ไม่เหมือนกันทำให้มีความต้องการอุณหภูมิค่าและความชื้นสัมพัทธ์ที่สูงแตกต่างกันออกไปในการเก็บรักษา ซึ่งดอกไม้ส่วนใหญ่ต้องการความชื้นสัมพัทธ์ที่สูงมาก ความชื้นดังกล่าวจะช่วยป้องกันการสูญเสียน้ำและการเหี่ยวของดอกไม้ได้

ระบบทำความเย็นในการเก็บรักษาไม้ตัดดอกนั้นมีความสำคัญเป็นอย่างมาก ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของดอกไม้ที่ใช้เก็บรักษา และส่วนใหญ่ต้องการความชื้นในการเก็บรักษาที่สูง ระบบทำความเย็นที่ใช้อยู่ทั่วไปในปัจจุบันนี้อยู่ในรูปแบบของระบบปรับอากาศซึ่งความชื้นสัมพัทธ์ที่ได้นั้นมีปริมาณที่ต่ำ อีกทั้งยังเป็นการสิ้นเปลืองพลังงาน และมีต้นทุนของการผลิตที่สูง ในบางครั้งอาจจะสร้างมลพิษสู่สิ่งแวดล้อมได้อีกด้วย ดังนั้นจึงจำเป็นต้องหาระบบที่เหมาะสมมากขึ้นเพื่อใช้ในการเก็บรักษาพืชเศรษฐกิจเหล่านี้ ระบบความเย็นแบบระเหยซึ่งมีหลักการการทำงานของระบบ โดยอาศัยหลักการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศ โดยเมื่ออากาศเคลื่อนที่ผ่านน้ำ น้ำจะดึงความร้อนจากอากาศมาใช้ในการระเหยจากสถานะของเหลวไปเป็นไอ ทำให้อากาศมีอุณหภูมิที่ต่ำลง และมีความชื้นที่เพิ่มขึ้นมากกว่าระบบการทำความเย็นแบบปรับอากาศ ซึ่งเหมาะสมกับการเก็บรักษาไม้ตัดดอกช่วยป้องกันการสูญเสียน้ำ และการเหี่ยวของดอกไม้ได้ อีกทั้งยังเป็นระบบที่ประหยัดพลังงาน และไม่เป็นมลพิษต่อสิ่งแวดล้อม ดังนั้นจึงได้ทำการศึกษาระบบทำความเย็นแบบระเหย เพื่อมาประยุกต์ใช้กับการขนส่งไม้เศรษฐกิจเหล่านี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.2 วัตถุประสงค์

- ศึกษาการทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบระเหยเพื่อลดอุณหภูมิ และเพิ่มความชื้นให้แก่ดอกไม้
- ออกแบบ และสร้างชุดระบบทำความเย็นแบบระเหยที่สามารถเคลื่อนย้ายได้สะดวก และเหมาะสมแก่การนำไปประยุกต์ใช้ในกาขนส่งในอนาคต

## 1.3 ขอบเขตของการศึกษา

- การศึกษาเน้นไปที่การหาผลกระทบของอุณหภูมิของน้ำเย็นที่มีต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นแบบระเหย

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- ระบบทำความเย็นแบบระเหยที่สร้างขึ้นคาดว่า จะสามารถยืดอายุดอกกล้วยไม้ให้มีคุณภาพที่ดีหลังจากการเก็บเกี่ยว จนไปถึงสามารถพัฒนาไปใช้ประโยชน์ในการขนส่งไม้ดอก, พืชเศรษฐกิจ และพืชผลการเกษตรอื่นๆ
- ทำให้ทราบถึงอุณหภูมิที่เหมาะสมที่มีผลทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นแบบระเหยสูงที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

### หลักการ และทฤษฎี

#### 2.1 เงื่อนไขสูงสุดการเก็บรักษา

มีการวิจัยเพียงเล็กน้อยที่ได้มีการดำเนินการในเงื่อนไขสูงสุดของการเก็บรักษา ส่วนหนึ่งของการศึกษา พืช Phalaenopsis แบบเปลือยรากที่ถูกบรรจุในกล่อง ภายใต้อุณหภูมิ 15, 20, 25 หรือ 30 ° C (59, 68, 77 หรือ 86°F) สำหรับ 4, 7 หรือ 14 วัน น้ำหนักที่สูญเสียไปของพืชจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิ และช่วงเวลาการเก็บรักษา อาการของความเสียหายเนื่องจากความเย็นนั้นมีความสัมพันธ์แบบผกผันกับอุณหภูมิการเก็บรักษาที่ 15 และ 20 ° C ความเสียหายจากความเย็นจะเพิ่มขึ้นตามช่วงเวลาในการเก็บรักษา พืชจะมีเพียงเล็กน้อย หรือไม่มีความเสียหายจากความเย็นเลยที่อุณหภูมิ 25 หรือ 30 ° C โดยไม่คำนึงถึงช่วงเวลา การสูญเสียใบจะรุนแรงมากที่สุดที่การเก็บรักษาพืชที่อุณหภูมิ 15 ° C สำหรับ 7 หรือ 14 วัน หรือที่อุณหภูมิ 30 ° C ในเวลา 14 วัน พืชซึ่งมีการสูญเสียในที่รุนแรงภายหลังจากที่อุณหภูมิ 30 ° C มีการชะลอหนามและการผลิดอก

#### 2.2 ข้อมูลของการขนส่ง

เนื่องมาจากกฎระเบียบการกักเก็บ เมื่อส่งไปยังต่างประเทศ กกล้วยมักจะถูกเอาออกจากกระถางขนาดกลาง พืชจำพวกรากเปลือยได้อนุญาตให้มีการนำน้ำออกเล็กน้อย (dehydrate) การที่จะทำการบรรจุลงกล่องสิ่งนี้กระทำได้จากหลายสาเหตุ การเอาน้ำออกเพียงเล็กน้อยทำให้บรรจุต้นไม้ได้มากขึ้น หลีกเลี่ยงความเสียหายที่ใบ ลดโอกาสของความชื้นที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้บรรจุภัณฑ์มีความเสียหาย การอบแห้งพืชยังช่วยลดสถานะของการเน่าเสียก่อนที่กล่องจะเปิด พืชตามปกติจะบรรจุในชั้นสลับกันกับกระดาษฟอยล์ หรือวัสดุอื่นๆ บ่อยครั้งที่พืชจะถูกห่อแยกเดี่ยวด้วยกระดาษหนังสือพิมพ์ โดยเฉพาะที่เป็นจำพวกที่มีการพัฒนาช่อดอก

โดยส่วนมากรากเปลือยของกล้วยไม้ Phalaenopsis จะมีการจัดส่งภายใน และภายนอกประเทศในแต่ละปี หลังจากการปลูกในกระถาง แล้วย้ายไปปลูกที่รางปลูกที่โรงเรือนบางครั้งบางคราว จุดสีเหลืองมีการพัฒนาในด้านข้างของซี่ก้านที่อยู่ใกล้กับฐานของใบ เนื่องจากความเสียหายจากความเย็น มีความผิดปกติ โดยมีตุ่มสีเหลืองเกิดขึ้นในส่วนอื่นๆ ของกลีบใบ บางเวลา ใบจะเปลี่ยนเป็นสีเหลือง และร่วงลงมา เป็นผลของความอ่อนแอของพืชที่ไม่มีการผลิดอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.3 ระบบการลดอุณหภูมิ และการทำความเย็นแบบระเหย

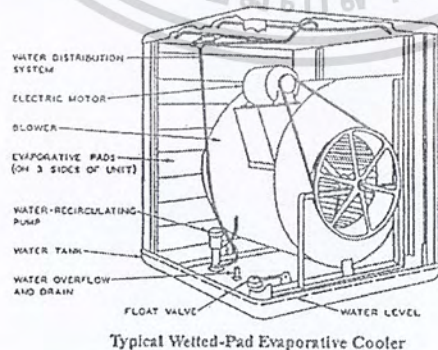
ดอกไม้อาจจะได้รับการลดอุณหภูมิ โดยการวางไว้ในห้องเย็น โดยไม่บรรจุหีบห่อ หรืออาจบรรจุในห้องที่เปิดฝากล่องไว้ จนถึงอุณหภูมิลดถึงระดับที่ต้องการแล้วจึงปิดฝากล่อง การลดอุณหภูมิในฝากล่องที่ปิดสนิทจะไม่มีประสิทธิภาพ วิธีการลดอุณหภูมิดังกล่าวไม่ต้องใช้เครื่องมือพิเศษ แต่ต้องใช้เวลาานานมาก และเนื้อที่มาก ดอกไม้ที่ผ่านขั้นตอนการลดอุณหภูมิแล้วควรได้รับการบรรจุหีบห่อในห้องที่มีอุณหภูมิต่ำเพื่อป้องกันให้ดอกไม้มีอุณหภูมิสูง

ระบบทำความเย็นแบบระเหยมีหลักการทำงานของระบบ โดยอาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศ โดยเมื่ออากาศเคลื่อนที่ผ่านน้ำ น้ำจะดึงความร้อนจากอากาศมาใช้ในการระเหยจากสถานะของเหลวไปเป็นไอ ทำให้อากาศมีอุณหภูมิต่ำลง และมีความชื้นที่สูงขึ้น เหมาะกับการเก็บรักษาไม้ที่ตัดดอก อีกทั้งยังเป็นการประหยัดพลังงานอีกทางหนึ่ง ซึ่งที่ผ่านมาได้มีงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทำความเย็นแบบระเหยมากมาย

## 2.4 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการทำความเย็นแบบระเหย

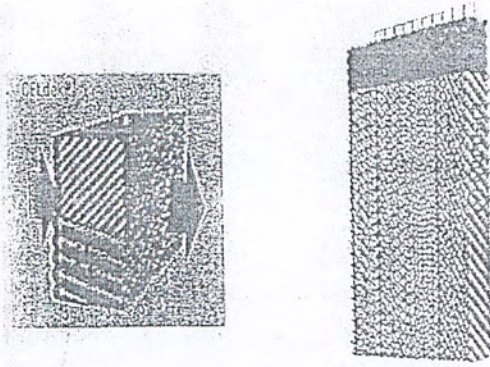
ซึ่งสามารถแบ่งได้ 3 ประเภท

2.4.1 การทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง (Direct Evaporative Cooling) เป็นระบบที่ผ่านอากาศเข้าห้องสัมผัสกับน้ำโดยตรง และทำให้อากาศมีความชื้นเพิ่มสูงขึ้น ระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยตรงซึ่งสามารถแบ่งได้หลายรูปแบบเช่น Drip type cooler, Slinger, Rotary type , Misting and Fogging, ระบบม่านน้ำ เป็นต้น



รูปที่ 2.1 ระบบ Pad System

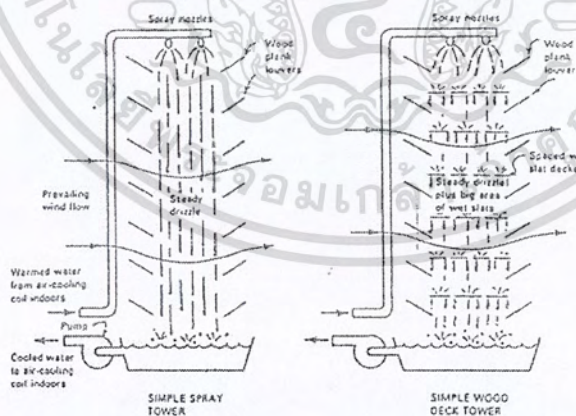
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 ตัวอย่างของ แผงซับความชื้น

ระบบทำความเย็นแบบระเหยโดยตรง พื้นที่สัมผัสจะถูกจำกัด โดยขนาดของระบบ ซึ่งมีลักษณะการสัมผัสกันของน้ำกับอากาศอยู่ 2 แบบ คือ

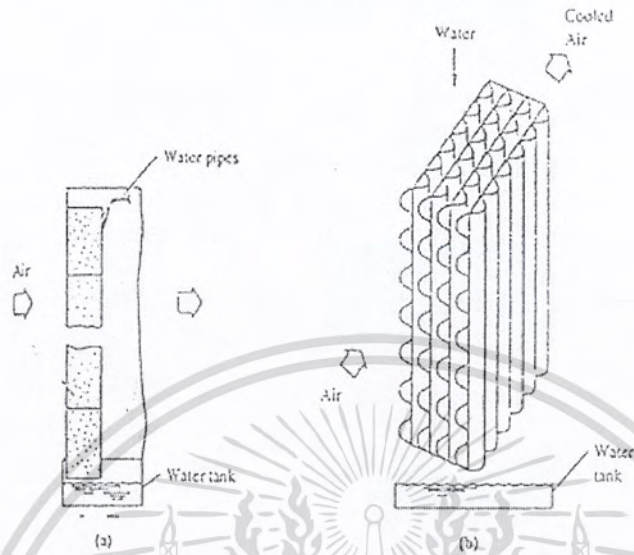
- แบบไม่ใช่ตัวกลาง จะเป็นการสัมผัส โดยตรงระหว่างน้ำและอากาศ วิธีการโดยทั่วไปคือจะปั้มน้ำจากถังเก็บขึ้นไปปล่อยให้ไหลลงมาสัมผัสกับอากาศน้ำจะระเหยตามหลักการของระบบน้ำส่วนใหญ่ที่ไม่ระเหยจะไหลกลับยังถังเก็บ



รูปที่ 2.3 ระบบการทำความเย็นแบบระเหยชนิดไม่ใช่ตัวกลาง (ระบบม่านน้ำ)

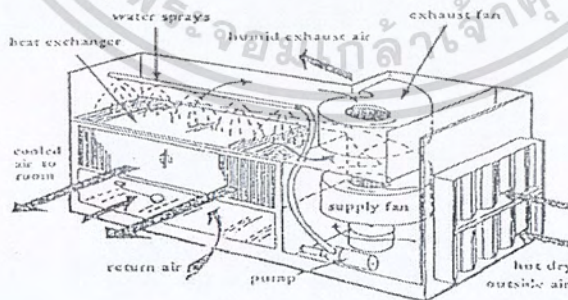
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- แบบใช้ตัวกลาง ทำหน้าที่เป็นตัวเพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำและอากาศ สำหรับตัวกลางที่ใช้เช่น Evaporative Pad, Rigid Media Cooler และอื่นๆ



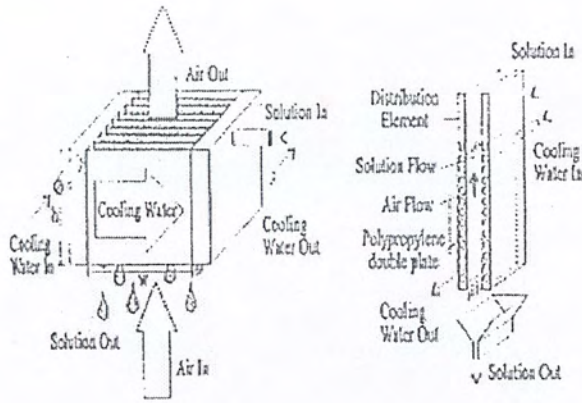
รูปที่ 2.4 ระบบทำความเย็นแบบระเหยที่อาศัยตัวกลาง (Evaporative Pad)

2.4.2 การทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling) ระบบนี้ความชื้นอากาศจะลดลงกว่าการทำความเย็นแบบระเหยทางตรง โดยการนำเอาอากาศหลังจากที่ออกจากการทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยตรง มาแลกเปลี่ยนความร้อน โดยจะเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนสัมผัสกับอากาศที่ง่ายให้กับห้องปรับอากาศ จะไม่สัมผัสโดยตรงกับน้ำ ทำให้ไม่เกิดความชื้นสูงซึ่งมีอุปสรรคในการแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งได้ 2 ลักษณะคือ Tube Type, Plate Type



รูปที่ 2.5 การทำงานของ Indirect Evaporative Cooling

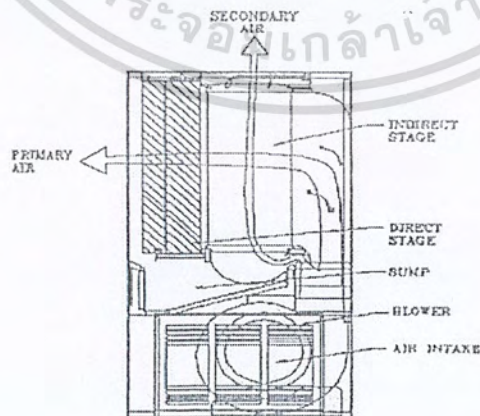
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.6 โค้ดแกรมของระบบ Indirect Evaporative Cooling

2.4.3 การทำความเย็นแบบรวมทั้งโดยตรงและอ้อม (Indirect-Direct Evaporative Cooling) เป็นระบบที่มีการทำงานของการทำความเย็นทั้งทางตรง และทางอ้อม เรียกว่า Stage เป็นการเพิ่มความสามารถในการลดอุณหภูมิทำให้ระบบมีประสิทธิภาพสูงแบ่งเป็น 2 แบบ คือ

- Single State เป็นระบบทางตรงแบบต่างๆ ไป ระบบนี้จะลดอุณหภูมิของอากาศโดยที่ความชื้นของอากาศคงที่
- Multi Stage เป็นระบบระเหยทางตรง และทางอ้อมมากกว่า 1 ตัว ระบบนี้จะลดอุณหภูมิของอากาศได้มากกว่าระบบแบบ Single Stage เนื่องจากอากาศที่ผ่าน Stage แรกมาแล้ว จะมีอุณหภูมิลดลงแต่ความชื้นคงเดิม โดยจะนำมาลดอุณหภูมิและเพิ่มความชื้นอีกครั้ง โดยการทำความเย็นแบบระเหยทางตรงอีกครั้งหนึ่ง



รูปที่ 2.7 โค้ดแกรมของระบบ Indirect-Direct Evaporative Cooling

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.5 การประเมินคุณภาพและการเก็บรักษาไม้ดอกไม้ประดับ

วิธีที่นิยมใช้กันทั่วไปสำหรับการประเมินคุณภาพของดอกไม้ คือ อายุการใช้งาน (Vase life) สำหรับหน่วยคือจำนวนวัน สภาพแวดล้อมขณะที่ประเมินอายุการใช้งานของดอกไม้มีอิทธิพลอย่างมาก ซึ่งได้แก่ อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ ความเร็วของการเคลื่อนที่ของอากาศ และความเข้มข้นของเอทิลีนในบรรยากาศ

นอกจากนี้ยังมีลักษณะอื่นๆของดอกไม้ที่นอกเหนือไปจากอายุการใช้งานดอกไม้ซึ่งมีความสำคัญในการประเมินอายุการใช้งานของดอกไม้หรือคุณภาพของดอกไม้เช่น ขนาดและรูปร่างของดอกไม้ในวันสุดท้าย, การคุดน้ำของดอกไม้, ความแต่งและความสดของดอกไม้, ความแข็งแรงของลำต้นหรือก้านดอก, การเปลี่ยนสีของกลีบดอก เป็นต้น

ดอกไม้แต่ละชนิดหรือพันธุ์ จะมีอายุการเก็บรักษาไม่เท่ากัน มีปัจจัยที่สำคัญต่ออายุการเก็บรักษาดอกไม้ 2 ปัจจัยคือ ปัจจัยภายนอกและภายใน

ปัจจัยภายในคือ ลักษณะทางพันธุกรรมของดอกไม้ อัตราการหายใจ อัตราการคายน้ำ

ปัจจัยภายนอกคือ สภาพแวดล้อมระหว่างการเก็บรักษาเช่น อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ แสง ส่วนประกอบของก๊าซในบรรยากาศ และการหมุนเวียนของอากาศในห้องเก็บรักษา เป็นต้น

การเก็บรักษาโดยใช้ความเย็นเป็นวิธีการเก็บรักษาดอกไม้ที่อุณหภูมิต่ำจะช่วยชะลออัตราการหายใจ ชะลอเมแทบอลิซึมต่างๆภายในดอกไม้ให้เกิดขึ้นช้าลงมีด้วยกัน 2 แบบ คือ

-การเก็บรักษาแบบแห้ง เป็นการเก็บรักษาดอกไม้ในห้องเย็นที่อุณหภูมิต่ำ โดยไม่แช่โคนก้านดอกไม้ไว้ในน้ำหรือสารเคมี สามารถเก็บรักษาดอกไม้ได้ประมาณ 4 ถึง 6 สัปดาห์

- การเก็บรักษาแบบเปียก การเก็บรักษาแบบเปียก คือการเก็บรักษา โดยการแช่ในน้ำหรือสารเคมีในถัง วิธีการนี้นิยมมากกว่าการเก็บรักษาแบบแห้ง แต่ก่อให้เกิดการหายใจที่มากขึ้นอายุจึงสั้นกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.6 ปัจจัยที่มีผลต่ออายุการเก็บรักษา

### 2.6.1. อุณหภูมิ

อุณหภูมิต่ำเป็นปัจจัยที่สำคัญที่จะนำไปสู่ความสำเร็จในการเก็บรักษาดอกไม้เพราะจะช่วยชะลอการเสื่อมสภาพของดอกและใบ ลดอัตราการหายใจของดอกไม้ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นในการต้องลดอุณหภูมิของดอกไม้ให้ถึงจุดที่เหมาะสม

### 2.6.2 ความชื้นในอากาศ

ดอกไม้และไม้ประดับเป็นผลิตผลซึ่งมีน้ำเป็นองค์ประกอบสูงดังนั้นถ้าเก็บรักษาในสภาพบรรยากาศที่มีความชื้นต่ำจะสูญเสียตัวอย่างรวดเร็ว โดยกระบวนการคายน้ำผ่านทางปากใบอัตราการคายน้ำของดอกไม้ ถูกควบคุมโดยอุณหภูมิ ความชื้นในอากาศ โดยความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะสมต่อการเก็บรักษาดอกไม้ และไม้ประดับคือ 90-95 เปอร์เซ็นต์ ความชื้นสัมพัทธ์ต่ำประมาณ 70-80 เปอร์เซ็นต์ จะทำให้เกิดการสูญเสียน้ำมาก ทำให้เกิดความเสียหาย

### 2.6.3 แสง

แสงเป็นผลกระทบที่ไม่สำคัญนักต่อการเก็บรักษาดอกไม้และไม้ประดับอื่นๆดอกไม้จำนวนมากและไม้ประดับ สามารถเก็บในสภาพที่ไม่มีแสงได้นาน 5-14 วัน โดยยังมีคุณภาพดีทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของพันธุ์นั้นๆ

### 2.6.4 การหมุนเวียนอากาศ

การหมุนเวียนของอากาศที่เหมาะสมในห้องเย็น จะช่วยให้อุณหภูมิคงที่กระจายทั่วการหมุนเวียน อากาศและอุณหภูมิในห้องเย็นไม่ควรแตกต่างกันมาก เพื่อให้การหมุนเวียนอากาศดี

## 2.7 หลักการการทำความเย็นแบบระเหย

ระบบทำความเย็นแบบระเหยเป็นกระบวนการทาง อะไดบาติก (Adiabatic Saturation Process) เป็นกระบวนการไหลแบบคงที่ (Steady Flow) ซึ่งเป็นกระบวนการไม่มีความร้อน และงานเข้ามาเกี่ยวข้อง พลังงานจลน์และพลังงานศักย์จะไม่นำมาคิดในกระบวนการนี้

### 2.7.1 ทฤษฎีพลังงาน

สมการส่วนผสมของไอน้ำระหว่างอากาศกับน้ำสามารถแยกได้เป็น

#### 2.7.1.1 กฎอนุรักษ์มวล

โดยพิจารณาถึงสมดุลมวล (อัตราการไหลมวลอากาศคงที่)

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (2.1)$$

โดยที่

$\dot{m}_{a1}$  = อัตราการไหลมวลอากาศแห้งทางเข้า, กิโลกรัม

$\dot{m}_{a2}$  = อัตราการไหลมวลอากาศแห้งทางออก, กิโลกรัม

$\dot{m}_a$  = อัตราการไหลมวลอากาศแห้ง, กิโลกรัม

อัตราการไหลของไอน้ำในอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น โดยมีอัตราเท่ากับอัตราการระเหย  $\dot{m}_e$

$$\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_e \quad (2.2)$$

โดยที่

$\dot{m}_{v1}$  = อัตราการไหลของไอน้ำในอากาศทางเข้า, กิโลกรัม

$\dot{m}_{v2}$  = อัตราการไหลของไอน้ำในอากาศทางออก, กิโลกรัม

$\dot{m}_e$  = อัตราการไหลของไอน้ำในอากาศ, กิโลกรัม

หารสมการที่ (3.2) ด้วย  $\dot{m}_a$  จะได้

$$\frac{\dot{m}_{v2}}{\dot{m}_a} - \frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \quad (2.3)$$

จาก

$$\omega = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a} \quad (2.4)$$

จัดรูปแบบสมการที่ (3.3) ใหม่จะได้

$$\omega_2 - \omega_1 = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} \quad (2.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \text{สัดส่วนความชื้นที่อากาศทางเข้า} \\ \omega_2 &= \text{สัดส่วนความชื้นที่อากาศทางออก}\end{aligned}$$

ดังนั้น

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \quad (2.6)$$

### 2.7.1.2 กฎการอนุรักษ์พลังงาน

โดยพิจารณาถึงสมดุลพลังงาน จากกฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์

$$Q - W = \Delta H + \Delta E_k + \Delta W_p \quad (2.7)$$

$Q$  = อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อน

$W$  = งาน, กิโลจูล

$\Delta H$  = ผลต่างของเอนทาลปี, กิโลจูล

$\Delta E_k$  = ผลต่างของพลังงานศักย์, กิโลจูล

$\Delta W_p$  = ผลต่างของพลังงานจลน์, กิโลจูล

ในกรณีที่ไม่มี การเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์ ( $\Delta E_k$ ) พลังงานจลน์ ( $\Delta W_p$ ) และงาน ( $W$ ) เกิดขึ้น ดังนั้น  $\Delta E_k$ ,  $\Delta W_p$  และ  $W$  มีค่าเท่ากับศูนย์ จะได้

$$Q = \Delta H \quad (2.8)$$

$$\Sigma \dot{m}_i h_i + \Sigma \dot{m}_e h_e + q \quad (2.9)$$

$$\dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_e h_w = \dot{m}_{a2} h_2 + q \quad (2.10)$$

แทนค่า  $\dot{m}_e$  จากสมการที่ (3.6) ในสมการที่ (3.10)

$$\dot{m}_{a1} h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_w = \dot{m}_{a2} h_2 + q \quad (2.11)$$

หาร  $\dot{m}_a$  ตลอดสมการจะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_w = h_2 + \frac{q_2}{\dot{m}_a} \quad (2.12)$$

จาก  $h = h_a + \omega h_g$  และจัดรูปสมการที่ (3.12) จะได้

$$(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + (\omega_2 - \omega_1)h_w = (h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) + \frac{q_2}{\dot{m}_a} \quad (2.13)$$

หรือในกรณีพิจารณาเป็น Ideal Gas สามารถเขียนได้เป็น

$$\frac{q_2}{\dot{m}_a} = C_{p_a}(T_{db,1} - T_{db,2}) + \omega_1(h_{g,1} - h_{g,wb}) - \omega_2(h_{g,2} + h_{g,wb}) \quad (2.14)$$

เมื่อ  $T_{db,1}$  = อุณหภูมิของอากาศแห้งทางเข้า, องศาเซลเซียส

$T_{db,2}$  = อุณหภูมิของอากาศแห้งทางออก, องศาเซลเซียส

$h_{g,1}$  = เอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิทางเข้า

$h_{g,2}$  = เอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิทางออก

$h_{g,wb}$  = เอนทัลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศขาเข้า, กิโลกรัม/น้ำ/กิโลกรัม

อากาศแห้ง

$\omega_1$  = สัดส่วนความชื้นอากาศที่ทางเข้า

$\omega_2$  = สัดส่วนความชื้นอากาศที่ทางออก

$\dot{m}_a$  = อัตราการไหลของอากาศแห้ง, กิโลกรัม

$\dot{m}_{v1}$  = อัตราการไหลของไอน้ำที่ทางเข้า, กิโลกรัม

$\dot{m}_{v2}$  = อัตราการไหลของไอน้ำที่ทางออก, กิโลกรัม

$\dot{m}_e$  = อัตราการไหลของการระเหยของน้ำ, กิโลกรัม

โดยอัตราการไหลของอากาศแห้ง ( $\dot{m}_a$ ) มีค่าเท่ากับ

$$\dot{m}_a = \rho VA \quad (2.15)$$

โดย  $\rho$  = ความหนาแน่นของอากาศที่ทางเข้า, กิโลกรัม/กิโลเมตร<sup>3</sup>

$V$  = ความเร็วอากาศ, เมตร/วินาที

$A$  = พื้นที่หน้าตัดทางอากาศเข้า, ตารางเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วของอากาศมีค่าเท่ากับ

$$V = \sqrt{2g\Delta H\left(\frac{\rho_w}{\rho_a} - 1\right)} \quad (2.16)$$

โดย  $V$  = ความเร็วอากาศ, เมตร/วินาที

$g$  = แรงโน้มถ่วงของโลก, เมตร/วินาที<sup>2</sup>

$\rho_a$  = ความหนาแน่นของอากาศ, กิโลกรัม/เมตร<sup>3</sup>

$\rho_w$  = ความหนาแน่นของน้ำ, กิโลกรัม/เมตร<sup>3</sup>

$\Delta H$  = ค่า Average pressure head (m - H<sub>2</sub>O)

ความชื้นในอากาศจะสามารถหาจากแผนภูมิความชื้น (Psychrometric Chart) หรือคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

ความชื้นในอากาศ (W)

$$W = \frac{(2501 - 2.381T_{wb})W_s - (T_{db} - T_{wb})}{2501 + 1.805T_{db} - 4.186T_{wb}} \quad (2.17)$$

โดย  $W$  = ความชื้นในอากาศ, กิโลกรัม/กิโลกรัมอากาศ

$W_s$  = ความชื้นอิ่มตัวในอากาศ, กิโลกรัม/กิโลกรัมอากาศ

โดยความชื้นอิ่มตัวในอากาศ ( $W_s$ ) สามารถหาได้จาก

$$W_s = 0.62198 \frac{P_{ws}}{P - P_{ws}} \quad (2.18)$$

โดย  $P_{ws}$  = ความดันไออิ่มตัว (Pa)

$P$  = ความดันบรรยากาศ (Pa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถหาความดันไอน้ำอิ่มตัวได้จาก

$$\ln(P_{ws}) = \frac{C_1}{T} + c_2 + c_3 \times T + c_4 \times T^2 + c_5 \times T^3 + c_6 \times \ln(T) \quad (2.19)$$

โดย  $T =$  อุณหภูมิสัมบูรณ์, เคลวิน

ค่าคงที่  $C_1 = -5800.2206$

$$c_2 = 1.3914993$$

$$c_3 = -0.048640239$$

$$c_4 = 0.41764768 \times 10^{-4}$$

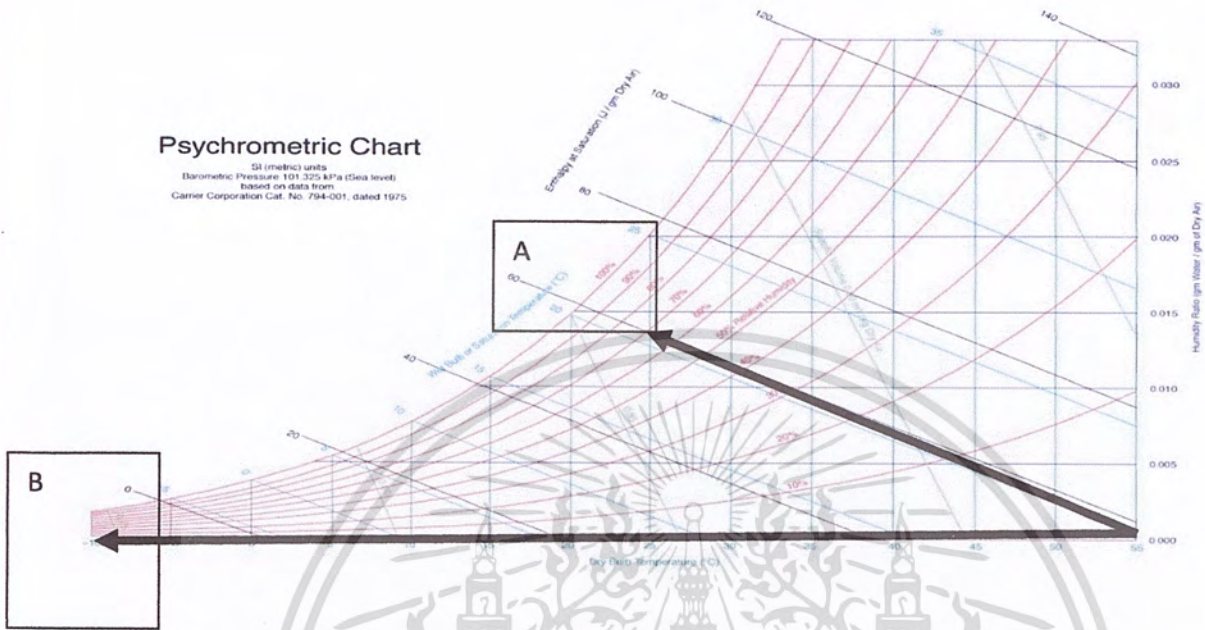
$$c_5 = -0.14452093 \times 10^{-7}$$

$$c_6 = 6.549673$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.8 ลักษณะของระบบ Evaporative Cooling บน Psychrometric Chart



รูปที่ 2.8 ลักษณะของระบบ Direct Evaporative Cooling บนแผนภูมิ Psychrometric

กระบวนการ Psychrometric ของการทำความเย็นแบบระเหยโดยอ้างอิงว่าเป็นกระบวนการโดยตรง (A) ซึ่งเป็นกระบวนการที่ทำให้อากาศอิ่มตัวด้วยไอน้ำโดยความร้อนคงที่ แต่จะเห็นว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่ออุณหภูมิกระเปาะแห้งจะลดลง กระบวนการนี้จะมีค่าความชื้นสัมพัทธ์ที่สูงขึ้น น้ำที่ปล่อยมาที่แผงซึบน้ำ จะระเหยทำให้อากาศอิ่ม ส่วน (B) เป็นกระบวนการให้ความเย็นสัมผัส จะเป็นกระบวนการที่ค่าความชื้นคงที่เมื่ออุณหภูมิกระเปาะแห้งลดลง

ขนาดของแผงซึบน้ำ

$$A_{pad} = \frac{V}{1.27} \tag{2.20}$$

โดย  $V$  = ปริมาตรอากาศ, เมตร<sup>3</sup>/วินาที

1.27 = ค่าคงที่ปริมาตร, เมตร<sup>3</sup>/วินาที.เมตร<sup>2</sup>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.9 ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบระเหย

การวัดประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบระเหยเป็นประสิทธิภาพอิ่มตัว (Saturating Efficiency) เป็นการหาอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งที่สามารถวัดได้จากระบบทำความเย็นแบบระเหยสามารถเขียนในรูปสมการดังนี้

$$\varepsilon = \frac{T_{db,1} - T_{db,2}}{T_{db,1} - T_{wb,2}} \quad (2.21)$$

เมื่อ  $\varepsilon$  = ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบระเหย

$T_{db,1}$  = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศทางเข้า (องศาเซลเซียส)

$T_{db,2}$  = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศทางออก (องศาเซลเซียส)

$T_{wb,1}$  = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางเข้า (องศาเซลเซียส)

$T_{wb,2}$  = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทางออก (องศาเซลเซียส)

## 2.10 ภาระการทำความเย็น (Cooling Load)

ภาระการทำความเย็นจะเป็นผลรวมของความร้อนที่มาจากแหล่งต่าง ๆ เช่น

1. ความร้อนจากภายนอกที่ผ่านเข้ามาในบริเวณการทำความเย็น โดยการนำความร้อนผ่านผนัง

ฉนวน

2. ความร้อนที่เข้าสู่บริเวณทำความเย็นโดยตรง โดยการแผ่รังสี ผ่านกระจกหรือวัสดุอื่นที่โปร่งแสง

3. ความร้อนที่มากับอากาศอุ่นภายนอก ในขณะที่เปิดประตู หรือ ผ่านตามรอยแตกของขอบต่าง หรือ

ประตู

4. ความร้อนจากตัวสินค้าที่ต้องการทำให้เย็น

5. ความร้อนจากคนที่กำลังทำงานภายในบริเวณทำความเย็น

6. ความร้อนจากอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่เป็นตัวเกิดความร้อนที่อยู่ในบริเวณทำความเย็น เช่น มอเตอร์

ไฟฟ้า ดวงไฟ อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ หม้อต้มกาแฟ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชั่วโมงการเดินเครื่อง (Equipment running time)

เนื่องจากความจำเป็นในเรื่องการละลายน้ำแข็งที่เกาะจับอีแวปเปอเรเตอร์ ดังนั้น ในทางปฏิบัติจึงมักจะไม้ออกแบบให้ระบบทำความเย็นทำงานต่อเนื่องตลอดเวลา วิธีการหนึ่งที่นิยมใช้ในการละลายน้ำแข็งคือ หยุดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เรียกว่า “Off-cycle defrosts” เมื่อหยุดการทำงานแล้ว เราจะทำให้อากาศภายในห้องเย็นนั้นเป็นตัวละลายน้ำแข็ง ซึ่งหมายความว่า อุณหภูมิของห้องเย็นจะต้องสูงกว่าจุดเยือกแข็งของน้ำ

ตามปกติจะใช้อุณหภูมิ 1.5 °C เป็นเกณฑ์ คือถ้าอุณหภูมิห้องเย็นสูงกว่า 1.5 °C จะใช้วิธีให้อากาศในห้องเย็นละลายน้ำแข็ง ซึ่งจะกินเวลาค่อนข้างมาก จากประสบการณ์การละลายน้ำแข็งด้วยวิธี Off-cycle นี้ได้ว่า ในกรณีอุณหภูมิห้องเย็นสูงกว่า 1.5 °C ให้ออกแบบระบบให้คอมเพรสเซอร์ทำงาน 16 ชม. ใน 1 วัน (24 ชม.) ส่วนที่เหลือ 8 ชม. เป็นเวลาที่ใช้ในการละลายน้ำแข็ง ซึ่งหมายความว่า อุปกรณ์การทำความเย็นของระบบ จะต้องสูงเพียงพอที่จะรับภาระที่เกิดขึ้นใน 24 ชม. ได้ โดยทำงานเพียง 16 ชม. จาก

สูตรสมการ

$$Q = \frac{24hr(qt)}{RT} \quad (2.22)$$

Q = Required Equipment Capacity in kW = ความต้องการ ความสามารถของการทำ

ความเย็น ในหน่วย (kW)

qt = Total Cooling Load in kW (The sum of heat load) = ภาระการทำความเย็นทั้งหมดในหน่วย (kW)

RT = Running time in hr. = เวลาที่เครื่องทำความเย็นทั้งหมดในหน่วย (hr)

กล่าวคือ เมื่อคำนวณ Total Cooling Load มาได้ จะต้องคูณด้วย 24/16 เพื่อใช้เป็นปริมาณความร้อนที่นำไปใช้เลือกอุปกรณ์ ส่วนในกรณีที่ห้องเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่า 1.5°C จะไม่สามารถทำให้อากาศในห้องเย็นเป็นตัวละลายน้ำแข็งได้ ดังนั้น จึงต้องมีวิธีการอื่นในการละลายน้ำแข็ง เช่น ใช้ Electric Heating Element ฝังหรือ ติดไว้ที่ผิวท่อ แล้วจ่ายไฟฟ้า เมื่อต้องการละลายน้ำแข็ง หรือ ละลายโดยใช้ น้ำ หรือใช้ Hot gas จากค้ำาน Discharge ของคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเอกสารต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งจะใช้ระยะเวลาน้อยกว่า ดังนั้น ช่วงการ Off-cycle จึงน้อยกว่ากรณีแรก โดยทั่วไป จะกำหนดให้ คอมเพรสเซอร์ทำงาน 18 ถึง 20 ช.ม. ใน 24 ช.ม. ขึ้นอยู่กับว่าความต้องการหรือความจำเป็นในการละลาย น้ำแข็งต้องมีความถี่ขนาดไหน

## 2.11 การคำนวณภาระทำความเย็น (Cooling Load Calculation)

การคำนวณหา ภาระการทำความเย็น ในเชิงพาณิชย์ นิยมแบ่งภาระออกเป็นกลุ่ม ๆ ดังนี้

1. Wall heat gain load (ภาระที่ผ่านผนังเข้ามา)

2. Air change load (ภาระจากอากาศใหม่)

3. Product load (ภาระจากผลิตภัณฑ์)

4. Miscellaneous load (ภาระจากอุปกรณ์ต่าง ๆ)

ภาระจากความร้อนผ่านผนัง (The Wall Heat Gain Load)

ภาระส่วนนี้ ได้แก่ อัตราความร้อนที่ไหลผ่านผนังจากภายนอกเข้ามาภายในบริเวณห้องเย็น ถึงแม้ว่าจะมีฉนวนความร้อนอยู่ก็ตาม ภาระเรื่องนี้มักจะต้องนำมาคิดรวมเป็นส่วนหนึ่งของ ภาระการทำความเย็น ในทุก ๆ Applications

ภาระจากอากาศอุ่นภายนอก (The Air Change Load)

ในขณะที่มีการเปิดประตูห้องเย็นหรือบริเวณทำความเย็นอากาศอุ่นภายนอกจะเข้าไปแทนที่อากาศเย็นจากภายในที่เล็ดรอดออกทางประตู เราจำเป็นต้องขจัดความร้อนออกจากอากาศอุ่นนี้ เพื่อลดอุณหภูมิและความชื้น ให้สอดคล้องกับเงื่อนไขในการออกแบบ ภาระความร้อนส่วนนี้จะต้องถูกรวมเข้าใน ภาระการทำความเย็น

ดังนั้น ในงานการปรับอากาศ Air change load อาจจะถูกเรียกอยู่ในชื่อ “Ventilating load” หรือ “Infiltration load” คำว่า Ventilating load จะใช้กรณีเมื่อ Air change มีผลเพื่อการหมุนเวียนอากาศ ส่วน Infiltration load ใช้ในกรณี Air change มีผลจากการรั่วโดยธรรมชาติ ผ่านรอยแตก ร้าวต่าง ๆ ซึ่งจะต้องคิดไม่ตัวใดตัวหนึ่ง แต่โดยมากจะคิดทั้งสองตัว ส่วนตู้เย็น หรือ ในลักษณะเดียวกัน จะมีการ Sealed อย่างดี จนการรั่วซึมแทบจะไม่เกิดขึ้น ดังนั้น Air change จะขึ้นอยู่กับ การเปิดปิดประตูเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### ภาระจากตัวสินค้า (The Product Load)

ได้แก่ ความร้อนที่ต้องดึงออกจากตัวสินค้า เพื่อลดอุณหภูมิลงจนถึงระดับที่ต้องการ ในบางกรณีสินค้าอาจถูกแช่แข็ง ซึ่งจะต้องรวมความร้อนแฝงเข้าไปด้วย เช่นเดียวกับภาระตัวอื่น ๆ ความสัมพันธ์ของ Product load ต่อ Cooling load ก็ขึ้นอยู่กับลักษณะงาน ปกติ Product load จะมีผลกระทบต่ออุปกรณ์ทำความเย็น ทั้งในลักษณะชั่วคราว และในลักษณะต่อเนื่อง ขึ้นอยู่กับลักษณะงาน

กล่าวคือ Product load จะเป็นส่วนหนึ่งของภาระการทำความเย็นเฉพาะช่วงที่กำลังลดอุณหภูมิลง เพื่อให้เท่าอุณหภูมิห้องเก็บ เมื่ออุณหภูมิเท่าห้องเก็บ ก็จะไม่มีความร้อนที่ต้องขจัดทิ้งอีกต่อไป Product load ก็จะสิ้นสุดการเป็นภาระส่วนหนึ่งของอุปกรณ์

### ภาระอื่น ๆ (The Miscellaneous Load)

ได้แก่ภาระอื่น ๆ ที่ไม่ใช่ทั้ง 3 ภาระข้างต้น คิดรวมแหล่งความร้อนทั้งหมดที่จะมีในบริเวณทำความเย็น เช่น คนที่ทำงานภายในบริเวณ, หลอดไฟ, อุปกรณ์ไฟฟ้าอื่น ๆ ฯลฯ

งานการทำความเย็น (Refrigeration) ส่วนมาก Miscellaneous Load มักจะมีขนาดเล็ก โดยทั่วไปจะประกอบไปด้วย ความร้อนจากหลอดไฟ และมอเตอร์พัดลม เท่านั้น

### ความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างผนังของห้องเย็น

ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนัง จะเท่ากับ ผลต่างของ อุณหภูมิออกแบบ ของผนังด้านใน และด้านนอกอุณหภูมิออกแบบ (Design temperature) ของผนังด้านใน ก็คือ อุณหภูมิภายในห้องเย็น (หรือบริเวณทำความเย็น) ที่เราต้องการรักษาระดับไว้ ซึ่งปกติจะขึ้นอยู่กับตัวสินค้า และระยะเวลาในการเก็บรักษาอุณหภูมิห้องเย็น สำหรับสินค้าต่าง ๆ ได้แนะนำไว้ในตาราง Design Data for Meat Storage

ส่วนอุณหภูมิออกแบบภายนอก จะขึ้นอยู่กับตำแหน่งของห้องเย็น ถ้าผนังห้องเย็นอยู่ในอาคาร อุณหภูมิออกแบบภายนอกของห้องเย็นจะเป็นอุณหภูมิภายในของอาคาร แต่ถ้าเป็นกรณีผนังห้องเย็นติดกับภายนอก จะใช้อุณหภูมิที่แนะนำในตาราง สภาพอากาศของประเทศต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.12 ความแตกต่างอุณหภูมิของเพดานและพื้นห้องเย็น

ถ้าห้องเย็นอยู่ในอาคาร และมีช่องว่างระหว่างเพดานห้องเย็น และเพดานของอาคาร เราจะคิดเพดานห้องเย็น เช่นเดียวกับ Inside wall แต่ถ้าเพดานห้องเย็นติดกับภายนอกจะคิดเพดานห้องเย็นเหมือน outside wall เช่นเดียวกับพื้นห้องเย็น ถ้าไม่ติดพื้นดินโดยตรง ก็คิดเหมือน inside wall แต่ถ้าติดพื้นดินโดยตรง ใช้อุณหภูมิของพื้นเป็นเกณฑ์การคำนวณ ตารางอุณหภูมิพื้นดินสำหรับห้องเย็น ให้ค่าอุณหภูมิพื้นสำหรับการคำนวณห้องเย็น

ในกรณีที่พื้นของห้องแช่แข็ง (Freezer) ติดพื้นดินโดยตรง จะต้องมีการป้องกันไม่ให้เกิดการแข็งตัวของน้ำใต้พื้นด้านล่างของห้องแช่แข็ง ซึ่งจะทำความเสียหายให้กับโครงสร้างได้ อาจจะใช้เดินท่ออากาศอุ่น (Warm air duct) สารฮีตเตอร์ (Electric heating cable) หรือ ขดท่อ (Pipe coils) สำหรับจ่าย Brine ให้หมุนเวียน เพื่อเป็นตัวจ่ายความร้อนเพื่อรักษาอุณหภูมิพื้นดินให้สูงกว่าจุดเยือกแข็งของน้ำ

ผลกระทบเนื่องจากรังสีจากดวงอาทิตย์ (Effect of Solar Radiator)

ผนังห้องเย็นที่ติดกับบริเวณภายนอกอาคารนั้น จะได้รับความร้อนบางส่วนจากการแผ่รังสี ทั้งโดยดวงอาทิตย์ และวัตถุอุณหภูมิสูงอื่นๆ ซึ่งจะมีผลให้อุณหภูมิที่ผิวภายนอกของผนัง จะสูงกว่าอุณหภูมิบรรยากาศ ลักษณะจะคล้ายตัวถังรถด้านนอกที่จอดไว้ในที่แจ้งจะมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิบรรยากาศมาก ดังนั้น ค่า TD จึงต้องมีการปรับค่ามากขึ้นกว่าผลต่างของ Temperature

## 2.13 การคำนวณภาระจากตัวสินค้า (Calculating the Product load)

ในกรณีสินค้าถูกนำเข้าห้องเย็น โดยมีอุณหภูมิสูงกว่าห้องเย็น และอุณหภูมิห้องเย็นสูงกว่าจุดเยือกแข็งของสินค้า Heat gain ที่เกิดจากสินค้าคำนวณจากสมการ

สมการ

$$Q = (A) \times (U) \times (\Delta T) \quad (2.23)$$

Q = Quantity of heat in kJ

m = Mass of product, kg

C = the specific heat above freezing, kJ/kg-K

TD = The change in product temperature, K 14-8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.14 Chilling Rate Factor

ในช่วงแรกของการแช่เย็น Product load จะมีผลต่ออุปกรณ์ค่อนข้างที่จะสูงมาก เมื่อเทียบกับ Average hourly product load ดังนั้นเมื่อเราเลือกอุปกรณ์ทำความเย็น โดย อาศัยข้อมูลของค่าเฉลี่ย จึงมีผลให้อุปกรณ์ไม่สามารถรับภาระขณะเริ่มต้นแช่เย็น เมื่อมีการใส่ product load ช่วงเวลา peak ได้ จึงต้องมีการเพิ่มค่าด้วย chilling rate factor เพื่อให้ค่า load เฉลี่ยมีค่าใกล้เคียงกับ load ขณะช่วง peak ค่า chilling rate factor หาได้จากตาราง Design Data For Meat , Fruit และ Miscellaneous Storage ตัวเลขเหล่านี้ได้จากการทดลองและการคำนวณ 14-8

ดังนั้น Product load จะคำนวณจากสมการ

$$\text{Product Load} = (m) \times (C_p) \times (\Delta T) / (\text{chilling time in second}) \times (\text{chilling rate factor}) \quad (2.24)$$

ทั่วไป Chilling rate factor จะถูกนำมาใช้ในห้องเย็น (Chilling Rooms) เท่านั้น ไม่ต้องนำมาคิดกับห้องเก็บ (Storage Room) เนื่องจาก Product load ของห้องเก็บมักจะมีขนาดเล็กเมื่อเทียบกับ Total load

## 2.15 การแช่แข็งสินค้าและการเก็บ (Product Freezing and Storage)

เมื่อสินค้าถูกนำมาแช่แข็ง และเก็บที่อุณหภูมิต่ำกว่าจุดเยือกแข็งของตัวสินค้านั้น ๆ ความร้อนที่นำมาคำนวณจะประกอบไปด้วย 3 ส่วน

1. ปริมาณความร้อนที่สินค้าจ่ายออกมาเพื่อลดอุณหภูมิจากเริ่มต้นจนเท่ากับจุดเยือกแข็ง
2. ปริมาณความร้อนที่สินค้าจ่ายออกมาขณะแข็งตัว
3. ปริมาณความร้อนที่สินค้าจ่ายออกมาเพื่อลดอุณหภูมิจากจุดเยือกแข็ง จนเป็นอุณหภูมิต่ำสุดท้ายของห้องเย็น

การคำนวณส่วน 1 และ 3 ใช้สูตรดังที่กล่าวมาแล้ว ส่วนปริมาณความร้อนหัวข้อ 2 คำนวณจากสมการ

$$Q = (m) \times h_{if} \quad (2.25)$$

$h_{if}$  = The product latent heat , kJ/kg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.16 ความร้อนจากการคายน้ำ (Respiration Heat)

ผักและผลไม้ หลังจากการเก็บเกี่ยวแล้วจะยังคงมีชีวิตอยู่ จะมีปฏิกิริยาเคมีระหว่าง Oxygen ในอากาศกับ Carbohydrate ในเนื้อเยื่อ เป็น Carbodioxide และความร้อน ความร้อนที่เกิดขึ้นนี้เรียกว่า Respiration Heat ดังนั้น ในกรณีที่สินค้าเป็นผักผลไม้สด โดยมีอุณหภูมิห้องเย็นสูงกว่าจุดเยือกแข็ง จะต้องรวมความร้อนส่วนนี้เข้ากับ Product Load ด้วย ค่าความร้อนที่เกิดจากการหายใจนี้ให้ไว้ในตาราง Reaction Heat Fruits and Vegetables

เพราะฉะนั้น Product Load ที่มีผลมาจาก Respiration Heat หาได้จาก สมการ

$$Q = (\text{Mass of product, kg}) \times (\text{Respiration Rate, W/kg}) \quad (2.26)$$

## 2.17 ภาชนะบรรจุและวัสดุในการหีบห่อ (Containers and Packing Materials)

ในกรณีที่สินค้าที่นำเข้าห้องเย็น บรรจุอยู่ในภาชนะ เช่น นมในขวด หรือกล่อง การคิด Product Load จะต้องรวมความร้อนที่ต้องจัดออกจากภาชนะเหล่านี้ จากอุณหภูมิเริ่มต้นจนเท่าอุณหภูมิห้องเย็น Miscellaneous Load หลักๆ จะได้แก่ ความร้อนจากหลอดไฟ มอเตอร์ไฟฟ้า และคนที่กำลังทำงานในบริเวณ ทำความเย็น ความร้อนจากหลอดไฟ คำนวณจาก ผลคูณของจำนวน Watt ของหลอดไฟ คูณ ชั่วโมงที่ทำงาน (เปิดใช้) หารด้วย 24 ชั่วโมงจากสมการ

$$Q(\text{Watts}) = (\text{Watts}) \times (\text{hours}) / (24 \text{ hours}) \quad (2.27)$$

Heat Gain จาก Motor แสดงไว้ในตาราง Heat Equivalent of Electric Motors

จากสมการ

$$Q(\text{kW}) = (\text{Motor Output in kW}) \times (\text{Factor}) \times (\text{Hours in use}) / (24 \text{ Hours}) \quad (2.28)$$

ความร้อนจากคนทำงานภายในบริเวณการทำมาความเย็น หาได้จาก ตาราง Heat Equivalent to Occupancy จากสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Q \text{ (kW)} = (\text{No. of People}) \times (\text{Heat Equivalent kW/Person}) \times (\text{Hours Occupied}) / (24 \text{ Hours})$$

(2.29)

ส่วนแหล่งความร้อนอื่นๆ ถ้ามีก็จะต้องนำมาคิดรวมเป็น Load ด้วยเช่นกัน

## 2.18 การใช้ค่าความปลอดภัย (Use of Safety Factor)

เมื่อรวมภาระต่างๆ ที่กล่าวมาแล้วเข้าด้วยกัน ก็จะได้ Total Cooling Load ซึ่งมักจะต้องเพิ่มค่าอีก 5% ถึง 10% เป็นค่า Safety Factor ขึ้นอยู่กับความน่าเชื่อถือของข้อมูล หลังจากบวกค่า Safety Factor เข้าไปแล้ว จึงนำไปคูณด้วย 24 ชั่วโมง และหารด้วยจำนวนชั่วโมงที่ต้องการ Operated เครื่อง เพื่อนำไปเลือกอุปกรณ์ต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### บทที่ 3

#### การออกแบบและขั้นตอนการดำเนินงาน

##### 3.1 การออกแบบและการคำนวณ

แบ่งเป็น 4 ส่วน คือ

- ห้องทำความเย็น ( Storage room )
- แผงอีวาพอเรเตอร์ ( Evaporative Cooling system )
- ระบบการป้อนน้ำ ( Pump )
- เครื่องทำน้ำเย็น ( Cold Water system )

##### 3.1.1 ห้องทำความเย็น

ขนาดของห้องทำความเย็น โดยกำหนดขนาดเป็น

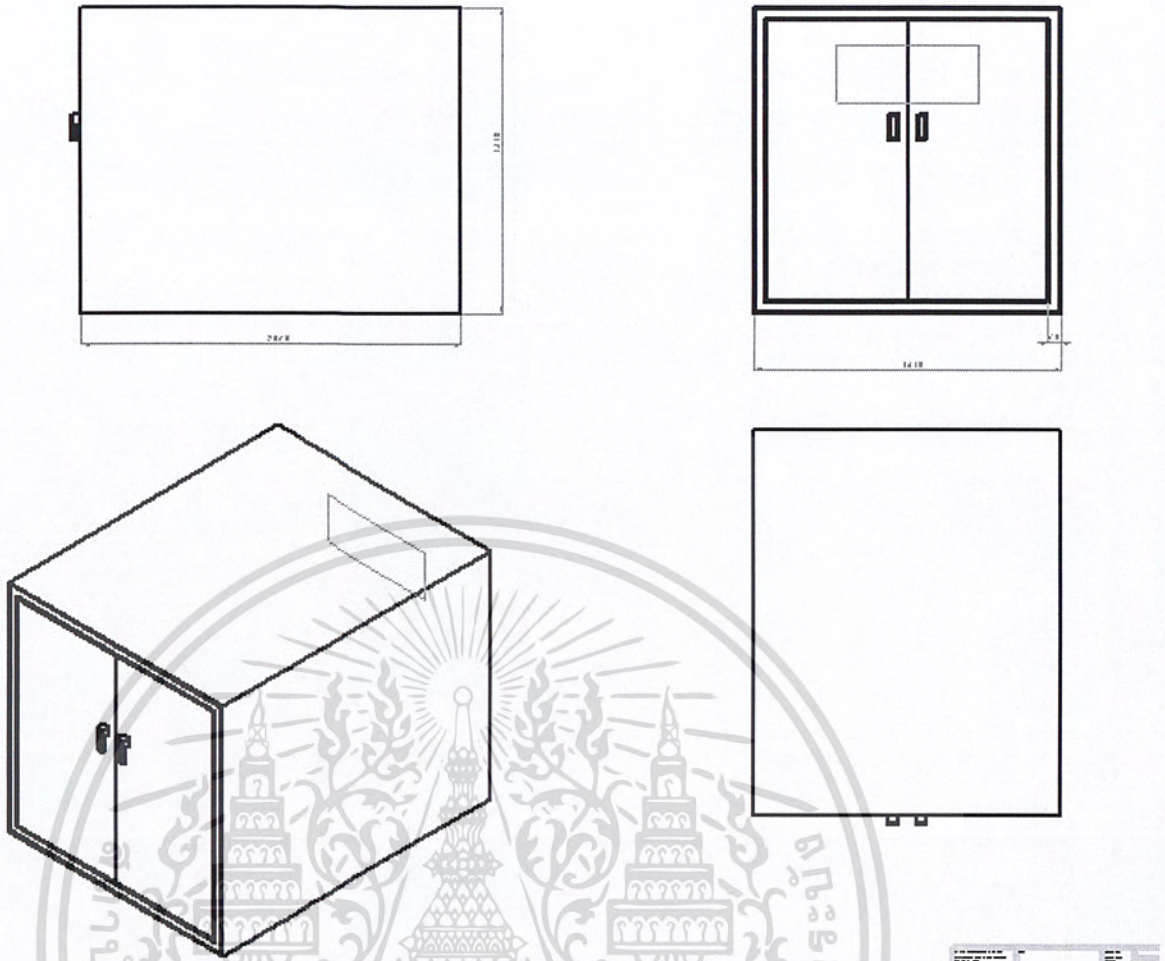
กว้าง 2 เมตร

ยาว 2 เมตร

สูง 2 เมตร

โดยใช้ฉนวนกันความร้อน Polyurethane Foam Insulate-Thermal Conductivity = 0.017 W/mK มีความหนา 50 mm  $U = 0.6402 \text{ (w/m}^2 \text{ K)}$  โดยที่ผนังพื้น หลังคา และกำแพง เป็นผนังไม้หนา 10 mm รวมความหนาของผนังห้องทำความเย็นทั้งหมด เป็น 70 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1 การออกแบบห้องทำความเย็น (Storage room)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ภาระความร้อนที่ผ่านเข้ามายังผนังพื้น หลังคา และกำแพง

$$Q_{\text{wall}} = AU\Delta T \quad \text{โดยที่ } A = (2 \times 2) \times 6 = 24 \text{ m}^2 \quad (3.1)$$

$$U = 0.6402 \text{ (w/m}^2 \text{ K)}$$

$$\Delta T = (35 - 21) = 14$$

$$Q_{\text{wall}} = 215.11 \text{ W} = 0.215 \text{ kW}$$

- ภาระจากอากาศเข้ามายังห้อง infiltration

$$Q_{\text{Airchard}} = RH = 40\% \quad \text{ห้องขนาด } 8 \text{ m}^3 \quad \text{จากตารางได้ } \dot{m} = 2.6 \text{ L/s}$$

$$Q_{\text{Aircharge}} = \text{rate of infiltration} \times (\text{aircharge factor } \sim 0.05 \text{ kJ/L}) \quad (3.2)$$

$$= (2.6 \text{ L/s}) \times (0.05 \text{ kJ/L})$$

$$= 0.13 \text{ kW}$$

(อัตราการไหลเข้าของอากาศที่เข้ามายังห้องเท่ากับ  $0.0375 \text{ m}^3/\text{min}$ )

- ภาระที่เกิดจากผลิตภัณฑ์ (heat gain from product)

$$Q_{\text{product load}} = \text{mass of product (kg)} \times \text{Respiration rate (W/kg)} \quad (3.3)$$

กำหนดขนาดของผลิตภัณฑ์ในห้องเย็น ปริมาณครั้งละ 100 kg

Respiration rate (W/kg) กำหนดให้มีค่าเท่ากับ 0.123 W/kg

$$Q_{\text{product load}} = 100 \times 0.123 = 12.3 \text{ W} = 0.0123 \text{ kW (latent heat)}$$

$$Q_{\text{product load}} = mc\Delta T / 24 \times 3600 = 100 \times 3.85 \times (25 - 21) / 24 \times 3600 = 0.018 \text{ kW (sensible heat)} \quad (3.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ภาระที่เกิดจากแสงสว่าง(หลอดไฟ)( heat gain from lighting equipment)

ห้องทำความเย็นใช้หลอดไฟขนาด 18 W 1 ดวง

$$Q_{\text{light}} = 18 \times 3.42 = 61.6 \text{ BTU/h} = 0.018 \text{ kW} \quad (\text{sensible heat}) \quad (3.5)$$

- ภาระที่เกิดจากมอเตอร์พัดลมเป่าอากาศ (heat gain power equipment )

พัดลมที่ใช้เป่าอากาศ (Blower) connected load in refrigeration โดยขนาดของ มอเตอร์ที่ใช้มีขนาด

67-80 W ซึ่ง ค่าความร้อนของพลังงานมอเตอร์มีค่า ~ 4250 Btu/hp-hr ดังนั้น

เลือกที่ขนาด 67 มีอัตราการไหลของอากาศมากที่สุด  $15 \text{ m}^3/\text{min}$

$$Q_{\text{em}} = (1/15) \times 4250 = 283.3 \text{ BTH/h} = 0.083 \text{ kW} \quad (\text{sensible heat}) \quad (3.6)$$

ตารางที่ 3.1 ภาระความร้อนของห้องทำความเย็น

ภาระ	cooling load	
	kW	BTU
-ผนังห้องทำความเย็น	0.215	733.58
-Air charge load	0.13	443.64
-ความร้อนจากผลิตภัณฑ์	0.030	102.37
-อุปกรณ์แสงสว่าง	0.018	61.42
-ความร้อนจากมอเตอร์	0.083	283.3
รวมทั้งหมด	0.476	1624.31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\bullet \bullet \text{ Total load} = Q_{\text{wall}} + Q_{\text{Aircharge}} + Q_{\text{product load 1}} + Q_{\text{product load 2}} + Q_{\text{light}} + Q_{\text{em}} \text{ kW} \quad (3.7)$$

$$= 0.215 + 0.13 + 0.0123 + 0.018 + 0.018 + 0.083 = 0.476$$

$$\text{Safety factor of cooling load 10\%} = 0.0476 \text{ kW}$$

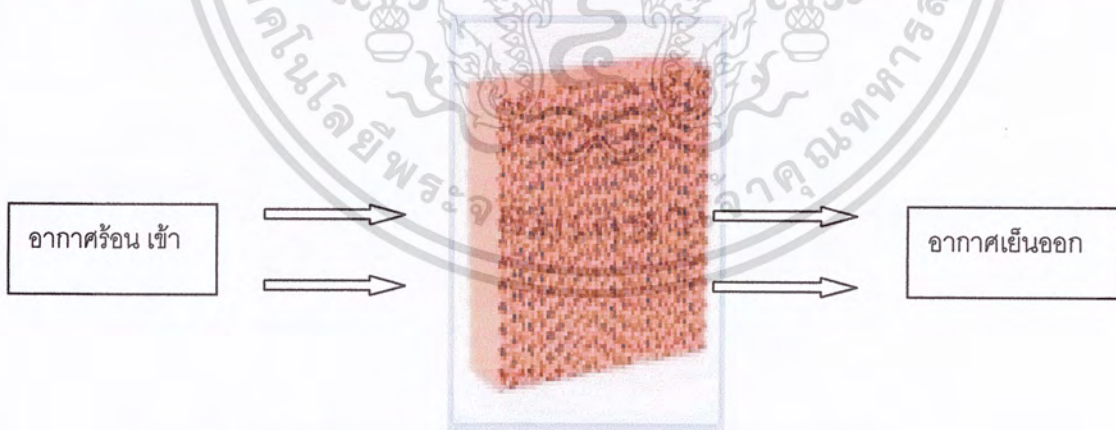
$$\text{รวมภาระการทำความเย็นของห้อง} = 0.476 + 0.0476 = 0.5236 \text{ kW}$$

### 3.1.2 แผงอีวาพอเรเตอร์ (Evaporative Cooling system)

การคำนวณ Psychrometric chart ของแผงซับความชื้น การทำความเย็นของห้องเย็นและเพิ่มความชื้นให้กับอากาศนั้น โดยผ่านแผงซับความชื้น Evaporative Cooling pad ซึ่งมีหลักการทำงานคือ เมื่ออากาศสัมผัสกับน้ำ พลังงานความร้อนในอากาศจะถูกนำไปใช้ในการเปลี่ยนสถานะของน้ำให้กลายเป็นไอ ซึ่ง Evaporative Cooling Pad ประกอบด้วยวัสดุที่มีความสามารถในการดูดซับน้ำได้อย่างดีเยี่ยมมาจัดวางในรูปแบบที่มีการจัดสรรพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศสูงสุด จึงสามารถขยายผลของปรากฏการณ์ทางธรรมชาติดังกล่าวให้เป็นทางเลือกในการทำความเย็นที่ประหยัดและคุ้มค่า เมื่อนำอากาศร้อนมาผ่านแผง Evaporative Cooling Pad ที่หล่อเลี้ยงด้วยน้ำ จะทำให้ได้อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำลงดังรูปข้างล่าง

Outside design condition ( Hot air )

Inside design condition



รูปที่ 3.2 ลักษณะการทำงานของ Evaporative Cooling pad

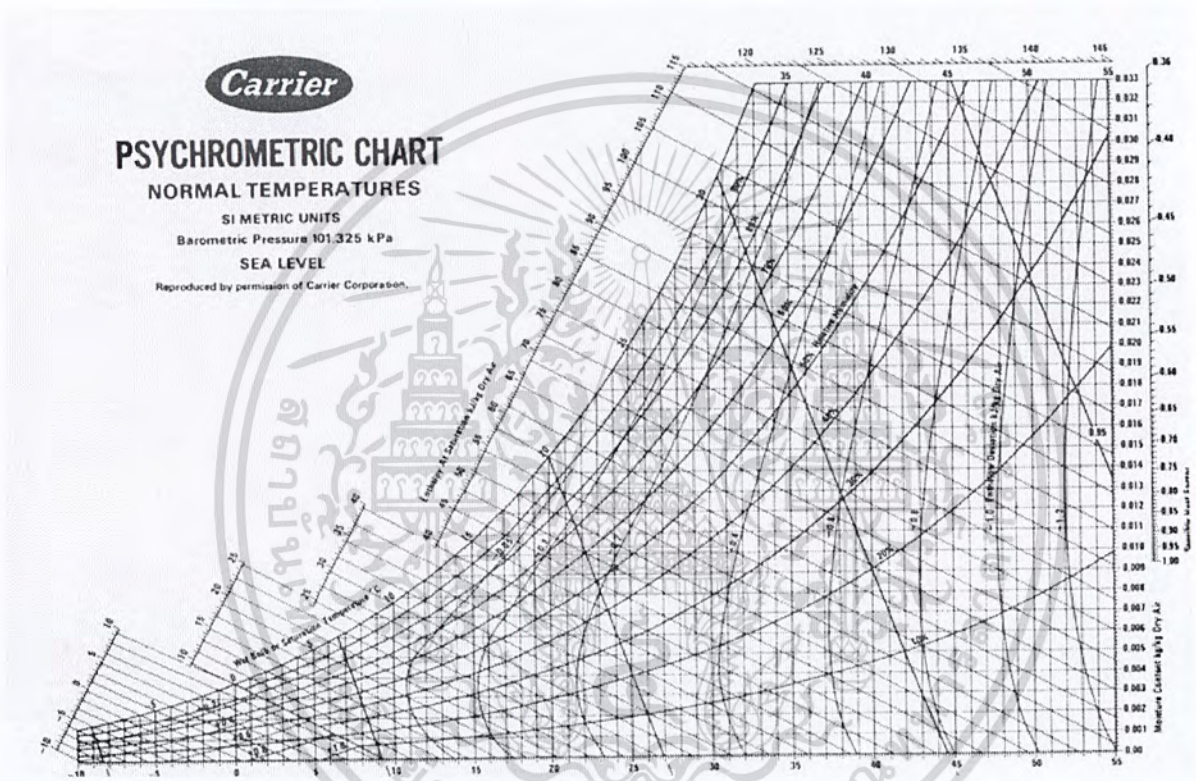
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งความสามารถในการลดอุณหภูมิของ Evaporative Cooling Pad( $\Delta T$ ) ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพในการระเหยดังสมการต่อไปนี้

$$\Delta T = \%E * (T_{db} - T_{wb})$$

โดยที่ E = ประสิทธิภาพในการระเหยของ Evaporative Cooling Pad  
 $T_{db}$  = อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ  
 $T_{wb}$  = อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศ (3.8)

- การหาค่าปริมาณน้ำที่ต้องใช้ในการป้อนน้ำให้กับ Evaporative Cooling Pad ด้วย Psychrometric chart



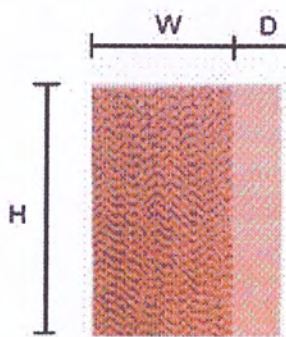
รูปที่ 3.3 Psychrometric chart

จากกราฟ ได้ อัตราส่วนความชื้น  $W_a = 0.0075$  kg/kg dry air  $W_b = 0.016$  kg/kg dry air

ดังนั้นปริมาณน้ำที่ทำให้อากาศอิ่มตัว =  $W_b - W_a = 0.016 - 0.0075 = 0.0085$  kg/kg air (3.9)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- พื้นที่แผงซับน้ำ cool pad

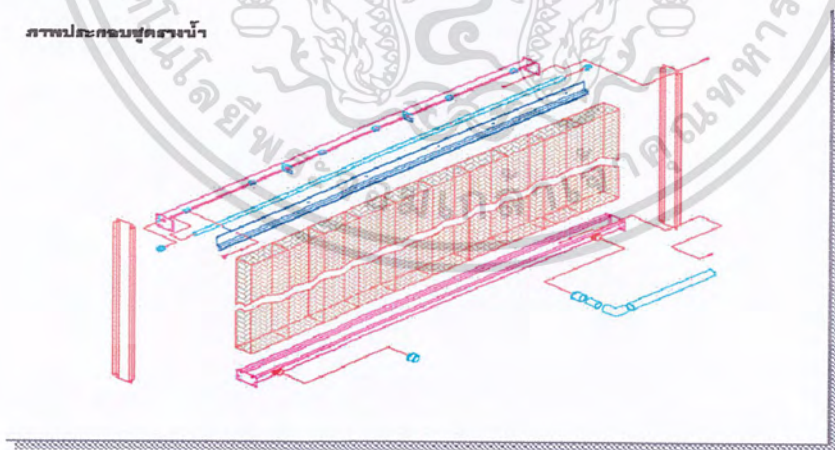


รูปที่ 3.4 ขนาดของแผงซับความชื้น (Evaporative Cooling pad)

ขนาดของแผงซับความชื้น  $W=0.75 \text{ mm}$   $D=0.15 \text{ mm}$   $H=25 \text{ mm}$

$A = V/1.27$  กำหนด  $A=0.1875$  ตารางเมตร ดังนั้นปริมาตรอากาศที่ไหลเข้า  $V = 0.238 \text{ m}^3/\text{s}$   
 ความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิ  $37^\circ\text{C} = 1.164 \text{ kg/m}^3$  ดังนั้นอัตราการไหลของมวลอากาศแห้งเป็น  
 $0.277 \text{ kg/s}$  จาก Psychrometric chart ได้ข้อมูลดังนี้ ค่าเอนทัลปีที่จุดที่ 1 ( $T=37^\circ\text{C}$  DBT  $\text{RH} = 40\%$ ) มีค่า  
 $79 \text{ kJ/kg}$  ค่าเอนทัลปีที่จุดที่ 2 มีค่า  $29 \text{ kJ/kg}$  ดังนี้  $Q = m_a(h_1-h_2) = 0.277 \times (79-29) = 13.85 \text{ kJ/s}$  ทำให้  
 ทราบถึงอัตราการไหลของน้ำจากสมการการคำนวณอัตราการไหลของน้ำ  $M_w = m_a(W_1-W_2) =$   
 $0.277 \times 0.0085 = 0.003 \text{ kg/s}$  หรือเท่ากับ  $10.8 \text{ L/h}$

ภาพประกอบชุดระบายน้ำ



รูปที่ 3.5 การประกอบ แผงแผงซับความชื้น (Evaporative Cooling pad)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.3 การเลือกขนาดพัดลมเป่าอากาศ

จากอัตราการไหลของอากาศที่มีอัตรา  $V = 0.238 \text{ m}^3/\text{s}$  จึงเลือกขนาดพัดลมเป่าอากาศที่มี ขนาดหน้ากว้าง อยู่ที่ 680-755 mm แรงดันไฟฟ้า 120-230 V ความถี่ 50-60 Hz กระแสไฟฟ้า 0.44-0.37 A กำลังไฟ 67-80 W ความเร็วรอบที่ 1450-1680 rpm มีอัตราการไหลสูงสุด  $15-17 \text{ m}^3/\text{min}$

### ตารางที่ 3.2 ตารางการเลือกขนาดพัดลมเป่าอากาศ

Model	Size (mm)			Rated	Frequency	Current	Power	Speed	Max. Pressure			Max. Air Flow			Noise	Weight
	A	B	C	Voltage					V	Hz	A	W	R.P.M.	mmAq		
CRFC-09031B23L	360	375	420	230	50/60	0.11/0.11	27/29	1200/1250	2.5/2	0.09/0.07	24.5/19.6	5.5/1	300/306	176/180	45/45	2.5
CRFC-09031B23M	360	375	420	230	50/60	0.13/0.13	30/30	1380/1600	2.9/2.1	0.11/0.08	28.4/20.5	5.7/6.7	342/402	201/236	49/52	2.5
CRFC-09047B23M	525	540	585	230	50/60	0.18/0.20	35/42	1300/1460	3.5/4	0.19/0.21	34/39.2	8-10	280/315	282/317	51/53	2.8
CRFC-09063B23M	680	695	755	120	50/60	0.92/0.75	71/79	1450/1680	4.5/5.5	0.17/0.21	44/54	15/17	900/1020	530/600	56/60	4.2
				230	50/60	0.44/0.37	67/60	1450/1680	4.5/5.5	0.17/0.21	44/54	15/17	900/1020	530/600	56/60	
CRFC-09088B23M	890	945	1005	120	50/60	0.84/0.81	77/80	1420/1650	4.5/5.5	0.17/0.21	44/54	18/23	1080/1360	630/805	57/61	4.5
				230	50/60	0.45/0.42	73/90	1420/1660	4.5/5.5	0.17/0.21	44/54	18/23	1080/1360	630/805	57/61	

### 3.1.4 ระบบการป้อนน้ำ (Pump)

จากอัตราการไหลของน้ำที่ต้องผ่าน แผงขับน้ำ Evaporative Cooling pad มีค่าเท่ากับ  $0.003 \text{ kg/s}$  หรือเท่ากับ  $10.8 \text{ L/h}$  จึงนำไปเลือกขนาดปั๊มที่จะใช้ในการป้อนให้กับ Evaporative Cooling pad เป็นปั๊มแบบจุ่มน้ำ มีขนาด 20 -30 W ปั๊มน้ำได้สูง 1.3 เมตร อัตราการไหล  $900 \text{ L/h}$  ขนาด  $130 \times 62 \times 101 \text{ mm}$



รูปที่ 3.6 ปั๊มแบบจุ่มน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.5 เครื่องทำน้ำเย็น ( Cold Water system)

การหาขนาดของคอมเพรสเซอร์ ที่จะใช้กับภาระของการทำน้ำให้มีอุณหภูมิลดลงจาก 25 °c มาเป็น 0 °c โดยกำหนดปริมาตรของน้ำในถังบรรจุได้ 10 ลิตร มีค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ 4.187 kJ/kg.K อุณหภูมิของน้ำขาเข้าถึงน้ำเย็นเฉลี่ยอยู่ที่ 10 องศาเซลเซียส และปริมาณอุณหภูมิน้ำเย็นที่ต้องการในการหมุนเวียนเพื่อใช้กับระบบเท่ากับ 0 -5 องศาเซลเซียส

$$Q = mC_p.dT \quad (3.10)$$

เมื่อ m คือค่า ปริมาณน้ำที่ไหลเวียนภายในระบบ โดยกำหนดให้เป็น 10 kg/hr หรือ 0.0027 kg/s

$C_p$  คือค่า ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ 4.187 kJ/kg.K

dT คือค่า ผลต่างของอุณหภูมิของน้ำเย็นขากลับกับอุณหภูมิน้ำเย็นขาไป(ออกจากถังน้ำ

เย็น)

ดังนั้น  $Q = mC_p.dT$

$$Q = 0.0027 \times 4.187 \times (10 - 0)$$

$$Q = 0.113 \text{ kW (385.67 Btu/h)}$$

จึงเลือกใช้คอมเพรสเซอร์ตู้เย็นที่มีขนาดการทำงานอยู่ที่ 135 W (461 Btu/h) เนื่องจากเพื่อค่าความปลอดภัยในการใช้งานประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์

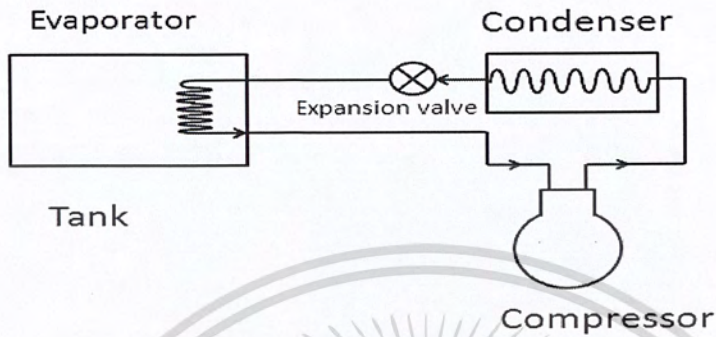


รูปที่ 3.7 คอมเพรสเซอร์ตู้เย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.1.6 การออกแบบระบบทำน้ำเย็น

แผนภาพการทำงานของระบบทำน้ำเย็น (Diagram of Cooling Water)



รูปที่ 3.8 แผนภาพของระบบทำน้ำเย็น (Diagram of Cooling Water)

## 3.2 ขั้นตอนการดำเนินงาน

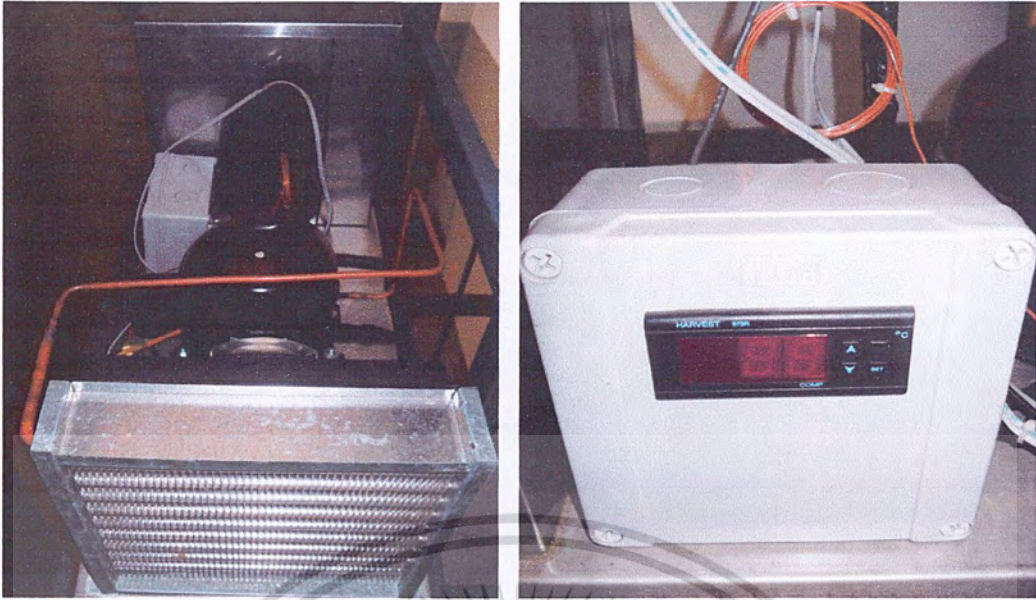
### 3.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

#### 1. การสร้างระบบทำน้ำเย็น

ถังทำน้ำเย็นเป็นส่วนหนึ่งเพิ่มขึ้นมาในระบบทำความเย็นแบบระเหยเพื่อทำการทดลองเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำความเย็นระหว่างผลต่างของอุณหภูมิทำน้ำเย็นกับน้ำธรรมดา ซึ่งระบบทำน้ำเย็นนี้มีส่วนประกอบที่สำคัญอยู่ 2 ส่วนใหญ่ ๆ คือ ระบบทำความเย็น

(Evaporator, Compressor, Condenser, Capillary tube) กับระบบควบคุมอุณหภูมิทำน้ำเย็น หรือ เทอร์โมสตัทแบบดิจิทัล ซึ่งลักษณะของระบบทำน้ำเย็นมีลักษณะดังรูปที่ 3.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.9 ชุดระบบทำน้ำเย็นและอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิน้ำเย็น

ระบบทำน้ำเย็นประกอบด้วยมีอุปกรณ์ต่างๆดังนี้

-Evaporator เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยในตัวถังทำน้ำเย็นนี้ น้ำจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็น R-134a โดยใช้ท่อทองแดงขนาด 3/8 นิ้ว คัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีความกว้าง 20x20 เซนติเมตร หุ้มฉนวนด้วย Polyethylene foam ,PE foam ดังรูปที่ 3.11

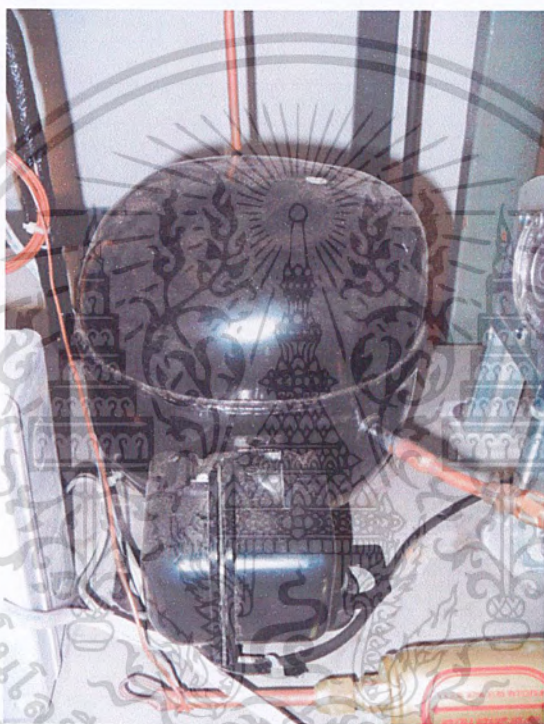


รูปที่ 3.10 Evaporator ที่ทำมาจากท่อทองแดง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-Compressor เป็นอุปกรณ์เพิ่มความดันให้แก่ไอของสารทำความเย็นที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Evaporator ให้กลายเป็นไอยิ่งยวด เพื่อส่งสารทำความเย็นไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Condenser และทำให้เกิดการหมุนเวียนของสารทำความเย็น ซึ่ง Compressor ที่ใช้เป็นของยี่ห้อ Kulthorn Kirby compressor ชนิดลูกสูบหรือ ใช้กับตู้เย็นตู้แช่ ขนาด 135 W (461 Btu/h)

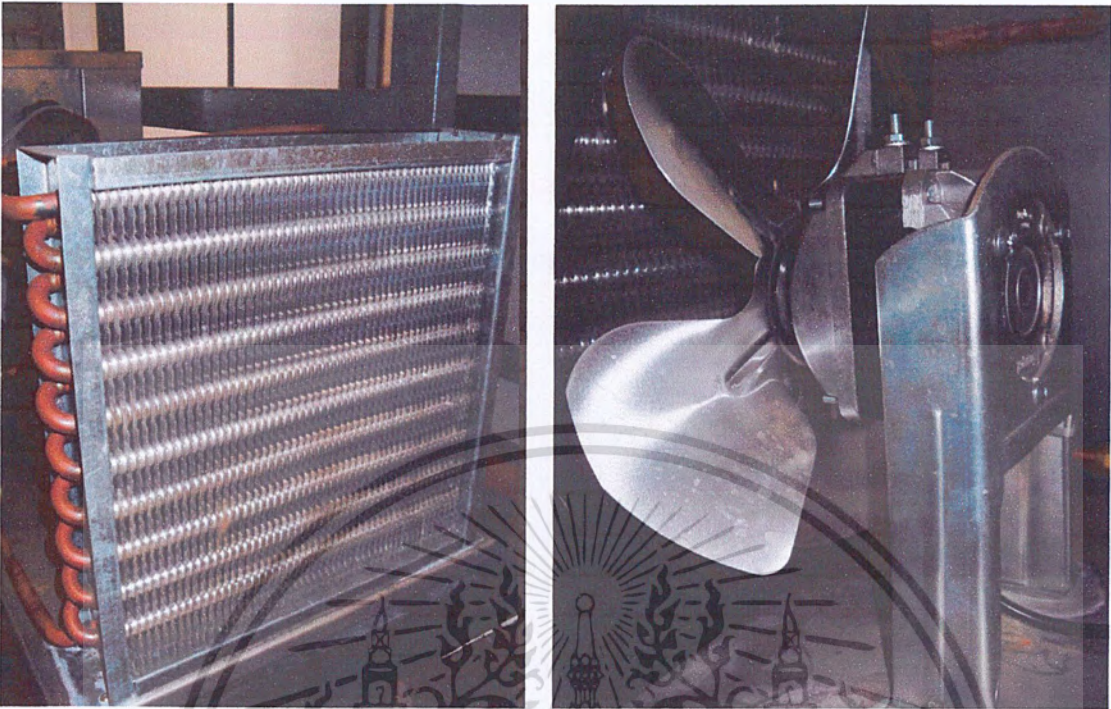
ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.11 Compressor ของระบบทำน้ำเย็น

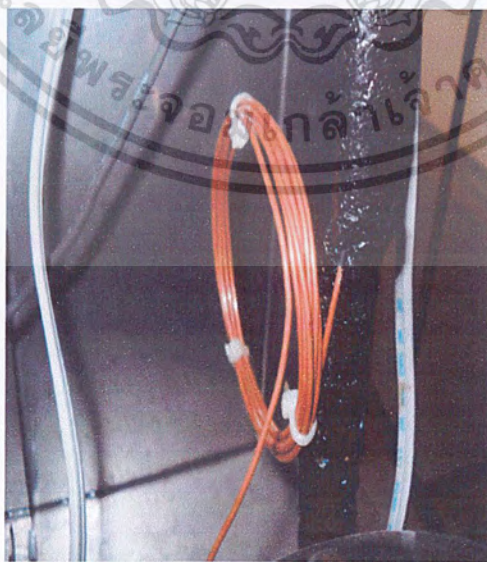
-Condenser เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของไอสารทำความเย็นที่ถูกอัดจนกลายเป็นไอยิ่งยวด ที่ออกจาก Compressor กับอากาศ โดยใช้พัดลมดูดอากาศจากภายนอกผ่าน Condenser ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวอิมตัว และลมที่ออกมาจะช่วยระบายความร้อนของ Compressor ได้ด้วย ลักษณะของ Condenser และพัดลมระบายความร้อน แสดงในรูปที่ 3.13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.12 Condenser และพัดลมระบายความร้อนของ Condenser

-Capillary Tube เป็นอุปกรณ์ส่วนที่มีหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่ออกจาก Condenser เพื่อให้มีสถานะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Evaporator ดังแสดงในรูปที่ 3.14

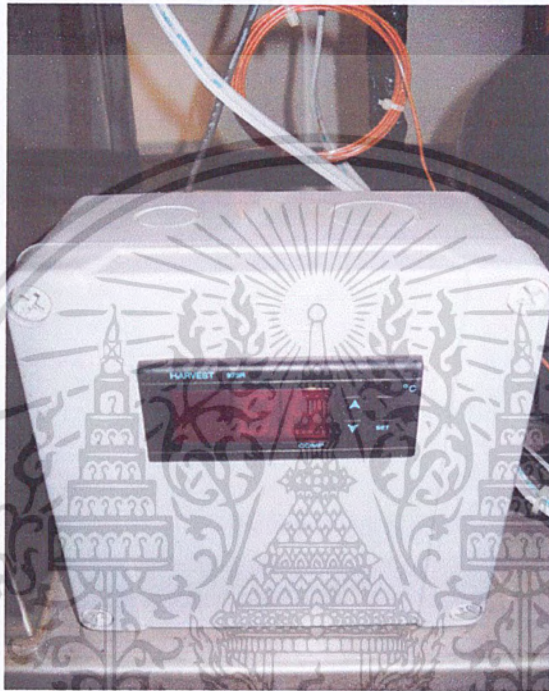


รูปที่ 3.13 Capillary tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ระบบควบคุมอุณหภูมิ

-Thermostat เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ควบคุมอุณหภูมิ ในระบบทำความร้อนหรือทำความเย็น เพื่อให้ อุณหภูมิอยู่ในขอบเขตจำกัด ควบคุมอุณหภูมิโดยการตัดการทำงานของ Compressor และ พัดลมระบาย อากาศของ Condenser ซึ่งเราสามารถกำหนดช่วงค่าอุณหภูมิสูงสุด และต่ำสุด เพื่อให้อุณหภูมิอยู่ในช่วงที่ ต้องการดังแสดงในรูปที่ 3.15

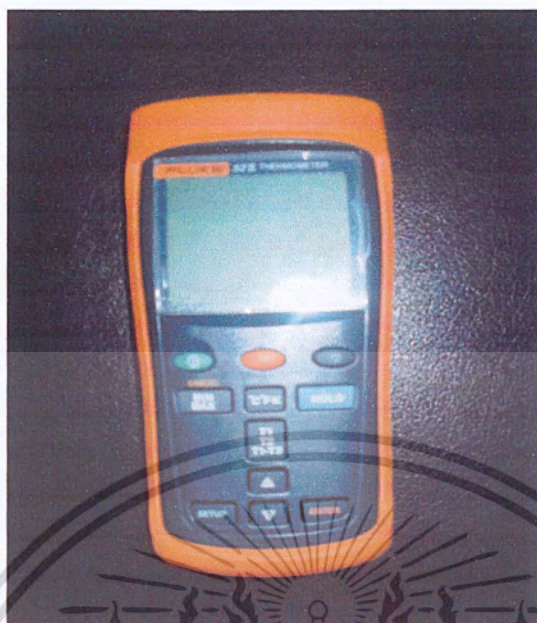


รูปที่ 3.14 Thermostat แบบดิจิทัล

## 2. อุปกรณ์วัดค่าอุณหภูมิ

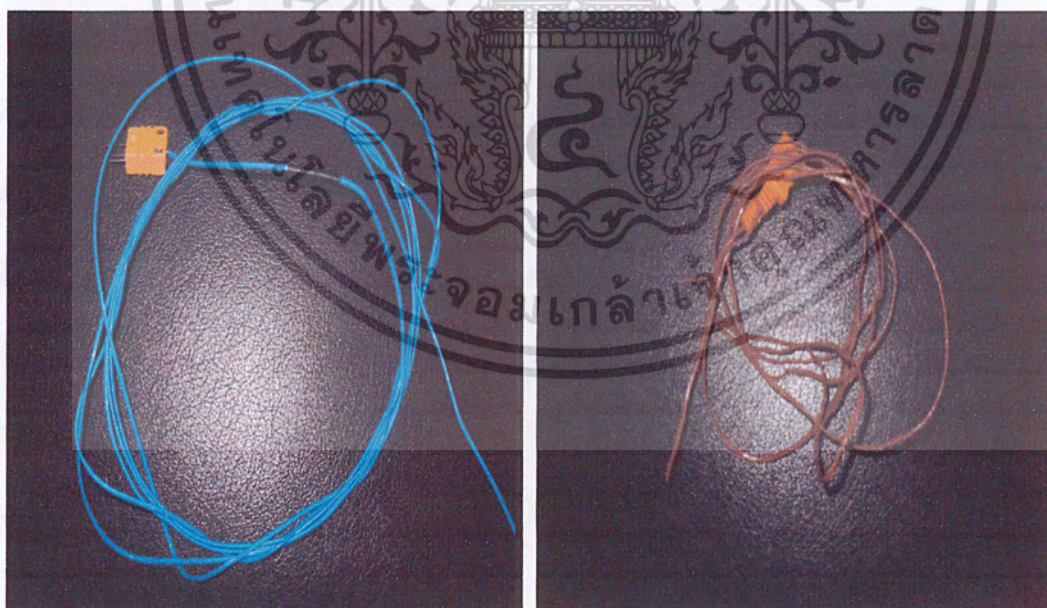
-เครื่องวัดอุณหภูมิเทอร์โมมิเตอร์ Thermometer จะบันทึกค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆ โดยต่อกับสาย เทอร์โมคัปเปิ้ลซึ่งปลายของสายเทอร์โมคัปเปิ้ลจะนำไปติดตั้งไว้ในจุดต่างๆของห้องเพื่อใช้หาค่าอุณหภูมิ ดังแสดงในรูปที่ 3.16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.15 Thermometer

-สายเทอร์โมคัปเปิ้ล Type K เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดอุณหภูมิโดยนำไปเสียบเพื่อวัดค่าอุณหภูมิ  
ออกมาจากเครื่อง Thermometer ดังในรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.16 เทอร์โมคัปเปิ้ล Type K

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-เทอร์โมมิเตอร์กระเปาะเปียกกระเปาะแห้ง เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งทั้งภายนอกและภายในห้องทำความเย็นเพื่อนำไปคำนวณหาค่าความชื้นสัมพัทธ์ในโปรแกรม

Engineering power tool (EPT) ดังแสดงในรูปที่ 3.18

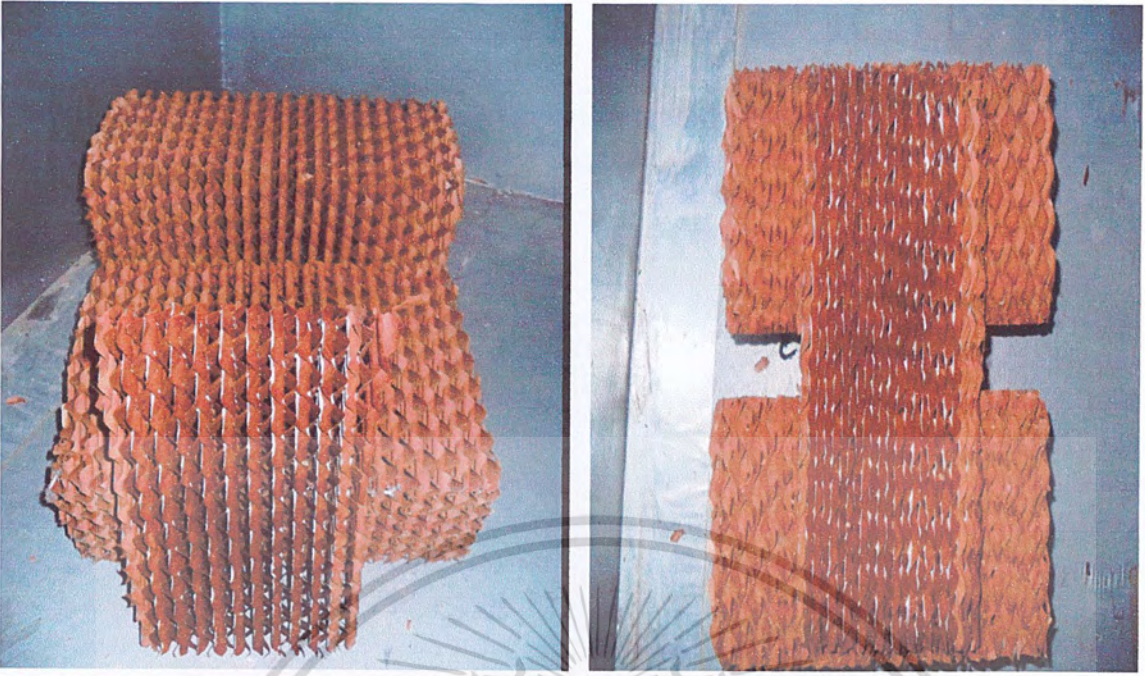


รูปที่ 3.17 เทอร์โมมิเตอร์กระเปาะเปียกกระเปาะแห้ง

### 3. อุปกรณ์อื่นๆที่เกี่ยวข้องในระบบทำความเย็นแบบระเหย

-แผงซับน้ำ Cooling pad การใช้ระบบรังผึ้งแบบกระดาษหรือโพลีเอทิลีนที่สามารถดูดซับน้ำได้ดี ต่อท่อเข้าสู่แผ่นรังผึ้งให้รังผึ้งเปียกชื้น ทำให้อากาศที่ผ่านเข้ามามีความชื้นความเย็น ดังแสดงในรูปที่ 3.19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.18 แผงซับน้ำ Cooling pad

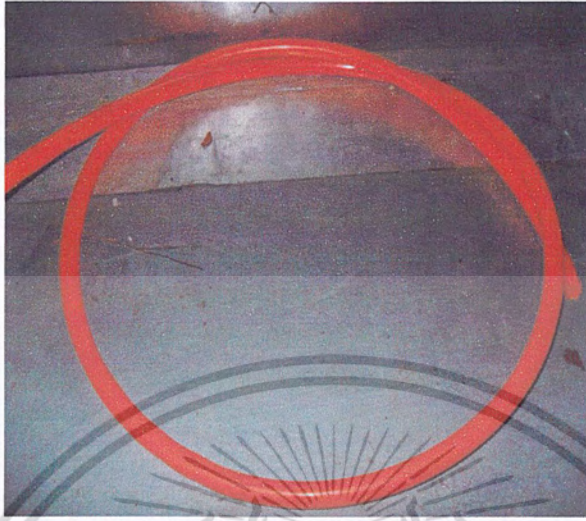
-การติดตั้งปั๊มแบบจุ่มน้ำ



รูปที่ 3.19 การติดตั้งปั๊มแบบจุ่มน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-ระบบท่อส่งน้ำเย็น ใช้ท่อสายยางแข็งขนาด 1/4 นิ้ว โดยท่อส่งมีความยาว 1.5 เมตร ท่อน้ำกลับมีความยาว 1.0 เมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.20 ท่อส่งน้ำเย็น

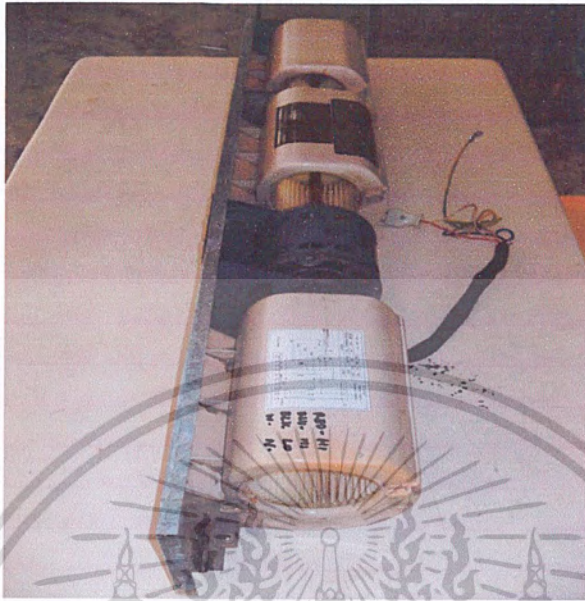
-ฉนวนหุ้มท่อส่งน้ำเย็น



รูปที่ 3.21 ฉนวนหุ้มท่อส่งน้ำเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-พัดลมเป่าอากาศ (Blower) ความเร็วรอบที่ 1450-1680 rpm มีอัตราการไหลสูงสุด 15-17 m<sup>3</sup>/min ดังแสดงในรูปที่ 3.23



รูปที่ 3.22 พัดลมเป่าอากาศ (Blower)

-รางปล่อยน้ำ มีการเจาะรูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 มิลลิเมตร ระยะห่างในแต่ละรู 4 เซนติเมตร รางปล่อยน้ำยาวทั้งหมด 75 เซนติเมตร ให้น้ำหยดตามแรงโน้มถ่วง (Gravity distribution) ดังแสดงในรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.23 รางปล่อยน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- วาล์วควบคุมอัตราการไหล ขนาด 1/4 นิ้ว



รูปที่ 3.24 วาล์วควบคุมอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

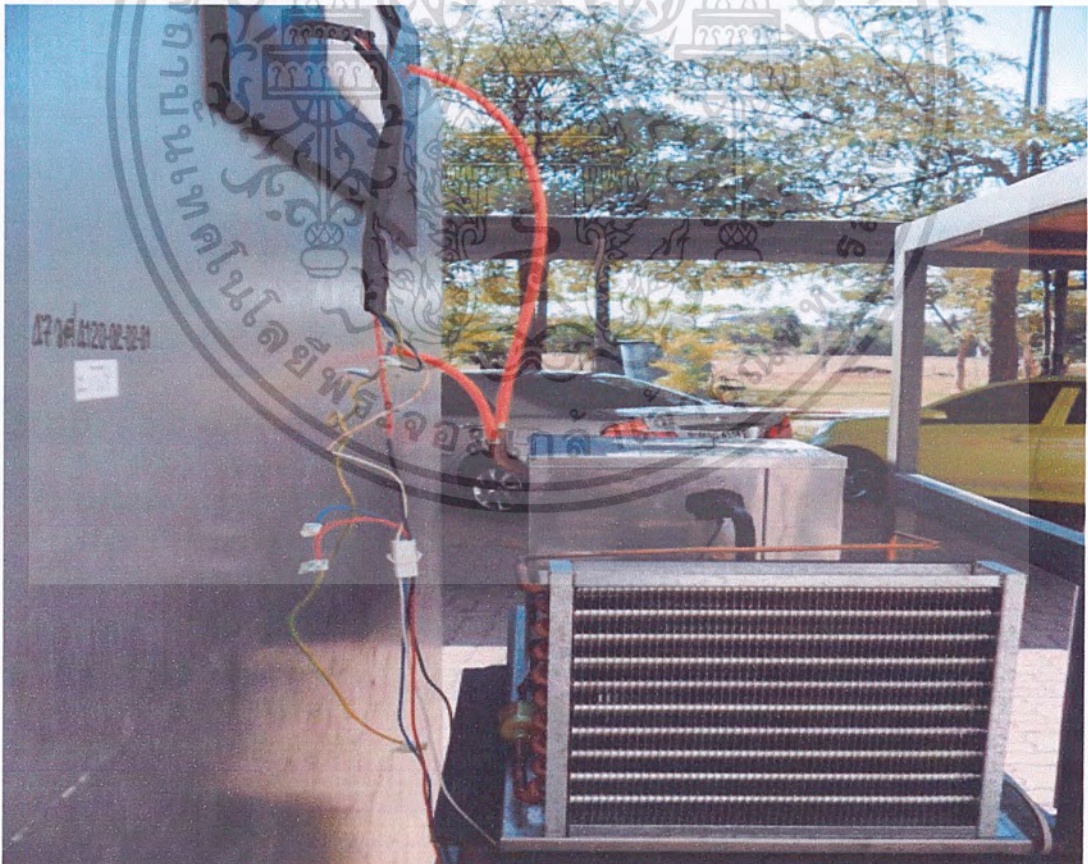
### การทดลองและการวิเคราะห์ผล

ในการทดลองเรื่องอุณหภูมิน้ำเย็นที่มีผลต่อการทำงานแบบระเหย ได้มีการแบ่งการทดลองตามอุณหภูมิของน้ำเย็นที่มีการเปลี่ยนแปลง และการปรับค่าอัตราการไหลในแต่ละอัตราการไหล เพื่อหาความสัมพันธ์และเปรียบเทียบประสิทธิภาพของแต่ละอุณหภูมิน้ำเย็น

#### 4.1 วิธีการทดลอง

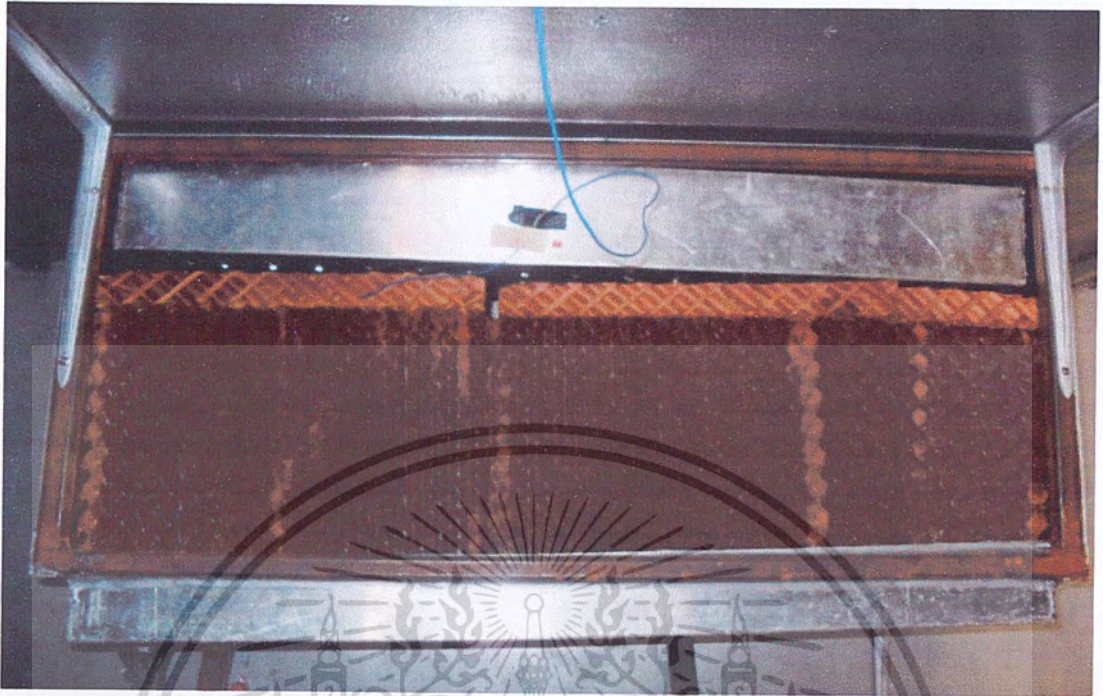
ขั้นตอนการทดลองมีดังนี้

4.1.1 ติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลองทั้งระบบภายในและภายนอก ซึ่งแบ่งได้เป็น 2 ส่วน คือ ส่วนของเครื่องทำความเย็น และ ส่วนของแผงซับน้ำ (Cooling pad) ดังแสดงในรูปที่ 4.1-4.2



รูปที่ 4.1 ลักษณะการติดตั้งเครื่องทำความเย็น

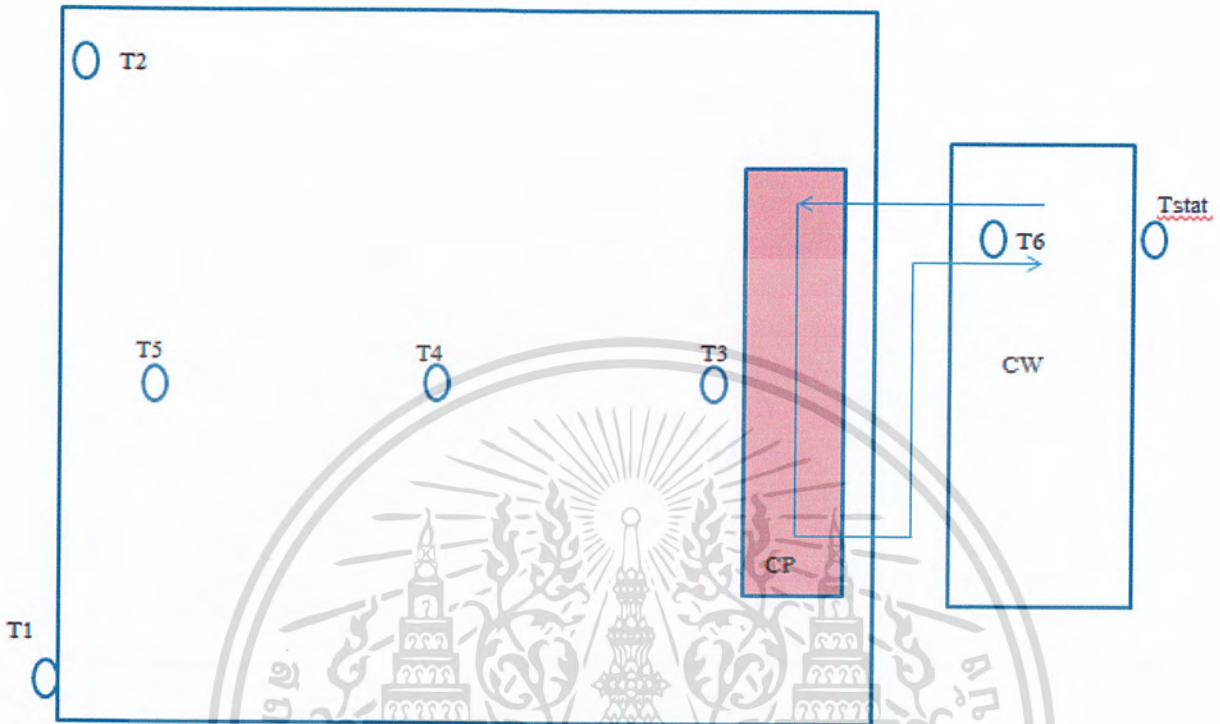
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 ลักษณะการติดตั้งแผงซับน้ำ(Cooling pad)และการติดตั้งพัดลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2 ติดสายเทอร์โมคัปเปิ้ลตามจุดต่างๆเพื่อบันทึกข้อมูล โดยใช้ Thermometer ซึ่งทำการทดสอบทั้งหมด 6 จุด ดังแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 แผนภาพแสดงการติดสายเทอร์โมคัปเปิ้ลตามจุดต่างๆ

T1 คือ เทอร์โมมิเตอร์ที่ใช้วัดอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องทำความเย็น

T2 คือ เทอร์โมมิเตอร์ที่ใช้วัดอุณหภูมิอากาศภายในห้องทำความเย็น

T3 คือ เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ใช้วัดอุณหภูมิหน้าแผงซับความชื้น

T4 คือ เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ใช้วัดอุณหภูมิกลางห้อง

T5 คือ เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ใช้วัดอุณหภูมิพื้นห้อง

T6 คือ เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ใช้วัดอุณหภูมิน้ำกลับ

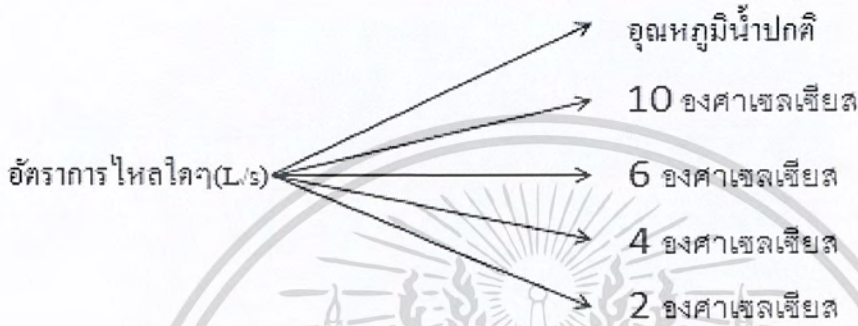
Tstat คือ Thermostat ของเครื่องทำน้ำเย็น

CP คือ แผงซับน้ำ (Cooling pad)

CW คือ เครื่องทำน้ำเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.3 ปรับอัตราการใช้ไพลที่ระดับต่างๆเพื่อใช้ในการทดลองดังนี้ 0.018 ลิตร/วินาที, 0.014 ลิตร/วินาที, 0.010 ลิตร/วินาที โดยอัตราการใช้ไพลแต่ละระดับจะใช้ทดสอบควบคู่กับการทดลองของอุณหภูมิน้ำเย็นที่ อุณหภูมิปกติ, 10 องศาเซลเซียส, 6 องศาเซลเซียส, 4 องศาเซลเซียส, 2 องศาเซลเซียส ตามลำดับและใช้ ขนาดความเร็วรอบของพัดลมที่ 1450-1680 รอบ/นาที มีอัตราการใช้ไพลสูงสุด 15-17  $\text{m}^3/\text{min}$  ดังแสดงในรูป ที่ 4.4



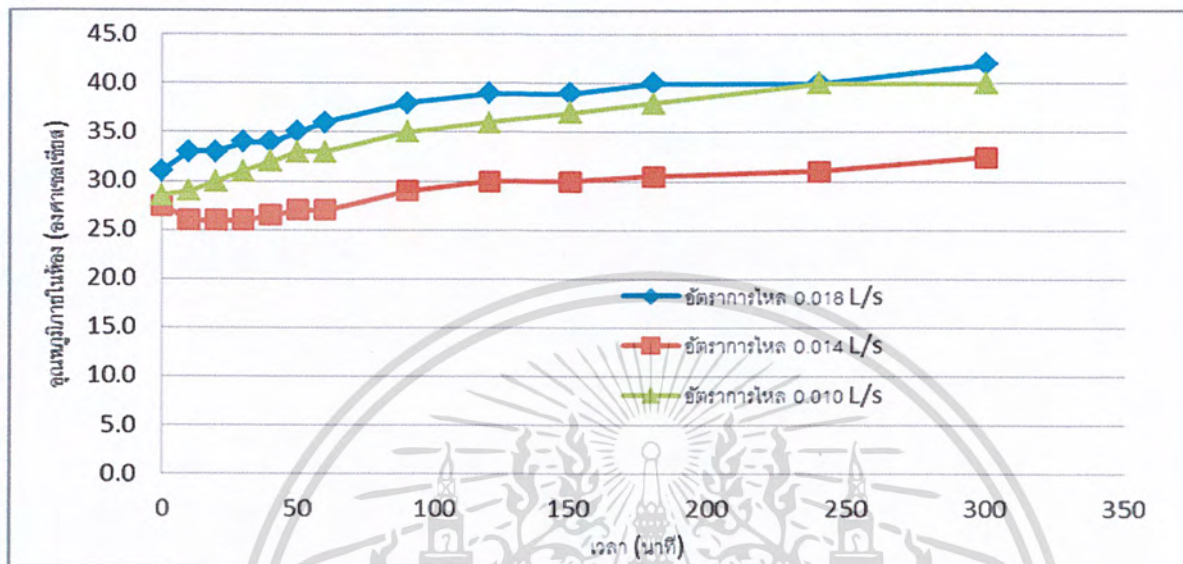
รูปที่ 4.4 แผนภาพลักษณะการทดลองระหว่างอัตราการใช้ไพลกับอุณหภูมิน้ำเย็น

4.1.4 ทำการทดลองเป็นเวลา 300 นาที โดยทำการเก็บผลการทดลองที่เวลาทุก 10 นาที 30 นาที และ 1 ชั่วโมง จนครบ 300 นาที

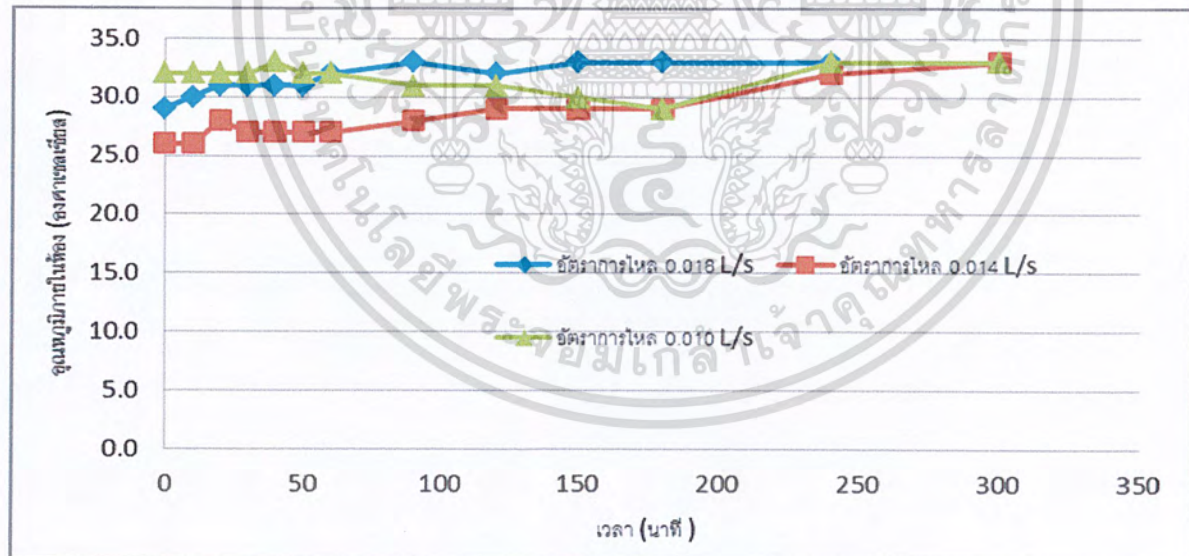
4.1.5 นำข้อมูลที่ได้มาสรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง โดยนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองนั้นไปหา ความสัมพันธ์ของอุณหภูมิภายในห้องเย็น ความชื้นสัมพัทธ์ และการลดลงของอุณหภูมิน้ำเย็น

## 4.2 ผลการทดลอง และวิเคราะห์ผลการทดลอง

4.2.1 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้องที่อุณหภูมิน้ำต่างๆกัน ด้วยอัตราการไหลของน้ำเย็น 0.018, 0.014 และ 0.010 ลิตรต่อวินาที ตั้งแต่เวลา 9.00 – 15.00 น. ดังแสดงในรูปที่ 4.5 – 4.9

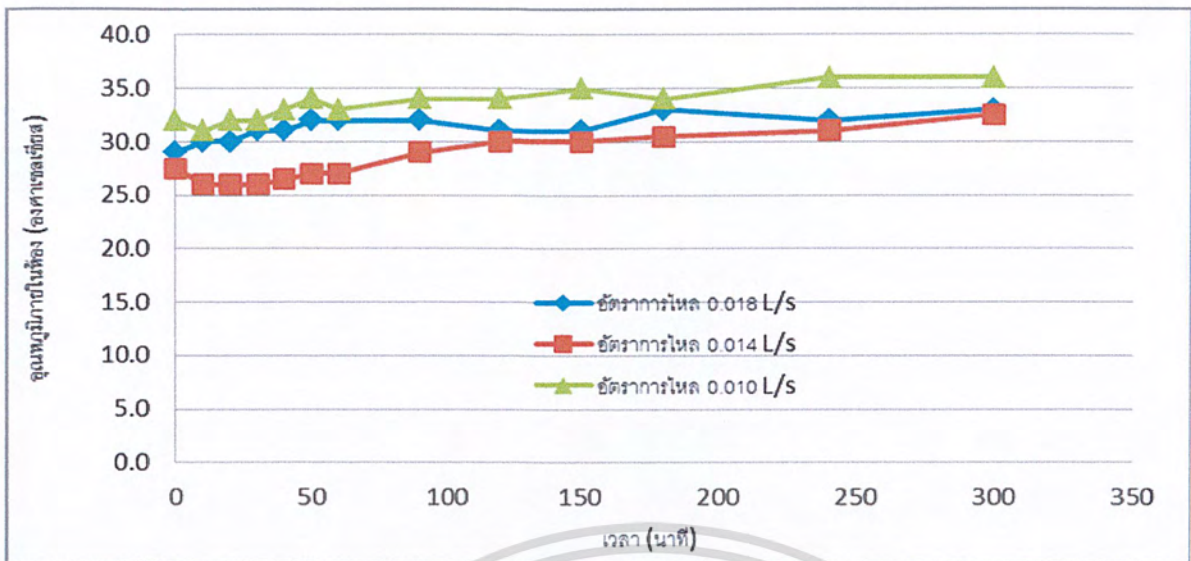


รูปที่ 4.5 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 25 °C

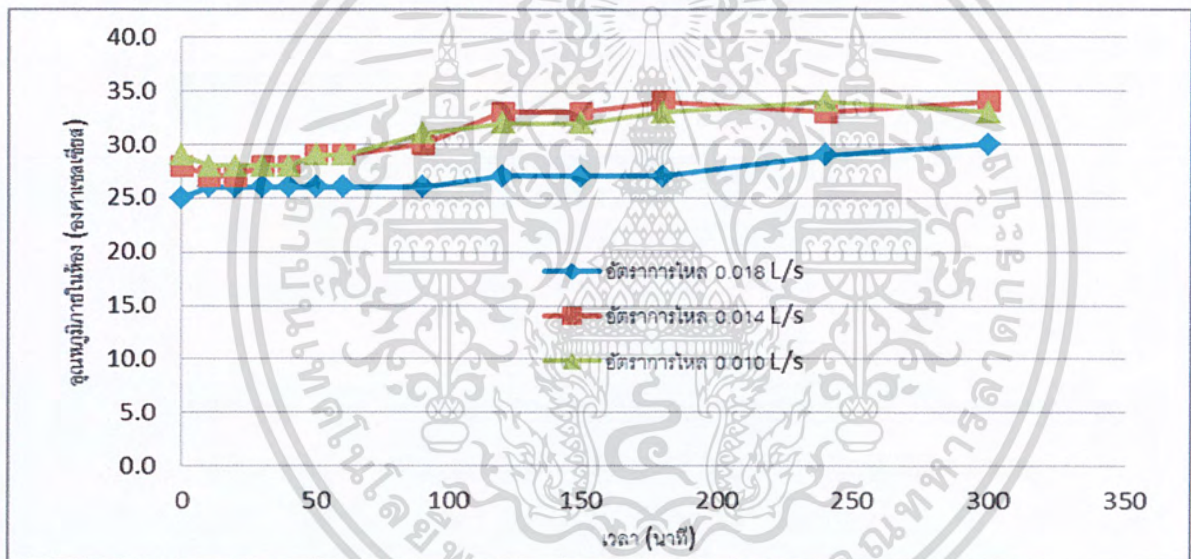


รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 10 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

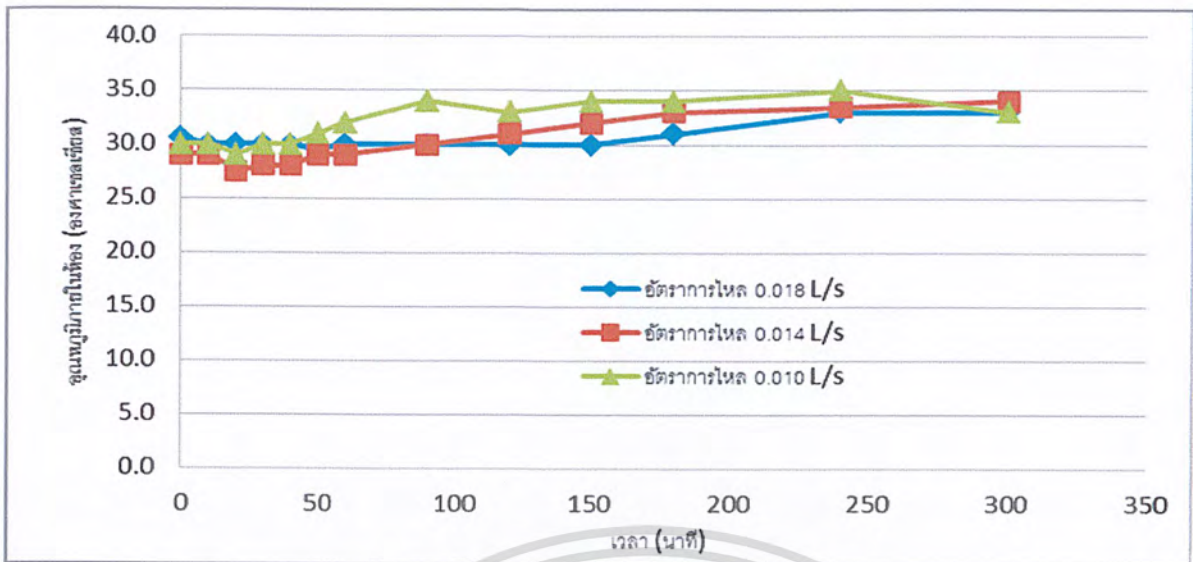


รูปที่ 4.7 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 6 °C



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 4 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

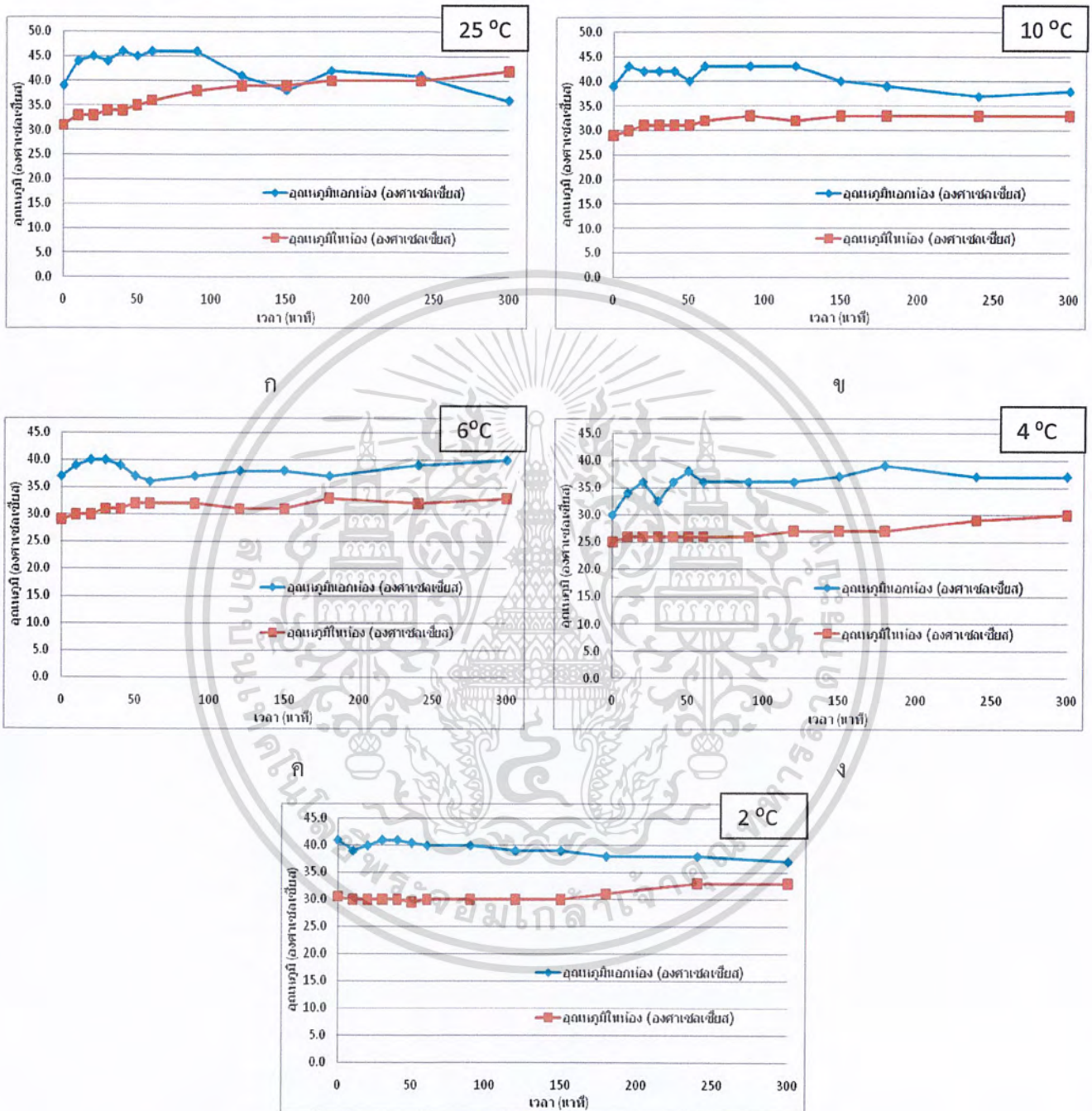


รูปที่ 4.9 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 2 °C

จากกราฟแสดงผลการทดลองในรูปที่ 4.5-4.9 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลทั้ง 3 ที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที โดยทำการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของน้ำเย็นจาก อุณหภูมิน้ำปกคิเป็น ที่อุณหภูมิน้ำเย็น 10 องศาเซลเซียส , 6 องศาเซลเซียส , 4 องศาเซลเซียส , 2 องศาเซลเซียส ตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิภายในห้องมีแนวโน้มลดลงในช่วงแรก แต่จะเพิ่มขึ้นเมื่อเวลาผ่านไป ตามช่วงเวลา และสภาพอากาศภายนอกห้อง ซึ่งมีลักษณะเช่นเดียวกันทุกอัตราการไหลและทุกช่วงอุณหภูมิ น้ำเย็นที่ใช้ แต่ผลของอุณหภูมิห้องที่ได้มีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิภายนอกห้อง ซึ่งการทดลองที่ให้ผลดีที่สุด โดยเฉลี่ยแล้วอยู่ในช่วงอัตราการไหลที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำเย็นที่ 4 องศาเซลเซียส ซึ่งให้ค่าอุณหภูมิ ภายในห้องโดยเฉลี่ยแล้วอยู่ในช่วง 25-30 องศาเซลเซียส ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ที่ 85-92 % มากกว่า ความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกห้อง 32-40 %

ทั้งนี้เนื่องจากในแต่ละช่วงเวลาที่ทำการศึกษาทดลองนั้น อุณหภูมิภายนอกห้องมีการผันแปร ซึ่งเป็น ปัจจัยที่ส่งผลต่อการคงที่ของอุณหภูมิภายในด้วย

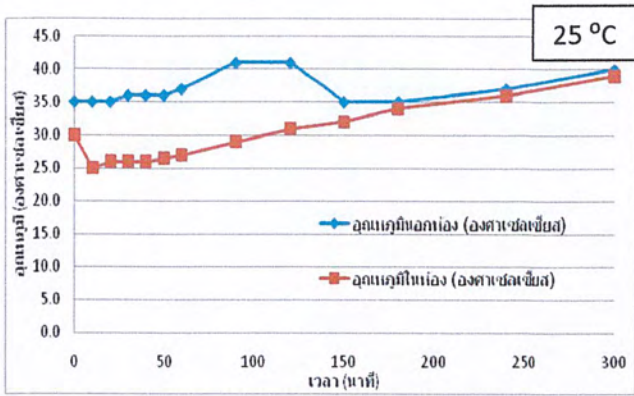
4.2.2 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและอุณหภูมิภายนอกห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ช่วงเวลา 9.00-15.00 น. ดังแสดงในรูปที่ 4.10 – 4.12



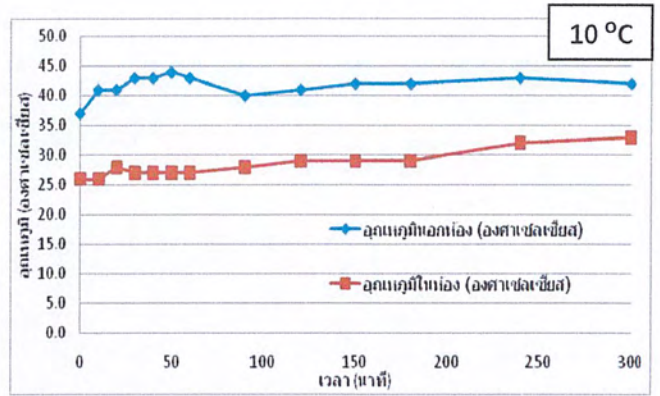
จ

รูปที่ 4.10(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.018 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ

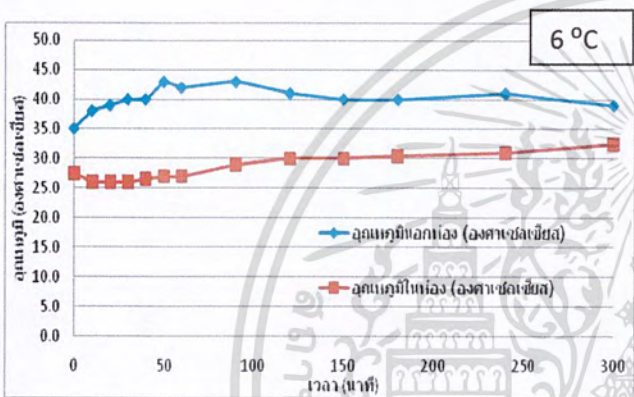
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



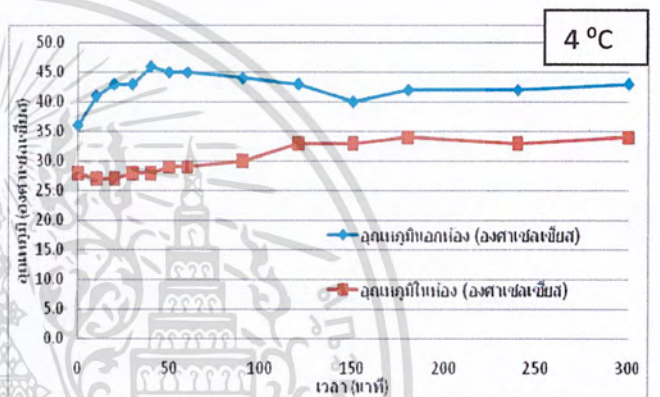
ก



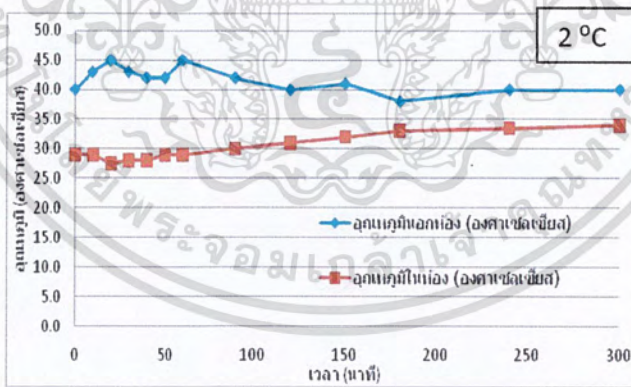
ข



ค



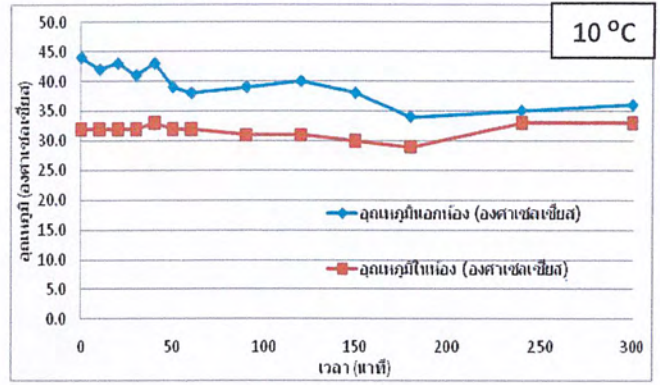
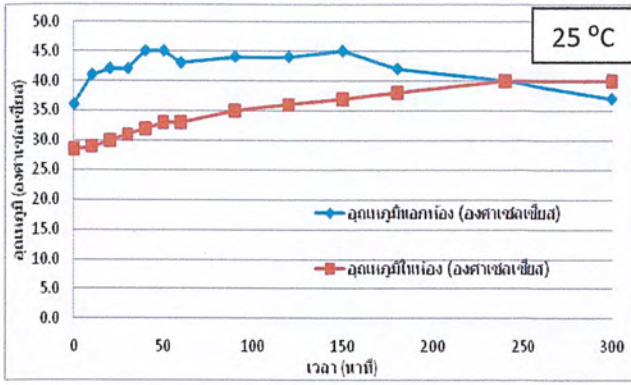
ด



จ

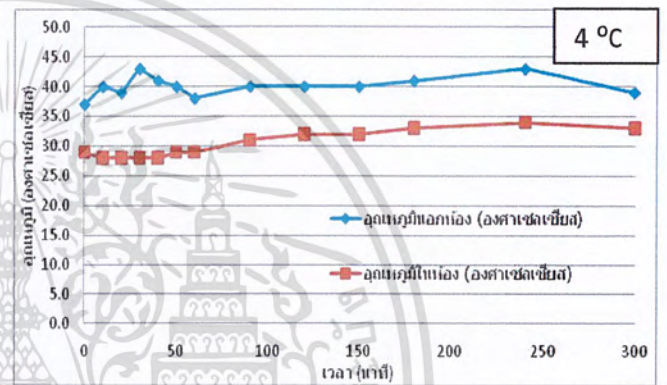
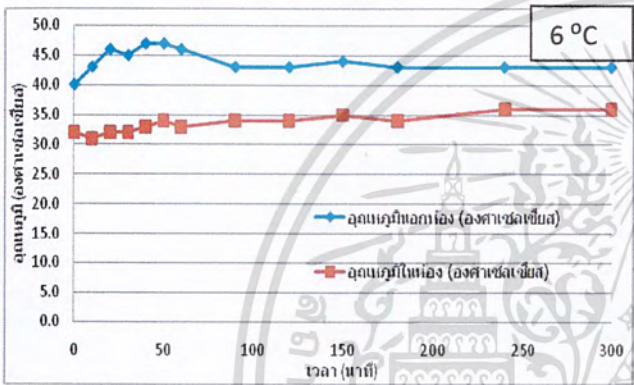
รูปที่ 4.11(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.014 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



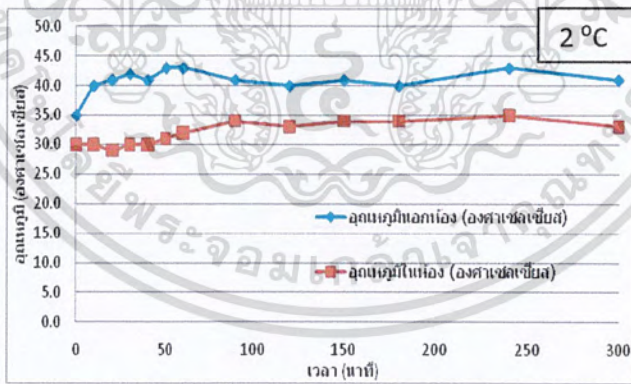
ก

ข



ค

ด



จ

รูปที่ 4.12(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.010 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ

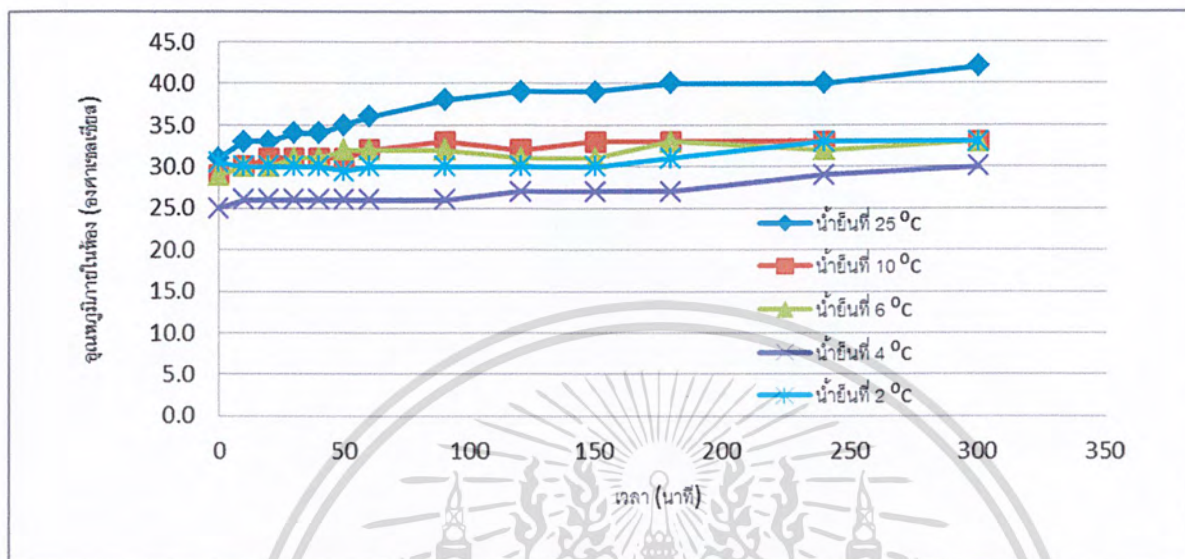
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกราฟแสดงผลการทดลองที่ 4.10-4.12 เป็นการเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างอุณหภูมิภายในห้อง และอุณหภูมิภายนอกห้อง ที่อัตราการไหล 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที และ อุณหภูมิน้ำปกติเป็น ที่อุณหภูมิน้ำเย็น 10 องศาเซลเซียส , 6 องศาเซลเซียส , 4 องศาเซลเซียส , 2 องศาเซลเซียส ตามลำดับ ซึ่งจากกราฟจะเห็นได้ว่า ในช่วงแรกๆของการทดลองอุณหภูมิภายในห้องมีแนวโน้มลดลง แต่เมื่อเวลาผ่านไปลักษณะของกราฟก็มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นแต่ไม่เกินค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิภายนอกห้อง ขณะเดียวกันลักษณะของกราฟอุณหภูมิภายนอกห้องค่อนข้างคงที่แต่ก็ขึ้นอยู่กัสภาพอากาศภายนอกห้องด้วย ซึ่งอุณหภูมิภายนอกห้องโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 35–42 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิภายในห้องโดยเฉลี่ยแล้วอยู่ในช่วง 26–34 องศาเซลเซียส ซึ่งมีความแตกต่างกันระหว่างอุณหภูมิภายนอกห้องและอุณหภูมิภายในห้อง ประมาณ 8-9 องศาเซลเซียส โดยอัตราการไหลที่ 0.014 ลิตรต่อวินาที ให้ผลต่างของอุณหภูมิภายในห้องและภายนอกห้องมากที่สุด แต่ลักษณะโดยรวมแล้วอาจยังไม่เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงมากนัก เมื่อเปลี่ยนอัตราการไหลและอุณหภูมิน้ำเย็น ซึ่งผลที่ได้มีลักษณะที่ใกล้เคียงกัน

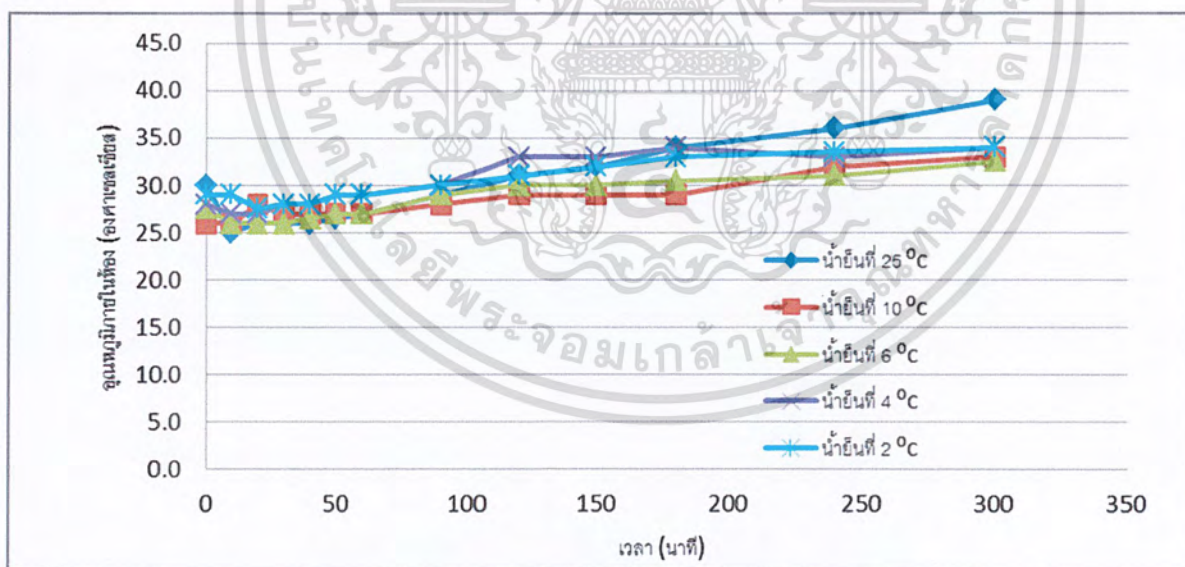


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.3 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10°C, 6°C, 4°C และ 2°C ตามลำดับ อัตราการไหลของน้ำ 0.018, 0.014 และ 0.010 ลิตรต่อวินาที ช่วงเวลา 9.00 -15.00น. ดังแสดงในรูปที่ 4.13- 4.15

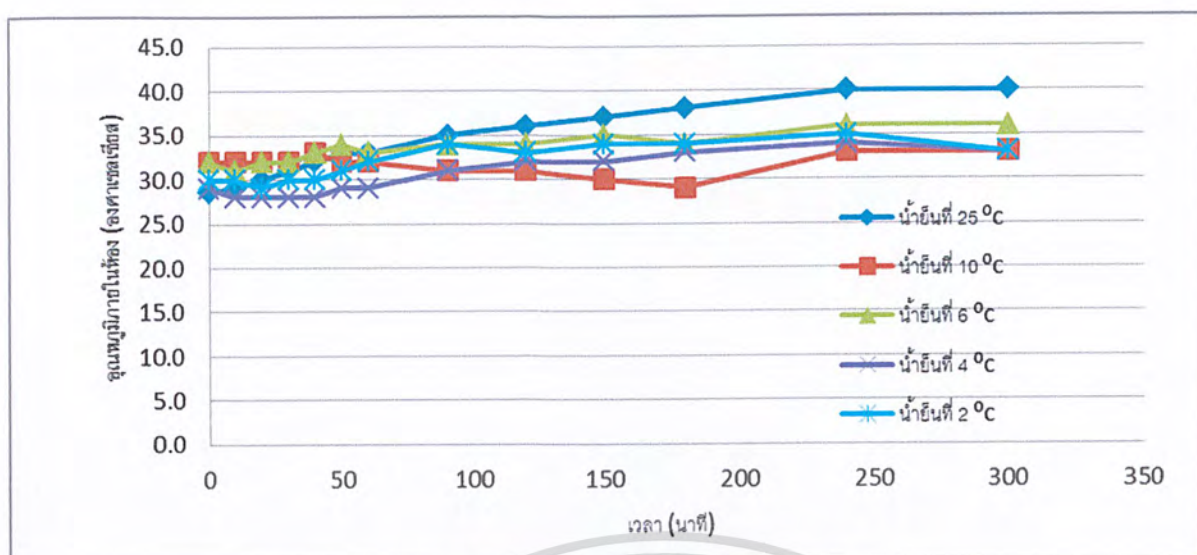


รูปที่ 4.13 กราฟแสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.018 ลิตรต่อวินาที



รูปที่ 4.14 กราฟแสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

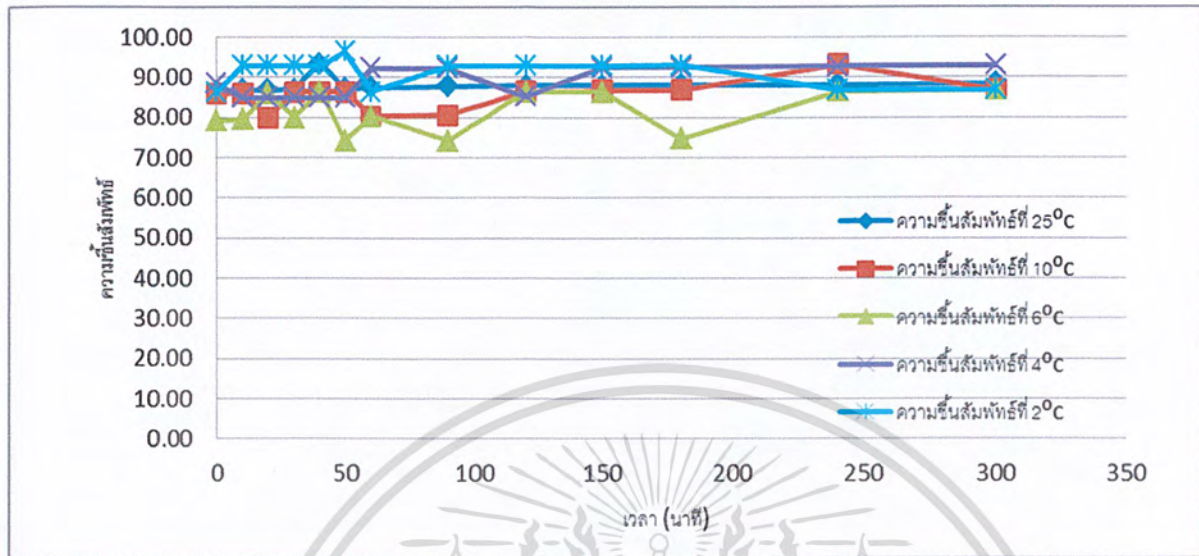


รูปที่ 4.15 กราฟแสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.010 ลิตรต่อวินาที

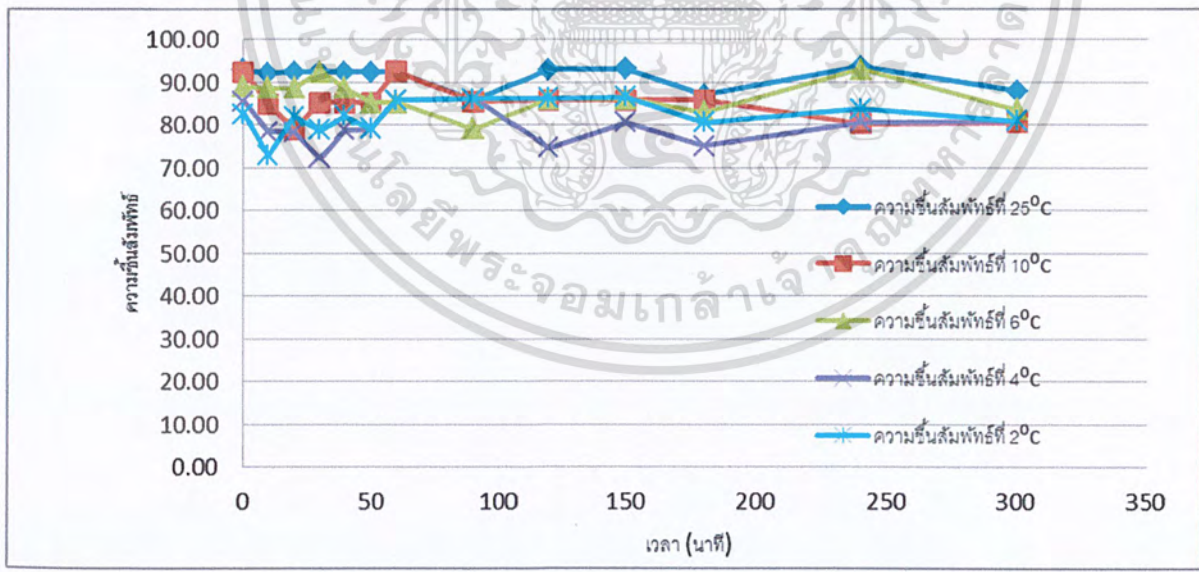
กราฟแสดงผลการทดลองในรูปที่ 4.13-4.15 ผลการทดลองเปรียบเทียบระหว่างอุณหภูมิภายในห้องกับเวลา ที่อุณหภูมิน้ำในแต่ละค่า อัตราการไหลเดียวกัน ซึ่งให้ลักษณะการวิเคราะห์ที่คล้ายกันกับ หัวข้อที่ 4.2.1 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลทั้ง 3 ที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที โดยทำการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของน้ำเย็นจากอุณหภูมิน้ำปกติเป็น ที่อุณหภูมิน้ำเย็น 10 องศาเซลเซียส , 6 องศาเซลเซียส , 4 องศาเซลเซียส , 2 องศาเซลเซียส ตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิภายในห้องมีแนวโน้มลดลงในช่วงแรก แต่จะเพิ่มขึ้นเมื่อเวลาผ่านไป ตามช่วงเวลา และสภาพอากาศภายนอกห้อง ซึ่งมีลักษณะเช่นเดียวกันทุกอัตราการไหลและทุกช่วงอุณหภูมิน้ำเย็นที่ใช้ แต่ผลของอุณหภูมิห้องที่ได้มีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิภายนอกห้อง ซึ่งการทดลองที่ให้ผลดีที่สุด โดยเฉลี่ยแล้วอยู่ในช่วงอัตราการไหลที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำเย็นที่ 4 องศาเซลเซียส ซึ่งให้ค่าอุณหภูมิภายในห้องโดยเฉลี่ยแล้วอยู่ในช่วง 25-30 องศาเซลเซียส ซึ่งกราฟที่แสดงจะเปรียบเทียบให้เห็นความแตกต่างของทุกอุณหภูมิ ในอัตราไหลเดียวกัน

ทั้งนี้เนื่องจากในแต่ละช่วงเวลาที่ทำการทดสอบนั้น อุณหภูมิภายนอกห้องมีการผันแปร ซึ่งเป็นปัจจัยที่ส่งผลต่อการคงที่ของอุณหภูมิภายในด้วย

4.2.4 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อุณหภูมิ น้ำ 25°C, 10°C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน ช่วงเวลา 9.00 – 15.00 น. ดังแสดงในรูปที่ 4.16 – 4.18

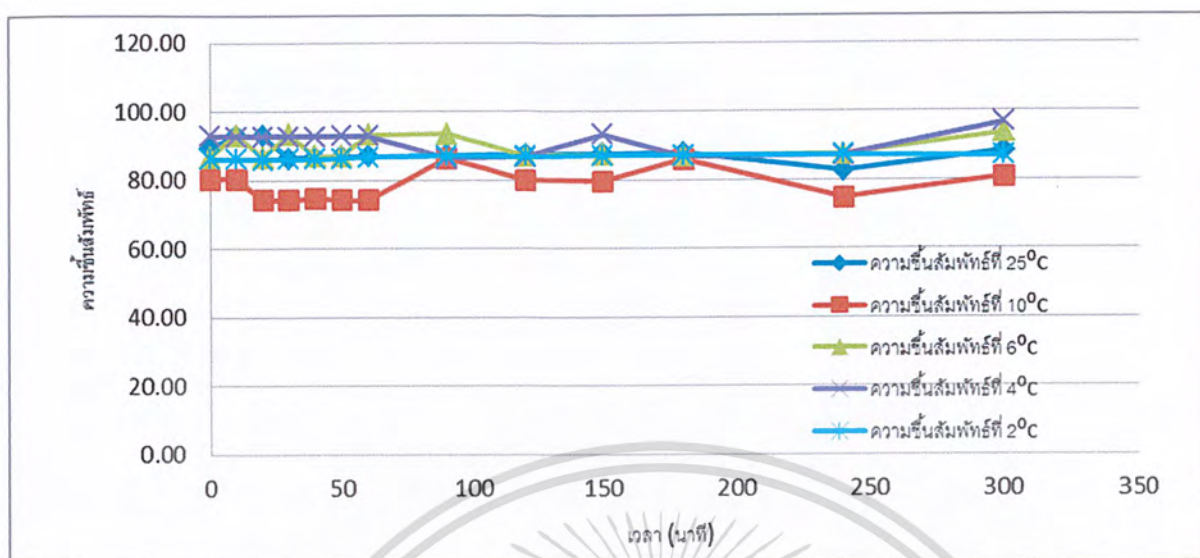


รูปที่ 4.16 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.018 ลิตรต่อวินาที



รูปที่ 4.17 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



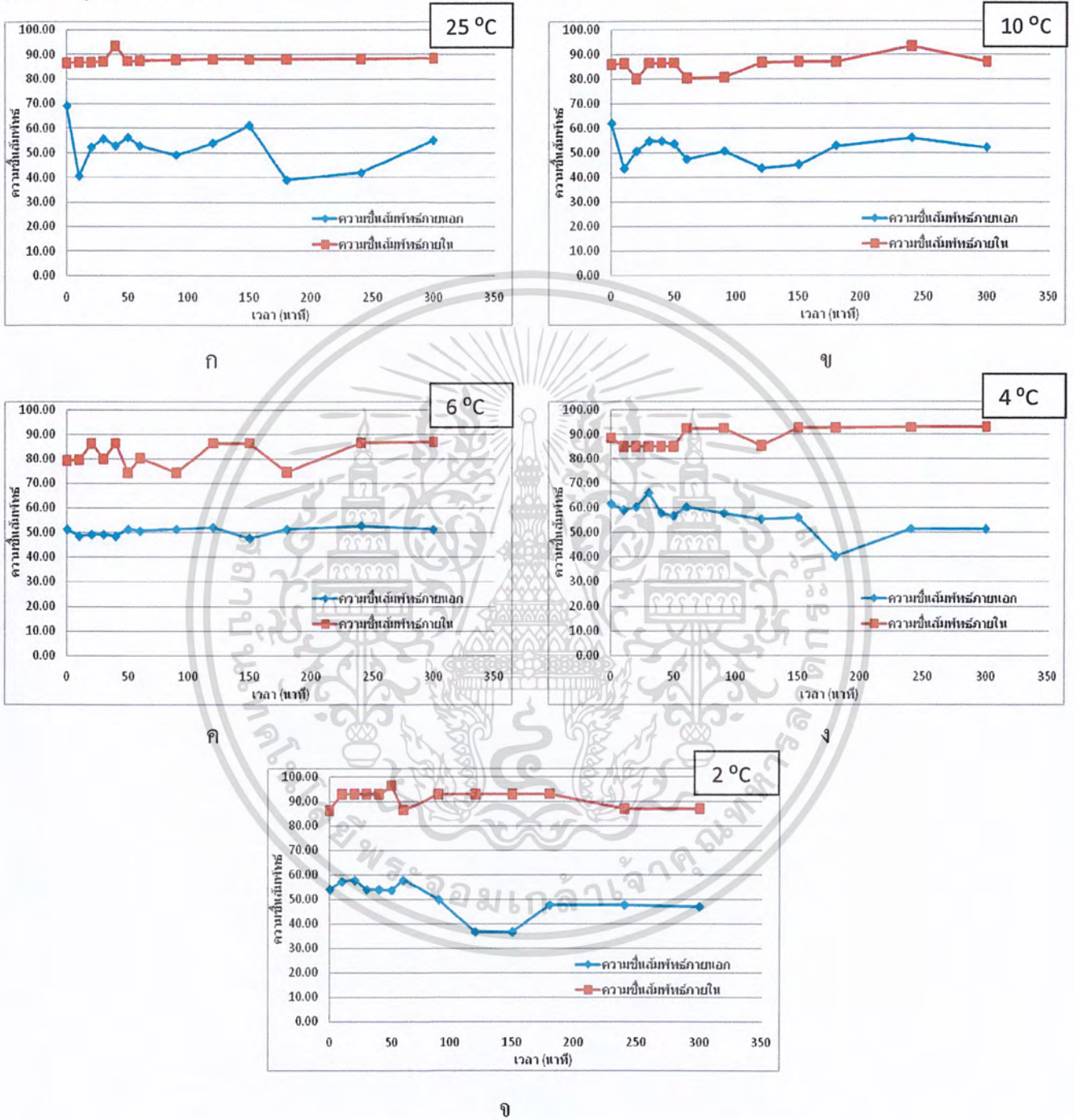
รูปที่ 4.18 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.010 ลิตรต่อวินาที

จากกราฟแสดงผลการทดลองในรูปที่ 4.16-4.18 ผลการทดลองเปรียบเทียบระหว่างความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องกับเวลา ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระหว่างอัตราการไหลทั้ง 3 ที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที โดยทำการเปลี่ยนค่าอุณหภูมิของน้ำเย็นจากอุณหภูมิน้ำปกติเป็นอุณหภูมิน้ำเย็นที่ 10 องศาเซลเซียส, 6 องศาเซลเซียส, 4 องศาเซลเซียส, 2 องศาเซลเซียส ตามลำดับ จะสังเกตเห็นว่า ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องค่อนข้างมีค่าที่ใกล้เคียงกันในแต่ละอัตราการไหลและอุณหภูมิน้ำเย็นที่เปลี่ยนไป ซึ่งกราฟที่ได้สามารถบอกได้ว่าที่อัตราการไหลที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที และ 0.010 ลิตรต่อวินาที ให้ค่าความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องมากที่สุด ประมาณ 91% แต่ลักษณะโดยทั่วไปแล้ว ค่าความชื้นที่ได้จากการทดลองนี้ให้ค่าความชื้นสัมพัทธ์อยู่ที่ 79-92 %

รูปที่ 4.16 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.018 ลิตรต่อวินาที สังเกตเห็นว่าลักษณะของกราฟความชื้นสัมพัทธ์มีความแปรปรวน เนื่องด้วยสภาพอากาศภายนอกที่ส่งผลกระทบต่อ การเปลี่ยนแปลงความชื้น หรืออาจเกิดจากการที่ห้องไม่สามารถเป็นฉนวนได้เพียงพอ จึงทำให้ ค่าที่ได้มีความผันผวน

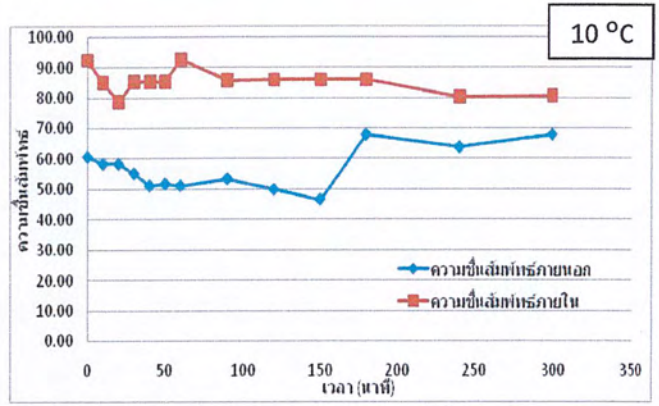
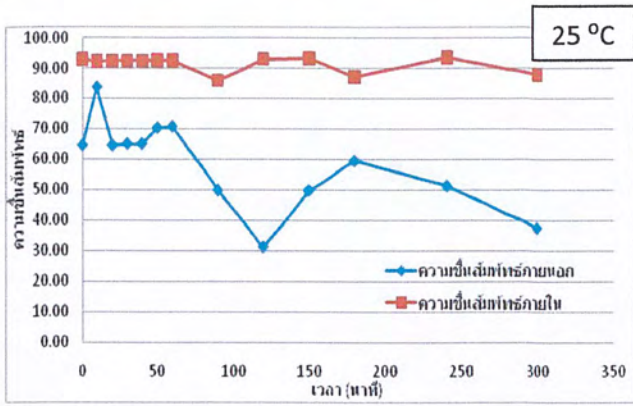
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.5 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ช่วงเวลา 9.00-15.00 น. ดังแสดงในรูปที่ 4.19- 4.21



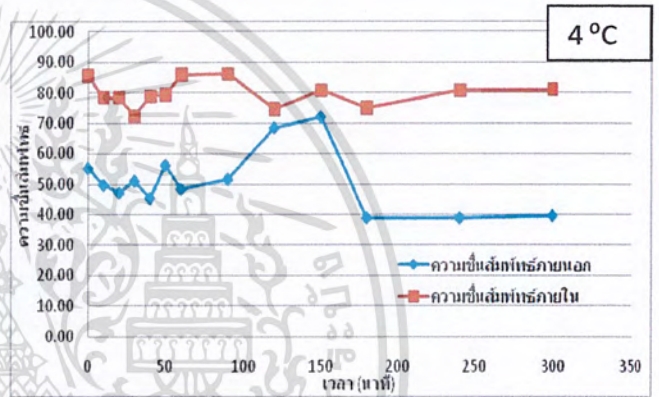
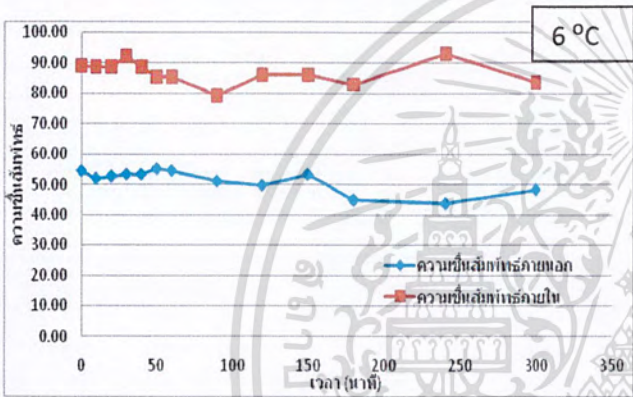
รูปที่ 4.19 (ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอก ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



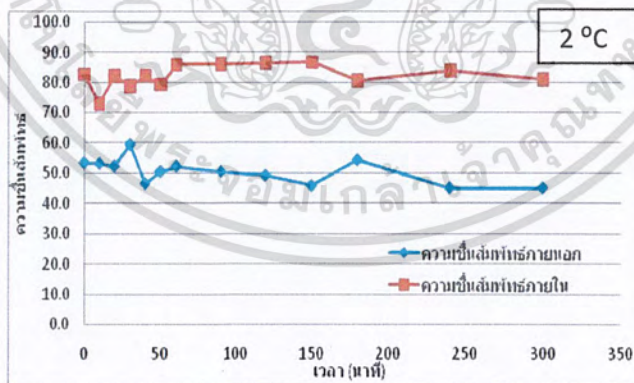
ก

ข



ค

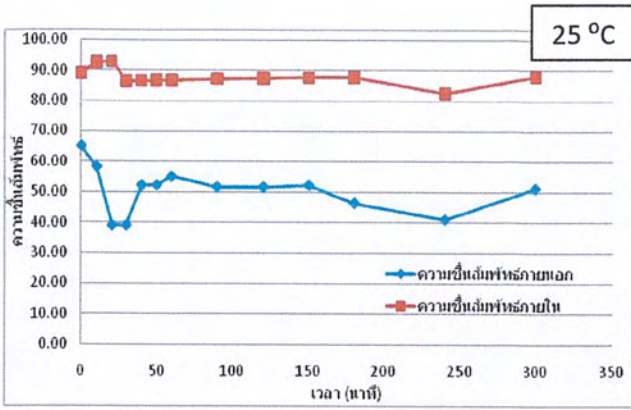
ง



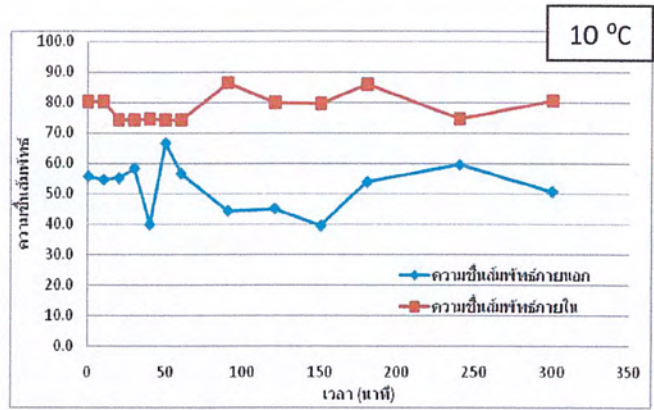
จ

รูปที่ 4.20 (ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอก ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.014 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิมีน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ

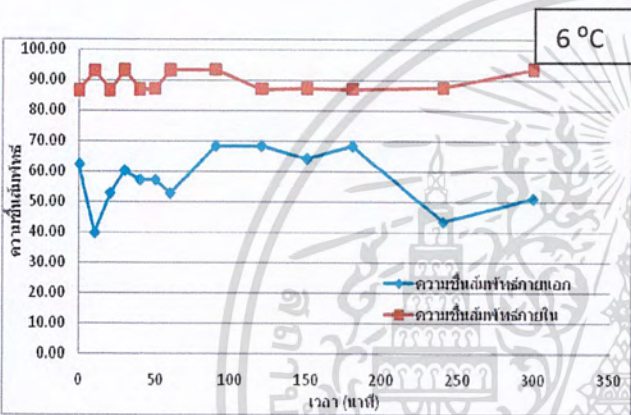
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



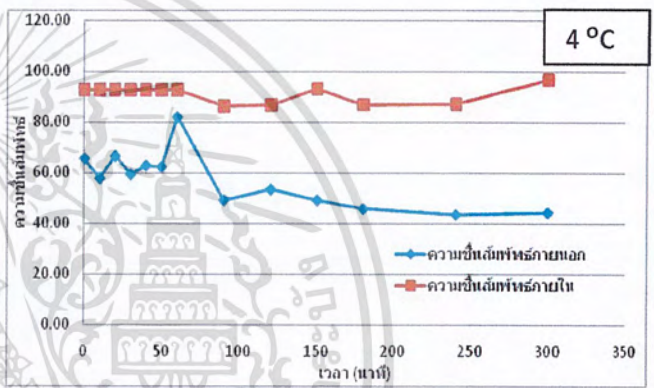
ก



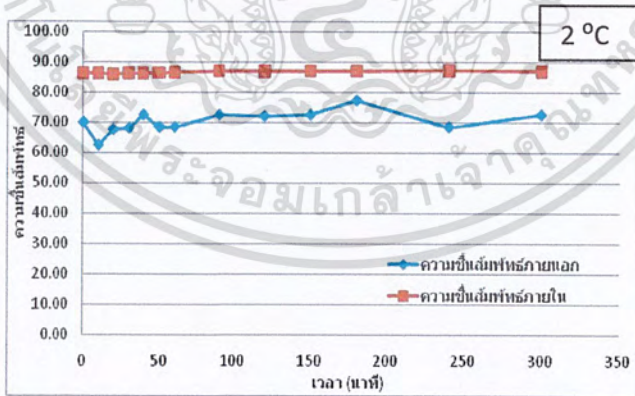
ข



ค



ง



จ

รูปที่ 4.21(ก-จ) กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอก ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.010 ลิตรต่อวินาที อุณหภูมิน้ำ 25°C, 10 °C, 6 °C, 4 °C และ 2 °C ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงผลการทดลองในรูปที่ 4.19-4.21 ผลการทดลองแสดงการเปลี่ยนแปลงความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องและภายนอกห้อง ที่อัตราการไหลของน้ำที่เท่ากัน ที่อัตราการการไหลทั้ง 3 ที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที โดยทำการเก็บค่าอุณหภูมิภายในห้องทั้งอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้ง และภายนอกห้อง ซึ่งพบว่า ลักษณะของเส้นกราฟความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องจะมีความคงที่มากกว่าเส้นกราฟของภายนอกห้อง เนื่องจากสภาพอากาศภายนอกห้องมีการแปรปรวน จะได้ค่าความแตกต่างของความชื้นสัมพัทธ์ภายในกับภายนอก ที่อัตราการไหล 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที, 0.010 ลิตรต่อวินาที โดยเฉลี่ยประมาณ 33.4% , 31.5% , 29.3% ตามลำดับ และที่อัตราการไหล 0.018 ลิตรต่อวินาที, 0.014 ลิตรต่อวินาที ได้ความชื้นสัมพัทธ์มากที่สุดประมาณ 90 % ที่อุณหภูมิน้ำเย็น 2 °C และอุณหภูมิน้ำปกติ ตามลำดับ

จากกราฟผลการทดลอง จะเห็นว่าลักษณะของเส้นกราฟค่อนข้างจะแปรปรวนเนื่องปัจจัยทางด้านห้องที่ยังเป็นฉนวนกันความร้อนไม่เพียงพอ และสภาพอากาศภายนอกห้องที่ส่งผลต่อผลการทดลองได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองผลของอุณหภูมิน้ำเย็นที่มีผลต่อการทำความเย็นแบบระเหย โดยการทดลองจากการทำน้ำเย็นจากเครื่องทำความเย็นที่อุณหภูมิต่างๆกัน ควบคุมกับการเปลี่ยนอัตราการป้อนน้ำให้กับแผงขับน้ำ เพื่อหาความสัมพันธ์ที่เกิดขึ้น โดยการทดลองจะนำเอาห้องทำความเย็นทดสอบกลางแจ้ง เป็นเวลา 5 ชั่วโมง ทดลองโดยใช้น้ำที่อุณหภูมิห้อง และ น้ำที่มีการทำความเย็น พบว่าน้ำสามารถลดอุณหภูมิในห้องทำความเย็นให้มีความแตกต่างจากอุณหภูมิภายนอก และสามารถทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องเพิ่มขึ้น เพราะเมื่อน้ำมีพื้นที่สัมผัสกับอากาศเนื่องจากน้ำได้หยดผ่านแผงขับน้ำ และเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนและการเปลี่ยนสถานะ ซึ่งสามารถทำให้อุณหภูมิภายในห้องทำความเย็นมีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิภายนอกห้อง จากผลการทดลองตามตัวแปรที่กล่าวมาข้างต้น สามารถสรุปได้ดังนี้

##### 5.1.1 อุณหภูมิภายในห้องทำความเย็นจะมีผลเปลี่ยนแปลงไปตามช่วงเวลาที่ใช้ในการทดลอง

จากราฟจะเห็นได้ว่าอุณหภูมิภายในห้องทำความเย็นแบบระเหยจะมีผลเปลี่ยนแปลงไปตามช่วงเวลาที่ทำการทดลอง กล่าวคือ เมื่อเวลาผ่านไปในช่วงเช้าถึงเย็นภาวะความร้อนที่อยู่ภายในห้องทำความเย็นเนื่องจากการแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์ จะมีการสะสมมากขึ้นเรื่อยๆ ทำให้ความสามารถในการลดลงของอุณหภูมิภายในห้องน้อยลงคือลักษณะของกราฟอุณหภูมิภายในห้องมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นต่างกันไป ตามสภาพอากาศภายนอกห้อง

##### 5.1.2 อุณหภูมิน้ำที่มีผลต่ออุณหภูมิภายในห้องและความชื้น

จากการทดลองอุณหภูมิอาจเห็นผลได้ไม่ชัดเจนเนื่องจากการหมุนเวียนน้ำเย็นภายในระบบทำให้ตลอดการทดลองอุณหภูมิน้ำเย็นที่ปล่อยให้กับแผงขับน้ำเพิ่มขึ้นไม่ได้เป็นไปตามที่กำหนดไว้ ดังนั้นจึงไม่สามารถที่จะควบคุมอุณหภูมิน้ำให้คงที่ได้ ซึ่งในช่วงแรกของการทดลองจะเห็นว่าอุณหภูมิภายในห้องลดลงแต่เมื่อเวลาผ่านไป อุณหภูมิมีแนวโน้มสูงขึ้น เนื่องด้วยปัจจัยจากอุณหภูมิภายนอกและการทำน้ำเย็นที่เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไม่คงที่ ซึ่งกราฟแนวโน้มแต่ละอุณหภูมิน้ำเย็นที่เปลี่ยนไปกับ อัตราการไหลน้ำที่ปล่อย ในแต่ละการทดลอง อุณหภูมิภายในห้องและความชื้นสัมพัทธ์จึงมีค่าใกล้เคียงกัน

### 5.1.3 การวิเคราะห์ความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำเย็นและอัตราการไหลที่ใช้

จากการทดลองจะเห็นได้ว่าลักษณะของอุณหภูมิภายในห้องและความชื้นสัมพัทธ์ที่ได้จากการปล่อยน้ำในอัตราการไหลต่างๆมีแนวโน้มดังนี้ เช่น การใช้อัตราการไหลที่ 0.018 ลิตรต่อวินาที จะให้ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิภายนอกห้องกับภายในห้องประมาณ โดยเฉลี่ยประมาณ 11 องศาเซลเซียส และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องมีค่าสูงกว่าภายนอกห้องเฉลี่ยประมาณ 31 % ซึ่งอัตราการไหลอื่นๆก็ให้ผลที่มีความใกล้เคียงกัน

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 จากการทดลองเก็บข้อมูลค่าอุณหภูมิห้องเปล่าที่ยังไม่มีการทำความเย็นแบบระเหย เห็นได้ว่าเมื่อนำห้องไปทดสอบกลางแจ้งเป็นเวลา 3 วัน สังเกตเห็นอุณหภูมิภายในห้องสูงถึง 43 องศาเซลเซียส ซึ่งแตกต่างจากอุณหภูมิภายนอกน้อยมากจึงอาจกล่าวได้ว่าห้องที่ใช้ทดสอบเป็นฉนวนกันความร้อนได้ไม่เพียงพอจึงควรที่จะปรับปรุง โดยสร้างห้องที่มีการหุ้มฉนวนอย่างดี และควรมีการทดสอบห้องก่อนมีการทดลองใหม่ เพื่อจะได้รู้ว่าห้องรับภาระความร้อนได้มากน้อยเพียงอย่างไร

5.2.2 เนื่องจากอนุภาคน้ำที่เกาะกับแผงรับน้ำอาจหนาเกินไปเนื่องจากการทดลองนี้ ใช้การปล่อยเป็นหยดน้ำตามรางที่มีการเจาะรูไว้ ดังนั้นจึงควรเปลี่ยนไปใช้หัวพ่นน้ำแบบฉีดฝอยเพื่อการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับอากาศมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

5.2.3 การทำน้ำเย็นที่ใช้กับระบบทำความเย็นแบบระเหยนี้สังเกตเห็นว่าอุณหภูมิของน้ำกลับไปถึงน้ำเย็นมีค่าสูงขึ้นมาจากอุณหภูมิเดิมที่ตั้งไว้ จึงแนะนำให้เพิ่มขนาดของคอมเพรสเซอร์ ให้สามารถรับภาระการทำงานที่มีความต่อเนื่องและการผันแปรที่ไม่คงที่ของอุณหภูมิน้ำกลับในระบบ

5.2.4 ลักษณะของการกระจายลมที่เป่าให้กับแผงรับน้ำเกิดความผันผวน และก่อให้เกิดการกักอากาศไว้ข้างในห้อง จึงควรที่จะนำพัดลมแบบดูดอากาศมาใช้แทนพัดลมเป่าอากาศ เพราะพัดลมดูดอากาศจะเหมาะสมมากกว่า และเป็นการระบายอากาศภายในห้องด้วย จึงน่าจะเพิ่มประสิทธิภาพของการทำความเย็นแบบระเหยได้มากขึ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.1 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 25 °C อัตราการไหล 0.018 L/s

วันที่ทดลอง 26/01/2011								
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก	
0	31.0	29.0	31.3	39.0	33.5	86.39	69.14	9.0
10	33.0	30.0	29.5	44.0	31.0	86.85	40.52	8.5
20	33.0	31.0	30.4	45.0	35.0	86.85	52.28	8.5
30	34.0	32.0	31.8	44.0	35.0	87.06	55.72	8.4
40	34.0	33.0	30.8	46.0	36.0	93.40	52.84	8.3
50	35.0	33.0	32.4	45.0	36.0	87.27	56.26	8.3
60	36.0	34.0	32.2	46.0	36.0	87.46	52.84	8.3
90	38.0	36.0	33.3	46.0	35.0	87.83	49.06	8.0
120	39.0	37.0	35.6	41.0	32.0	88.00	53.98	7.8
150	39.0	37.0	34.0	38.0	31.0	88.00	61.26	7.7
180	40.0	38.0	36.9	42.0	29.0	88.17	38.99	7.5
240	40.0	38.0	34.5	41.0	29.0	88.17	41.90	7.0
300	42.0	40.0	39.2	36.0	28.0	88.49	55.22	6.5
Average	36.5	34.5	33.2	42.5	32.8	87.99	52.31	น้ำที่สูญเสีย 2.5

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.2 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 10°C ที่อัตราการไหล 0.018 L/s

วันที่ทดลอง 27/01/2011									
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	29.0	27.0	22.0	39.0	32.0	85.88	61.82	9.0	
10	30.0	28.0	17.9	43.0	31.0	86.14	43.40	8.3	
20	31.0	28.0	17.5	42.0	32.0	79.97	50.45	8.3	
30	31.0	29.0	18.3	42.0	33.0	86.39	54.58	8.2	
40	31.0	29.0	18.5	42.0	33.0	86.39	54.58	8.0	
50	31.0	29.0	18.1	40.0	31.0	86.39	53.35	8.0	
60	32.0	29.0	18.5	43.0	32.0	80.31	47.17	8.0	
90	33.0	30.0	17.9	43.0	32.0	80.64	50.45	8.0	
120	32.0	30.0	19.3	43.0	31.0	86.62	43.40	8.0	
150	33.0	31.0	20.0	40.0	29.0	86.85	45.03	8.0	
180	33.0	31.0	20.6	39.0	30.0	86.85	52.69	7.9	
240	33.0	32.0	20.8	37.0	29.0	93.29	55.90	7.8	
300	33.0	31.0	20.3	38.0	29.0	86.85	52.01	7.7	
Average	31.7	29.5	19.2	40.8	31.1	85.58	51.14	น้ำที่สูญเสีย	1.3

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.3 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 6°C ที่อัตราการไหล 0.018 L/s

วันที่ทดลอง 28/01/2011								
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก	
0	29.0	26.0	25.0	37.0	28.0	79.22	51.29	9.0
10	30.0	27.0	22.2	39.0	29.0	79.60	48.39	8.5
20	30.0	28.0	16.2	40.0	30.0	86.14	49.11	8.3
30	31.0	28.0	15.5	40.0	30.0	79.97	49.11	8.2
40	31.0	29.0	16.2	39.0	29.0	86.39	48.39	8.0
50	32.0	28.0	17.2	37.0	28.0	74.25	51.29	8.0
60	32.0	29.0	18.0	36.0	27.0	80.31	50.54	8.0
90	32.0	28.0	18.0	37.0	28.0	74.25	51.29	8.0
120	31.0	29.0	18.1	38.0	29.0	86.39	52.01	7.9
150	31.0	29.0	20.1	38.0	28.0	86.39	47.64	7.8
180	33.0	29.0	19.2	37.0	28.0	74.68	51.29	7.7
240	32.0	30.0	21.0	39.0	30.0	86.62	52.69	7.7
300	33.0	31.0	21.0	40.0	30.5	86.85	51.21	7.7
Average	31.3	28.5	19.1	38.2	28.8	81.62	50.33	น้ำที่สูญเสีย 1.3

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.4 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 4°C ที่อัตราการไหล 0.018 L/s

วันที่ทดลอง 29/01/2011									
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	25.0	23.5	21.5	30.0	24.0	88.43	61.44	7.0	
10	26.0	24.0	18.0	34.0	27.0	85.03	58.80	6.5	
20	26.0	24.0	17.9	36.0	29.0	85.03	60.09	6.5	
30	26.0	24.0	18.8	32.5	27.0	85.03	65.87	6.5	
40	26.0	24.0	18.0	36.0	28.5	85.03	57.63	6.4	
50	26.0	24.0	18.2	38.0	30.0	85.03	56.55	6.3	
60	26.0	25.0	19.0	36.0	29.0	92.37	60.09	6.3	
90	26.0	25.0	18.5	36.0	28.5	92.37	57.63	6.1	
120	27.0	25.0	19.1	36.0	28.0	85.33	55.22	6.0	
150	27.0	26.0	19.5	37.0	29.0	92.52	55.90	5.9	
180	27.0	26.0	20.2	39.0	27.0	92.52	40.27	5.8	
240	29.0	28.0	21.3	37.0	28.0	92.81	51.29	5.6	
300	30.0	29.0	22.0	37.0	28.0	92.94	51.29	5.0	
Average	26.7	25.2	19.4	35.7	27.9	88.80	56.31	น้ำที่สูญเสีย	2.0

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.5 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 2 °C ที่อัตราการไหล 0.018 L/s

วันที่ทดลอง 30/01/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	30.5	28.5	25.5	41.0	32.0	86.27	53.98	7.7	
10	30.0	29.0	22.1	39.0	31.0	92.94	57.16	6.8	
20	30.0	29.0	16.6	40.0	32.0	92.94	57.76	6.5	
30	30.0	29.0	16.3	41.0	32.0	92.94	53.98	6.3	
40	30.0	29.0	17.2	41.0	32.0	92.94	53.98	6.3	
50	29.5	29.0	17.1	40.5	31.5	96.40	53.67	6.2	
60	30.0	29.0	17.3	40.0	32.0	86.39	57.76	6.2	
90	30.0	29.0	17.6	40.0	31.0	92.94	49.79	6.0	
120	30.0	29.0	19.9	39.0	26.0	92.94	36.45	5.9	
150	30.0	29.0	19.5	39.0	26.0	92.94	36.45	5.8	
180	31.0	30.0	20.9	38.0	28.0	93.06	47.64	5.7	
240	33.0	31.0	21.0	38.0	28.0	86.85	47.64	5.5	
300	33.0	31.0	22.3	37.0	27.0	86.85	46.86	5.3	
Average	30.5	29.3	19.5	39.5	29.9	91.26	50.24	น้ำที่สูญเสีย	2.4

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.6 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 25 °C ที่อัตราการไหล 0.014 L/s

วันที่ทดลอง 1/02/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	30.0	29.0	23.2	35.0	29.0	92.94	64.59	6.5	
10	25.0	24.0	23.1	35.0	30.0	92.21	83.66	5.7	
20	26.0	25.0	24.0	35.0	29.0	92.37	64.59	5.7	
30	26.0	25.0	24.5	36.0	30.0	92.37	65.14	5.7	
40	26.0	25.0	24.8	36.0	30.0	92.37	65.14	5.7	
50	26.5	25.5	25.0	36.0	31.0	92.45	70.40	5.7	
60	27.0	26.0	25.1	37.0	32.0	92.52	70.84	5.5	
90	29.0	27.0	25.3	41.0	31.0	85.88	49.79	5.5	
120	31.0	30.0	26.1	41.0	26.0	93.06	31.16	5.3	
150	32.0	31.0	31.6	35.0	26.0	93.18	49.76	5.0	
180	34.0	32.0	32.1	35.0	28.0	87.06	59.46	4.9	
240	36.0	35.0	35.4	37.0	28.0	93.61	51.29	4.5	
300	39.0	37.0	36.9	40.0	27.0	88.00	37.33	4.0	
Average	29.8	28.6	27.5	36.8	29.0	91.39	58.71	น้ำที่สูญเสีย	2.5

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.7 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น 10 °C ที่อัตราการไหล 0.014 L/s

วันที่ทดลอง 2/02/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	26.0	25.0	26.4	37.0	30.0	92.37	60.69	7.5	
10	26.0	24.0	17.7	41.0	33.0	85.03	58.33	7.5	
20	28.0	25.0	19.2	41.0	33.0	78.82	58.33	7.5	
30	27.0	25.0	20.3	43.0	34.0	85.33	55.16	7.5	
40	27.0	25.0	20.5	43.0	33.0	85.33	51.09	7.5	
50	27.0	25.0	21.1	44.0	34.0	85.33	51.69	7.3	
60	27.0	26.0	21.1	43.0	33.0	92.52	51.09	7.2	
90	28.0	26.0	22.3	40.0	31.0	85.61	53.35	7.0	
120	29.0	27.0	21.7	41.0	31.0	85.88	49.79	7.0	
150	29.0	27.0	23.7	42.0	31.0	85.88	46.48	7.0	
180	29.0	27.0	23.7	42.0	36.0	85.88	67.98	7.0	
240	32.0	29.0	24.2	43.0	37.0	80.31	63.81	6.5	
300	33.0	30.0	25.7	42.0	36.0	80.64	67.98	6.5	
Average	28.3	26.2	22.1	41.7	33.2	85.30	56.60	น้ำที่สูญเสีย	1.0

\*T pad = อุณหภูมิที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.8 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 6 °C ที่อัตราการไหล 0.014 L/s

วันที่ทดลอง 3/02/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	27.5	26.0	26.0	35.0	27.0	89.00	54.52	6.5	
10	26.0	24.5	18.2	38.0	29.0	88.66	52.01	6.2	
20	26.0	24.5	18.8	39.0	30.0	88.66	52.69	6.0	
30	26.0	25.0	20.2	40.0	31.0	92.37	53.35	6.0	
40	26.5	25.0	19.6	40.0	31.0	88.78	53.35	6.0	
50	27.0	25.0	18.5	43.0	34.0	85.33	55.16	5.9	
60	27.0	25.0	19.3	42.0	33.0	85.33	54.58	5.9	
90	29.0	26.0	20.4	43.0	33.0	79.22	51.09	5.8	
120	30.0	28.0	21.9	41.0	31.0	86.14	49.79	5.7	
150	30.0	28.0	22.9	40.0	31.0	86.14	53.35	5.7	
180	30.5	28.0	23.0	40.0	29.0	83.00	45.03	5.7	
240	31.0	30.0	24.6	41.0	29.5	93.06	43.82	5.5	
300	32.5	30.0	24.9	39.0	29.0	83.58	48.39	5.4	
Average	28.4	26.5	21.4	40.1	30.6	86.87	51.32	น้ำที่สูญเสีย	1.1

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.9 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 4 °C ที่อัตราการไหล 0.014 L/s

วันที่ทดลอง 4/02/2011									
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	28.0	26.0	20.8	36.0	28.0	85.61	55.22	6.5	
10	27.0	24.0	17.1	41.0	31.0	78.40	49.79	6.0	
20	27.0	24.0	18.6	43.0	32.0	78.40	47.17	5.9	
30	28.0	24.0	19.1	43.0	33.0	72.29	51.09	5.8	
40	28.0	25.0	20.1	46.0	34.0	78.82	45.43	5.7	
50	29.0	26.0	20.7	45.0	36.0	79.22	56.26	5.6	
60	29.0	27.0	21.0	45.0	34.0	85.88	48.45	5.6	
90	30.0	28.0	22.2	44.0	34.0	86.14	51.69	5.5	
120	33.0	29.0	23.4	43.0	37.0	74.68	68.39	5.5	
150	33.0	30.0	26.0	40.0	35.0	80.64	72.07	5.4	
180	34.0	30.0	25.5	42.0	29.0	75.09	38.99	5.4	
240	33.0	30.0	26.2	42.0	29.0	80.64	38.99	5.0	
300	34.0	31.0	27.4	43.0	30.0	80.96	39.77	4.8	
Average	30.2	27.2	22.2	42.5	32.5	79.75	51.02	น้ำที่สูญเสีย	1.7

\*T pad = อุณหภูมิที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.10 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 2 °C ที่อัตราการไหล 0.014 L/s

วันที่ทดลอง 5/02/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	29.0	26.5	27.3	40.0	31.0	82.5	53.3	7.7	
10	29.0	25.0	19.6	43.0	33.5	72.8	53.1	7.0	
20	27.5	25.0	19.3	45.0	35.0	82.0	52.3	6.9	
30	28.0	25.0	20.5	43.0	35.0	78.8	59.4	6.8	
40	28.0	25.5	22.0	42.0	31.0	82.2	46.5	6.8	
50	29.0	26.0	24.5	42.0	32.0	79.2	50.5	6.7	
60	29.0	27.0	25.5	45.0	35.0	85.9	52.3	6.5	
90	30.0	28.0	26.0	42.0	32.0	86.1	50.5	6.3	
120	31.0	29.0	23.1	40.0	30.0	86.4	49.1	6.0	
150	32.0	30.0	25.3	41.0	30.0	86.6	45.8	6.0	
180	33.0	30.0	23.5	38.0	29.5	80.6	54.3	5.7	
240	33.5	31.0	23.6	40.0	29.0	83.8	45.0	5.5	
300	34.0	31.0	25.5	40.0	29.0	81.0	45.0	5.0	
Average	30.2	27.6	23.5	41.6	31.7	82.16	50.54	น้ำที่สูญเสีย	2.7

\*T pad = อุณหภูมิที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.11 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 25 °C ที่อัตราการไหล 0.010L/s

วันที่ทดลอง 6/02/2011								
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T <sub>pad</sub>	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก	
0	28.5	27.0	24.2	36.0	30.0	89.21	65.14	7.0
10	29.0	28.0	26.2	41.0	33.0	92.81	58.33	6.9
20	30.0	29.0	27.3	42.0	29.0	92.94	38.99	6.8
30	31.0	29.0	27.9	42.0	29.0	86.39	38.99	6.5
40	32.0	30.0	28.7	45.0	35.0	86.62	52.28	6.5
50	33.0	31.0	28.9	45.0	35.0	86.85	52.28	6.3
60	33.0	31.0	28.8	43.0	34.0	86.85	55.16	6.0
90	35.0	33.0	31.1	44.0	34.0	87.27	51.69	5.6
120	36.0	34.0	33.2	44.0	34.0	87.46	51.69	5.0
150	37.0	35.0	32.0	45.0	35.0	87.65	52.28	4.8
180	38.0	36.0	32.7	42.0	31.0	87.83	46.48	4.5
240	40.0	37.0	35.0	40.0	28.0	82.59	41.11	4.3
300	40.0	38.0	35.3	37.0	28.0	88.17	51.29	3.8
Average	34.0	32.2	30.1	42.0	31.9	87.89	50.44	น้ำที่สูญเสีย 3.2

\*T pad = อุณหภูมิที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.12 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 10 °C ที่อัตราการไหล 0.010 L/s

วันที่ทดลอง 7/02/2011									
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	32.0	29.0	24.2	44.0	35.0	80.31	55.72	8.0	
10	32.0	29.0	23.8	42.0	33.0	80.31	54.58	7.5	
20	32.0	28.0	23.3	43.0	34.0	74.25	55.16	7.0	
30	32.0	28.0	24.2	41.0	33.0	74.25	58.33	6.5	
40	33.0	29.0	24.5	43.0	30.0	74.68	39.77	6.3	
50	32.0	28.0	25.5	39.0	33.0	74.25	66.65	6.0	
60	32.0	28.0	26.5	38.0	30.0	74.25	56.55	5.7	
90	31.0	29.0	25.5	39.0	28.0	86.39	44.25	5.5	
120	31.0	28.0	24.9	40.0	29.0	79.97	45.03	5.3	
150	30.0	27.0	24.5	38.0	26.0	79.60	39.40	5.2	
180	29.0	27.0	24.1	34.0	26.0	85.88	53.78	5.1	
240	33.0	29.0	24.6	35.0	28.0	74.68	59.46	4.8	
300	33.0	30.0	25.8	36.0	27.0	80.64	50.54	4.5	
Average	31.7	28.4	24.7	39.4	30.2	78.42	52.25	น้ำที่สูญเสีย	3.5

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.13 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 6 °C ที่อัตราการไหล 0.010 L/s

วันที่ทดลอง 8/02/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	32.0	30.0	30.7	40.0	33.0	86.62	62.34	7.5	
10	31.0	30.0	20.3	43.0	30.0	93.06	39.77	7.2	
20	32.0	30.0	20.2	46.0	36.0	86.62	52.84	7.0	
30	32.0	31.0	19.3	45.0	37.0	93.18	60.40	7.0	
40	33.0	31.0	19.9	47.0	38.0	86.85	57.28	6.9	
50	34.0	32.0	20.7	47.0	38.0	87.06	57.28	6.8	
60	33.0	32.0	21.9	46.0	38.0	93.29	52.84	6.7	
90	34.0	33.0	22.2	43.0	37.0	93.40	68.39	6.5	
120	34.0	32.0	23.3	43.0	37.0	87.06	68.39	6.2	
150	35.0	33.0	25.0	44.0	37.0	87.27	64.26	5.9	
180	34.0	32.0	25.9	43.0	37.0	87.06	68.39	5.6	
240	36.0	34.0	26.6	43.0	31.0	87.46	43.40	5.3	
300	36.0	35.0	28.1	43.0	33.0	93.61	51.09	5.0	
Average	33.5	31.9	23.4	44.1	35.5	89.43	57.44	น้ำที่สูญเสีย	2.5

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.14 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 4 °C ที่อัตราการไหล 0.010 L/s

วันที่ทดลอง 9/02/2011									
เวลา (นาท)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	29.0	28.0	27.1	37.0	31.0	92.81	65.67	7.5	
10	28.0	27.0	21.1	40.0	32.0	92.67	57.76	6.9	
20	28.0	27.0	21.6	39.0	33.0	92.67	66.65	6.8	
30	28.0	27.0	20.4	43.0	35.0	92.67	59.40	6.8	
40	28.0	27.0	22.3	41.0	34.0	92.67	62.85	6.7	
50	29.0	28.0	23.8	40.0	33.0	92.81	62.34	6.5	
60	29.0	28.0	23.4	38.0	35.0	92.81	82.09	6.5	
90	31.0	29.0	26.6	40.0	30.0	86.39	49.11	5.8	
120	32.0	30.0	27.0	40.0	31.0	86.62	53.35	5.0	
150	32.0	31.0	26.6	40.0	30.0	93.18	49.11	5.0	
180	33.0	31.0	25.5	41.0	30.0	86.85	45.77	5.0	
240	34.0	32.0	26.5	43.0	31.0	87.06	43.40	4.5	
300	33.0	32.5	26.4	39.0	28.0	96.61	44.25	4.0	
Average	30.3	29.0	24.5	40.1	31.8	91.21	57.06	น้ำที่สูญเสีย	3.5

\*T pad = อุณหภูมิลมที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.15 แสดงผลการทดลองที่อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นที่ 2 °C ที่อัตราการไหล 0.010 L/s

วันที่ทดลอง 10/02/2011									
เวลา (นาที)	อุณหภูมิภายใน (°C)			อุณหภูมิภายนอก (°C)		ความชื้นสัมพัทธ์		ระดับน้ำ	
	Tdb(avg)	Twb(avg)	T,pad	Tdb	Twb	ภายใน	ภายนอก		
0	30.0	28.0	27.8	35.0	30.0	86.14	69.94	8.0	
10	30.0	28.0	20.8	40.0	33.0	86.14	62.34	7.5	
20	29.0	27.0	19.5	41.0	35.0	85.88	67.56	7.3	
30	30.0	28.0	20.3	42.0	36.0	86.14	67.98	7.3	
40	30.0	28.0	22.2	41.0	36.0	86.14	72.45	7.0	
50	31.0	29.0	22.6	43.0	37.0	86.39	68.39	6.8	
60	32.0	30.0	24.1	43.0	37.0	86.62	68.39	6.5	
90	34.0	32.0	26.3	41.0	36.0	87.06	72.45	5.8	
120	33.0	31.0	26.8	40.0	35.0	86.85	72.07	5.0	
150	34.0	32.0	27.2	41.0	36.0	87.06	72.45	4.8	
180	34.0	32.0	28.1	40.0	36.0	87.06	77.23	4.5	
240	35.0	33.0	28.2	43.0	37.0	87.27	68.39	4.0	
300	33.0	31.0	28.3	41.0	36.0	86.85	72.45	4.0	
Average	31.9	29.9	24.8	40.8	35.4	86.58	70.16	น้ำที่สูญเสีย	4.0

\*T pad = อุณหภูมิที่หน้าแผง evaporative cooling pad

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ๒.1 Definition of Solid Works

Solid Works is a 3D mechanical CAD (computer-aided design) program that runs on Microsoft Windows and is being developed by Assault Systems Solid Works Corp., a subsidiary of assault Systems, S. A. (Vélizy, France). Solid Works is currently used by over 1.3 million engineers and designers at more than 130,000 companies worldwide. FY2009 revenue for Solid Works, was 366 million dollars.

## ๒.2 History of Solid Works

solid Works was first introduced in 1995 as a competitor to CAD programs such as Pro/ENGINEER, AutoCAD, NX, and Solid Edge. solid Works was founded in 1993 by Jon Hirsch tick, who recruited a team of engineers to build a company that developed 3D CAD software that was easy-to-use, affordable and available on the desktop, with its headquarters at Concord, Massachusetts, and released its first product, solid Works 95, in 1995. In 1997 assault Systems, best known for its CATIA CAD software, acquired the company and currently owns 100% of its shares. solid Works was headed by John Melena from 2001 to July 2007 and Jeff Ray from 2007 to January 2011. The current CEO is Bertrand Scioto.

## Release history

Name/Version	Build Number	Date
SolidWorks 95	R?	1995
SolidWorks 2001	R?	2001
SolidWorks 2004	R?	2003
SolidWorks 2006	R?	2005
SolidWorks 2007	R?	2006
SolidWorks 2008	R?	2007
SolidWorks 2009	SP5.1	January 28, 2010
SolidWorks 2010	SP4.0	June 22, 2010
SolidWorks 2011	SP1	Dec 2, 2010

### ๗.3 Modeling methodology

Solid Works is a Para solid-based solid modeler, and utilizes a parametric feature-based approach to create models and assemblies.

Parameters refer to constraints whose values determine the shape or geometry of the model or assembly. Parameters can be either numeric parameters, such as line lengths or circle diameters, or geometric parameters, such as tangent, parallel, concentric, horizontal or vertical, etc. Numeric parameters can be associated with each other through the use of relations, which allow them to capture design intent. Design intent is how the creator of the part wants it to respond to changes and updates. For example, you would want the hole at the top of a beverage can to stay at the top surface, regardless of the height or size of the can. Solid Works allows you to specify that the hole is a feature on the top surface, and will then honor your design intent no matter what the height you later gave to the can.

Features refer to the building blocks of the part. They are the shapes and operations that construct the part. Shape-based features typically begin with a 2D or 3D sketch of shapes such as bosses, holes, slots, etc. This shape is then extruded or cut to add or remove material from the part. Operation-based

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

features are not sketch-based, and include features such as fillets, chamfers, shells, applying draft to the faces of a part, etc.

Building a model in Solid Works usually starts with a 2D sketch (although 3D sketches are available for power users). The sketch consists of geometry such as points, lines, arcs, conics (except the hyperbola), and splines. Dimensions are added to the sketch to define the size and location of the geometry. Relations are used to define attributes such as tangency, parallelism, perpendicularity, and concentricity. The parametric nature of Solid Works means that the dimensions and relations drive the geometry, not the other way around. The dimensions in the sketch can be controlled independently, or by relationships to other parameters inside or outside of the sketch.

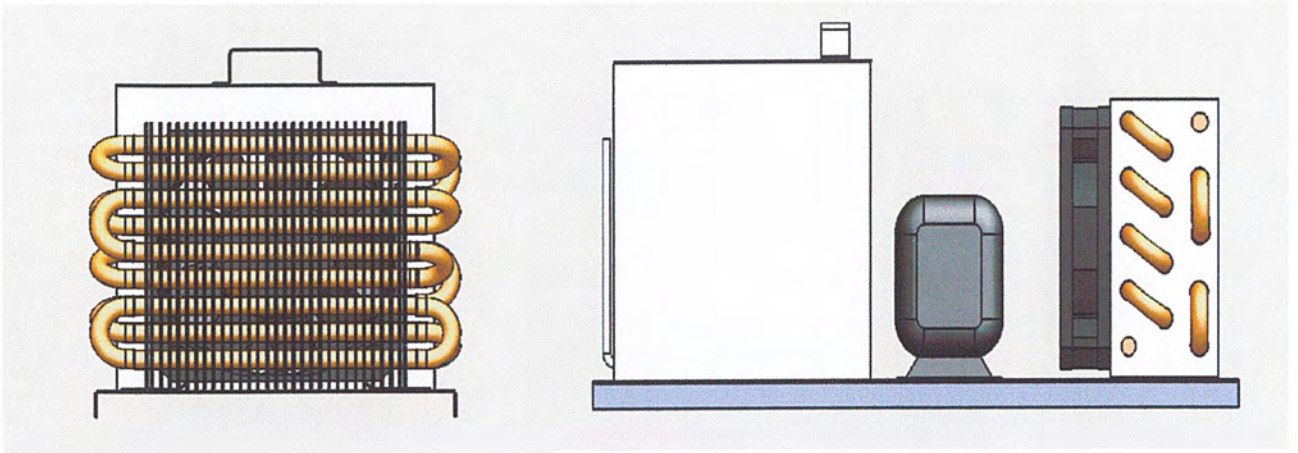
Solid Works pioneered the ability of a user to roll back through the history of the part in order to make changes, add additional features, or change the sequence in which operations are performed. Later feature-based solid modeling software has copied this idea.

In an assembly, the analog to sketch relations are mates. Just as sketch relations define conditions such as tangency, parallelism, and concentricity with respect to sketch geometry, assembly mates define equivalent relations with respect to the individual parts or components, allowing the easy construction of assemblies. Solid Works also includes additional advanced mating features such as gear and cam follower mates, which allow modeled gear assemblies to accurately reproduce the rotational movement of an actual gear train.

Finally, drawings can be created either from parts or assemblies. Views are automatically generated from the solid model, and notes, dimensions and tolerances can then be easily added to the drawing as needed. The drawing module includes most paper sizes and standards (ANSI, ISO, DIN, GOST, JIS, BSI and SAC).

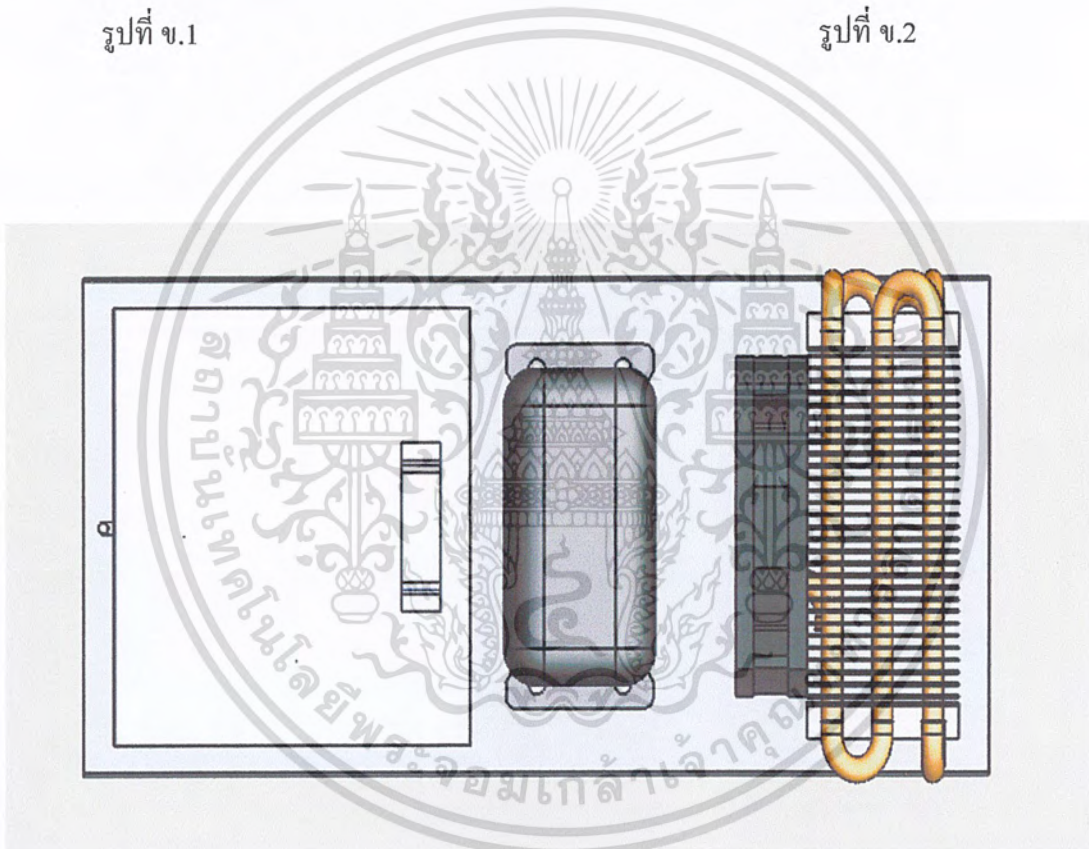
Example in Project's design

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



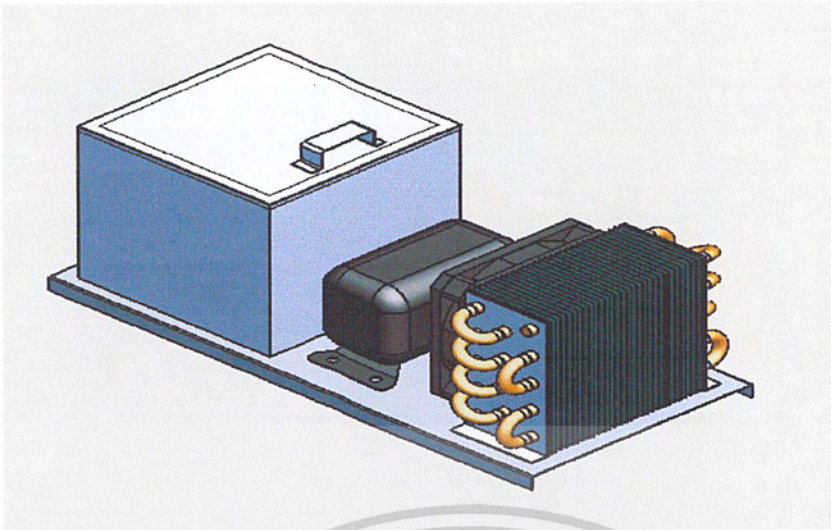
รูปที่ ข.1

รูปที่ ข.2



รูปที่ ข.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.4

รูปที่ ข.1 – ข. 4 แสดงตัวอย่างการออกแบบระบบทำความเย็น โดยการใช้โปรแกรม Solid Works

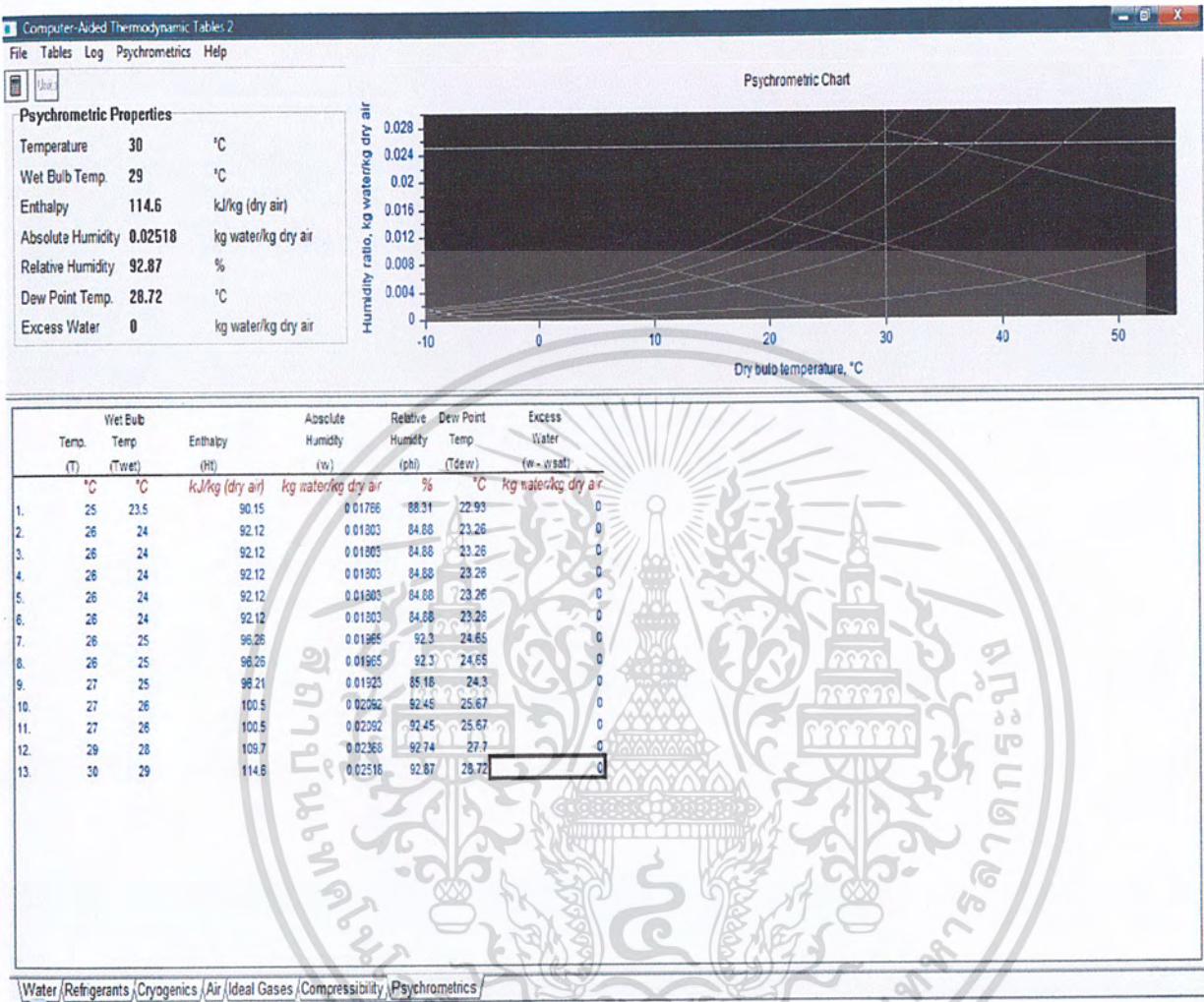


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การใช้โปรแกรม Computer Aided Thermodynamic Table 2 เพื่อหาความชื้นสัมพัทธ์

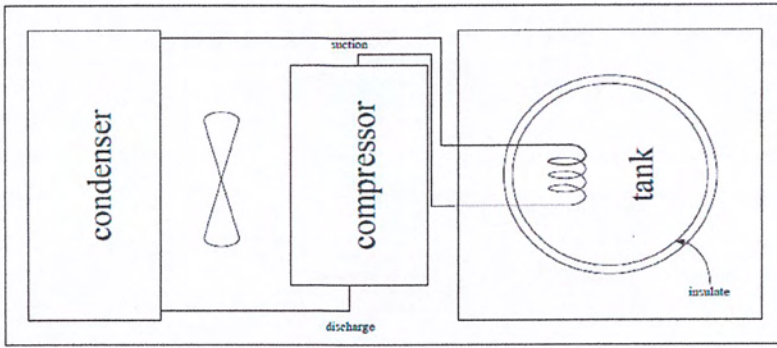


รูปที่ ค.1 ตัวอย่างการใช้โปรแกรม Computer Aided Thermodynamic Table 2 เพื่อหาความชื้นสัมพัทธ์

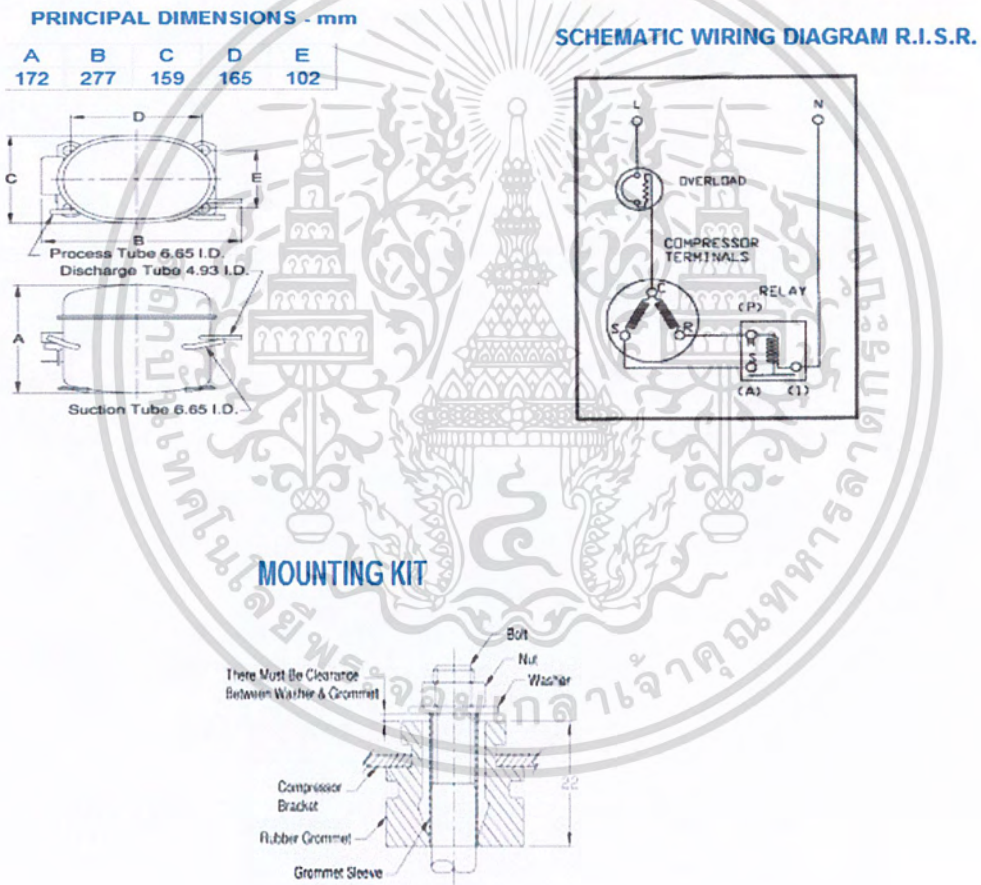
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง.1 แสดงภาพ lay out ของระบบทำความเย็นซึ่งประกอบด้วย Compressor, Condenser และ Tank



รูปที่ ง.2 แสดง Dimensions ของ compressor, wiring diagram และ mounting kit ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บรรณานุกรม

1. สุรพงษ์ สว่าง,การศึกษาการใช้ระบบทำความเย็นแบบระเหยเพื่อยืดอายุการเก็บรักษาดอกกล้วยไม้, วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต,สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร,คณะ วิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2549
2. จิรศักดิ์ ปรีชาวิรุณ,ศึกษาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำต่อสมรรถนะของระบบ ทำความเย็นแบบระเหย, วิทยานิพนธ์หลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาวิชา เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน,มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2543
3. วัฒนา หนูคำ และ สุรินทร์ ชาติวิเชียร, การพัฒนาโรงเรือนสาธิตระบบทำความเย็นแบบระเหย, ปริญญาบัตรหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร, คณะ วิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
4. Shan k.Wang, Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw Hill.Inc, 1993.
5. Cold Storage for Specialty Cut Flowers and Plant Material, Karen L.B. Gast, Extension Horticulturist, Postharvest and Marketing,KansasStateUniversity, Rolando Flores, Iowa State University Agricultural and Biosystems Engineering, Alan Stevens, Extension Specialist, Floriculture and Ornamental Horticulture, Kansas State University, Sheri Smithey, Assistant Professor, Biological and Agricultural Engineering, Kansas State University, Illustrations by Darla Whipple-Frain and Gene Ernst, Kansas State University Agricultural Experiment Station and Cooperative Extension Service, 1994