

การสำรวจประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิและการใช้พลังงานของห้องเย็นใน
อุตสาหกรรมอาหารของประเทศไทย

INVESTIGATION OF TEMPERATURE AND ENERGY CONSUMPTION
PERFORMANCE OF COLD STORAGES IN THE FOOD INDUSTRY OF
THAILAND



ธนูช เนืองจำนงค์

THANUT NUANGJAMNONG

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมอาหารและเกษตรอัจฉริยะ

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2566

KMITL-2023-EN-M-270-072

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

INVESTIGATION OF TEMPERATURE AND ENERGY CONSUMPTION
PERFORMANCE OF COLD STORAGES IN THE FOOD INDUSTRY OF
THAILAND



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING PROGRAM IN
FOOD AND AGRICULTURAL INTELLIGENCE ENGINEERING
SCHOOL OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2023

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2023

SCHOOL OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารทรัพย์สินทางปัญญาที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การสำรวจประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิและการใช้พลังงานของห้องเย็นในอุตสาหกรรมอาหารของประเทศไทย
นักศึกษา	นายธัช เนื่องจำนงค์
รหัสนักศึกษา	63601293
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมอาหารและเกษตรอัจฉริยะ
พ.ศ.	2566
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ. ดร.ณัฐวุฒิ ชาวเมือง

บทคัดย่อ

ห้องเย็นเป็นส่วนสำคัญในโซ่อุปทานอาหาร เนื่องจากอุณหภูมิต่ำสามารถคงคุณภาพของอาหารให้สดใหม่รวมทั้งช่วยยืดอายุการเก็บรักษาของอาหารได้เป็นอย่างดี อย่างไรก็ตามระบบทำความเย็นของห้องเย็นโดยทั่วไปเป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่มีการใช้พลังงานสูง ส่งผลให้ผู้ประกอบการมีต้นทุนการผลิตที่สูงขึ้นและความสามารถในการแข่งขันลดลง เนื่องจากข้อมูลประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิและประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นของโรงงานแปรรูปอาหารในประเทศไทยมีจำกัด งานศึกษาจึงจัดทำขึ้นเพื่อสำรวจสถานการณ์ปัจจุบันของการใช้ห้องเย็นในโรงงานแปรรูปอาหารในประเทศไทยด้วยวิธีการลงพื้นที่สำรวจห้องเย็นของโรงงานแปรรูปอาหาร จำนวน 9 แห่ง สำหรับประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิพิจารณาจากอุณหภูมิที่ได้จากการวัดอย่างต่อเนื่องเป็นเวลาอย่างน้อย 60 วัน ในขณะที่ประสิทธิภาพการใช้พลังงานพิจารณาจากค่าการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC) ที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานที่พัฒนาขึ้นในการศึกษานี้ ซึ่งได้ตรวจสอบความตรงด้วยการเปรียบเทียบกับค่าพลังงานไฟฟ้าที่วัดได้ของห้องเย็นของหน่วยวิจัยแล้ว (ความแตกต่างเท่ากับ 3.3%)

ผลการศึกษาพบว่า ไม่มีห้องเย็นที่สำรวจในงานศึกษานี้มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในเกณฑ์ระดับดี กล่าวคือ ห้องเย็น 8 ห้อง อยู่ในเกณฑ์ระดับปานกลาง และอีก 1 ห้อง อยู่ในเกณฑ์ระดับควรปรับปรุง เมื่อพิจารณาผลการประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็น พบว่า ห้องเย็นทั้งหมด มีประสิทธิภาพการใช้พลังงานอยู่ในเกณฑ์ระดับดี โดยห้องแช่เยือกแข็งมีค่า SEC อยู่ระหว่าง 20.0 และ 128.1 kWh·m⁻³·year⁻¹ และห้องห้องแช่เย็นมีค่า SEC อยู่ระหว่าง 7.4 และ 98.0 kWh·m⁻³·year⁻¹

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	Investigation of temperature and energy consumption performance of cold storages in the food industry of Thailand
Student	Mr. Thanut Nuangjamnong
Student ID.	63601293
Degree	Master of Engineering
Program	Food and Agricultural Intelligence Engineering
Year	2023
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr.Nattawut Chaomuang

ABSTRACT

The cold storage facility plays a crucial role in maintaining the quality and extending the shelf life of perishable food products by creating a low-temperature environment within the food supply chain. However, conventional cold stores that employ vapor compression refrigeration systems are known for their high energy consumption, resulting in high electricity costs and reduced competitiveness in markets. Unfortunately, limited information is available regarding temperature performance and energy consumption of cold stores in the Thai food industry. Therefore, this study aims to address this gap by conducting field investigations on nine cold stores used in food processing factories. The temperature performance of each cold store was assessed by continuously measuring and monitoring the air temperatures for a minimum period of 60 days. In addition, the energy consumption performance was evaluated by employing a developed energy consumption program that calculated the specific energy consumption (SEC) of each cold store. The accuracy of the program was previously validated against the measured energy consumption of a laboratory cold store, exhibiting an error of 3.3%.

The findings of the study revealed that none of the investigated cold stores demonstrated good temperature performance, with eight stores exhibiting moderate performance and one store showing poor performance. However, all cold stores showed good energy consumption performance. The SECs ranged from 20.0 to 128.1 kWh·m⁻³·year⁻¹ for frozen cold stores and from 7.4 to 98.0 kWh·m⁻³·year⁻¹ for chilled cold stores.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ. ดร.ณัฐวุฒิ ชาวเมือง ที่ให้ความช่วยเหลือ คำชี้แนะช่วยสำหรับการแก้ปัญหา ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า ขอขอบคุณ รศ. ดร.พรธิภา องค์กรรักษ์ ที่คอยให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางการลงพื้นที่สำรวจ

ขอขอบคุณผู้ประกอบการเจ้าของห้องเย็นที่เข้าร่วมโครงการทุกท่าน สำหรับการแบ่งปันข้อมูล และอนุญาตให้ข้าพเจ้าได้เข้าไปสำรวจห้องเย็นของบริษัท

งานศึกษานี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงการที่ได้รับการสนับสนุนทางการเงินจากหน่วยบริการและจัดการทุนด้านการเพิ่มความสามารถในการแข่งขันของประเทศ (บพข.) สำนักงานสภานโยบายการอุดมศึกษา วิทยาศาสตร์ วิจัยและนวัตกรรมแห่งชาติ (สอวช.) ประเทศไทย (สัญญาที่ C10F640318)

ธนัช เนื่องจำนงค์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	i
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ii
กิตติกรรมประกาศ.....	iii
สารบัญ.....	iv
สารบัญตาราง.....	viii
สารบัญรูป.....	xi
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขตการศึกษา.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 การใช้ระบบทำความเย็นในอุตสาหกรรมอาหาร.....	4
2.2 ระบบทำความเย็น.....	5
2.3 สารทำความเย็น.....	6
2.4 ภาระทางความร้อน.....	7
2.5 ประเภทของห้องเย็น.....	8
2.5.1 ห้องแช่เย็น (Chilled store).....	8
2.5.2 ห้องแช่เยือกแข็ง (Frozen store).....	8
2.6 ค่าพารามิเตอร์ประสิทธิภาพของห้องเย็น.....	10
2.6.1 ดัชนีประสิทธิภาพ (Energy Efficiency Index, EEI).....	10
2.6.2 ค่าการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC).....	10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญต่อ (ต่อ)

	หน้า
2.6.3 ค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี.....	12
2.6.4 การใช้พลังงานจำเพาะเฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทย.....	12
2.6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการใช้พลังงานจำเพาะและปริมาณของห้องเย็น.....	13
2.7 มาตรการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานห้องเย็น.....	13
2.7.1 ฉนวนกันความร้อน.....	14
2.7.2 ห้องเตรียม (Anteroom).....	14
2.7.3 การติดตั้งอีวาโปเรเตอร์.....	14
2.7.4 อุปกรณ์การควบคุมและบันทึกอุณหภูมิ.....	15
2.7.5 พัดลม.....	16
2.7.6 คอมเพรสเซอร์.....	16
2.7.7 อุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตู.....	16
2.7.8 การเพิ่มอุณหภูมิตั้งค่า.....	17
2.7.9 แสงสว่าง.....	17
2.7.10 การป้องกันความร้อนจากการแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์.....	17
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน.....	18
3.1 การลงพื้นที่สำรวจห้องเย็น.....	18
3.1.1 การสำรวจและเก็บข้อมูลเกี่ยวกับห้องเย็น.....	18
3.1.2 การประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น.....	24
3.2 การพัฒนาโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น.....	24
3.2.1 การพัฒนาโปรแกรม.....	24
3.2.2 การทำงานของโปรแกรม.....	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญต่อ (ต่อ)

	หน้า
3.2.3 การตรวจสอบความตรงของโปรแกรม.....	40
3.2.4 การประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงาน.....	43
บทที่ 4 ผลการศึกษา.....	45
4.1 ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น.....	45
4.1.1 ข้อมูลห้องเย็นที่ศึกษา.....	45
4.1.2 ผลการประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็น.....	46
4.1.3 ห้องเย็นที่มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในเกณฑ์ควรปรับปรุง.....	47
4.2 ผลการตรวจสอบความตรงของโปรแกรม.....	48
4.3 ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็น.....	51
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	53
5.1 สรุปผล.....	53
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	54
บรรณานุกรม.....	56
ภาคผนวก.....	58
ภาคผนวก ก.....	60
ภาคผนวก ข.....	72
ภาคผนวก ค.....	86
ภาคผนวก ง.....	106
ภาคผนวก จ.....	132
ภาคผนวก ฉ.....	135
ภาคผนวก ช.....	143

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญต่อ (ต่อ)

	หน้า
ภาคผนวก ซ.....	151
ประวัติผู้เขียน.....	155



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 อุณหภูมิและระยะเวลาการเก็บรักษาอาหารสด (กระทรวงสาธารณสุข, 2561).....	9
2.2 ความหนาแน่นความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่แนะนำ (ASHRAE, 2014).....	14
3.1 ตัวอย่างการตอบแบบสอบถามข้อมูลเกี่ยวกับห้องเย็น	19
3.2 คุณลักษณะของอุปกรณ์วัดที่ใช้ในการสำรวจ	22
3.3 คุณลักษณะของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล	23
3.4 โครงสร้างของผนัง เพดาน และพื้นของห้องเย็น.....	28
3.5 สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุก่อสร้าง (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2564).....	29
3.6 ค่าความต้านทานความร้อนแนะนำ (ASHRAE, 2014).....	30
3.7 อุณหภูมิขีดเซยความร้อนจากการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ (ASHRAE, 2014).....	31
3.8 ค่าคงที่สำหรับชุดสมการ IAPWS-97.....	34
3.9 ค่าคงที่ a และ b	35
3.10 ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตู (ASHRAE, 2014).....	35
3.11 ค่าประสิทธิภาพการส่องสว่างตามประเภทหลอดไฟ	37
3.12 สัมประสิทธิ์การหายใจ (ASHRAE, 2014).....	38
3.13 ค่าพารามิเตอร์ของห้องเย็นของหน่วยวิจัย.....	40
3.14 อุปกรณ์วัดและคุณลักษณะของอุปกรณ์.....	42
3.15 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC.....	44
4.1 โรงงานแปรรูปอาหารและห้องเย็นของโรงงานที่ศึกษา	45
4.2 ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็น	46
4.3 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F2	48

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
4.4 พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์จากการวัดและจากการคำนวณในแต่ละชั่วโมง.....	49
4.5 พลังงานไฟฟ้าของของคอมเพรสเซอร์ต่อวันจากการวัดและจากการคำนวณ	50
ข.1 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC.....	75
ง.1 ลักษณะของห้องเย็น F1.....	107
ง.2 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F1.....	109
ง.3 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นของ F1	109
ง.4 ลักษณะของห้องเย็น F2.....	110
ง.5 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F2.....	111
ง.6 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น F2	112
ง.7 ลักษณะของห้องเย็น F3.....	113
ง.8 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F3.....	114
ง.9 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น F3	115
ง.10 ลักษณะของห้องเย็น F4.....	115
ง.11 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นของห้องเย็น F4	117
ง.12 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นของห้องเย็น F4	117
ง.13 ลักษณะของห้องเย็นแช่แข็ง F5.....	118
ง.14 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F5	120
ง.15 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน	120
ง.16 ลักษณะของห้องเย็น C1	121
ง.17 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C1	122
ง.18 ลักษณะของห้องเย็น C2	123
ง.19 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C2	125

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ง.20 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น C2.....	125
ง.21 ลักษณะของห้องเย็น C3	126
ง.22 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C3	127
ง.23 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น C3.....	128
ง.24 ลักษณะของห้องเย็น C4	128
ง.25 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C4	130
ง.26 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น C4.....	130
ข.1 การใช้พลังงานของห้องเย็นในแต่ละเดือน.....	144
ข.2 สัดส่วนภาระทางความร้อนเฉลี่ยของห้องเย็น	146

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 อุณหภูมิกับการเจริญเติบโตของจุลินทรีย์ (Çengel & Ghajar, 2015).....	4
2.2 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Dinçer & Kanoglu, 2010).....	5
2.3 ประเภทสารทำความเย็น (Panasonic, 2018).....	6
2.4 ภาระทางความร้อนภายในห้องเย็น.....	8
2.5 ค่า SEC ของห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งในประเทศต่าง ๆ.....	12
2.6 การติดตั้งฮีวโปรเตอร์ ณ ตำแหน่งกึ่งกลางห้อง.....	15
2.7 การติดตั้งแผงบังคับลม.....	15
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	18
3.2 แผนผังการทำงานของโปรแกรม.....	39
3.3 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC.....	44
4.1 อัตราส่วนภาระทางความร้อนเฉลี่ย 24 ชั่วโมง ของห้องเย็นตัวอย่างจากการคำนวณ.....	49
4.2 ค่า SEC ของห้องแช่เย็นในงานศึกษานี้เปรียบเทียบกับค่า SEC เฉลี่ยของห้องแช่เยือกแข็งใน ประเทศไทยและค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี.....	51
4.3 ค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งในงานศึกษานี้เปรียบเทียบกับค่า SEC เฉลี่ยของห้องแช่เย็นใน ประเทศไทยและค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี.....	52
ก.1 แผนผังห้องเย็น F1 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง.....	61
ก.2 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F1.....	61
ก.3 แผนผังห้องเย็น F2 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง.....	62
ก.4 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F2.....	62
ก.5 แผนผังห้องเย็น F3 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง.....	63
ก.6 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F3.....	63
ก.7 แผนผังห้องเย็น F4 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง.....	64

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ก.8 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F4	64
ก.9 แผนผังห้องเย็น F5 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง	65
ก.10 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F5	66
ก.11 แผนผังห้องเย็น C1 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง	67
ก.12 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C1	67
ก.13 แผนผังห้องเย็น C2 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง	68
ก.14 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C2	68
ก.15 แผนผังห้องเย็น C3 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง	69
ก.16 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C3	70
ก.17 แผนผังห้องเย็น C4 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง	70
ก.18 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C4	71
ข.1 สำหรับผู้ใช้งานกรอกข้อมูลของห้องเย็น	73
ข.2 ปุ่ม RUN สำหรับการคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น	73
ข.3 ผลระบบช่วยตัดสินใจ DSS	74
ข.4 เกณฑ์การพิจารณา SEC	74
ข.5 ฟอร์มกรอกข้อมูลโครงสร้างของห้องเย็น	76
ข.6 ฟอร์มกรอกข้อมูลฉนวนป้องกันความร้อน	78
ข.7 ฟอร์มกรอกข้อมูลประตูห้องเย็น	80
ข.8 ฟอร์มกรอกข้อมูลสินค้า	81
ข.9 ฟอร์มกรอกข้อมูลการปฏิบัติงาน	82
ข.10 การแสดงผลภาวะทางความร้อน	83

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ข.11 การแสดงผลการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น	84
ข.12 การแสดงผล SEC ของห้องเย็น.....	85
ง.1 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	108
ง.2 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	111
ง.3 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	113
ง.4 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	116
ง.5 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	119
ง.6 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 82 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	121
ง.7 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 58 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	124
ง.8 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	126
ง.9 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	129

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

หนึ่งในสามของอาหารที่ผลิตขึ้นทั่วโลกสูญเสียทุกปี (FAO, 2015) สำหรับประเทศไทย Boonyakiat et al. (2012) รายงานว่ามากกว่า 60% ของผักที่ผลิตได้ในโครงการหลวงสูญเสียตลอดโซ่อุปทาน ดังนั้นระบบทำความเย็นจึงเข้ามาเป็นส่วนที่มีความสำคัญในโซ่อุปทานอาหาร ทั้งนี้ เนื่องจากการเก็บรักษาอาหารที่อุณหภูมิต่ำสามารถคงคุณภาพอาหารและยืดอายุการเก็บรักษาอาหารได้ ในปี 2020 สถาบันระบบทำความเย็นนานาชาติ (International Institute of Refrigeration, IIR) ได้รายงานว่ามีประมาณ 13% ของอาหารที่ผลิตได้สูญเสียไปเนื่องจากไม่มีระบบทำความเย็นในโซ่อุปทานที่เพียงพอ (IIR, 2020)

ห้องเย็นใช้ในอุตสาหกรรมอาหารอย่างแพร่หลาย โดยทั่วไปห้องเย็นทำงานด้วยระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System, VCRS) ซึ่งระบบดังกล่าวเป็นระบบที่ใช้พลังงานสูง (Pezzutto et al., 2022) ตัวอย่างเช่น พลังงานที่ใช้ในโรงงานแปรรูปอาหารประมาณ 35% เป็นพลังงานที่ใช้สำหรับระบบทำความเย็น (Evans et al., 2014) งานศึกษาจำนวนหนึ่งได้สำรวจการใช้พลังงานของห้องเย็นโดยใช้ค่าการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC) เป็นดัชนีประเมินประสิทธิภาพของห้องเย็น ซึ่งเป็นดัชนีตามมาตรฐาน EN1621:2012 ของสหภาพยุโรป จากรายงานของระบบทำความเย็นนานาชาติ ปี 2022 พบว่า ค่า SEC ของห้องเย็นโดยทั่วไป อยู่ระหว่าง 30 และ 50 kWh·m⁻³·year⁻¹ (Duiven & Binard, 2002) การสำรวจห้องเย็นในสหภาพยุโรป (Evans et al., 2011) พบว่า ห้องแช่เย็น (จำนวน 2 ห้อง) มีค่า SEC เท่ากับ 34.9 และ 55.5 kWh·m⁻³·year⁻¹ และห้องแช่เยือกแข็ง (จำนวน 14 ห้อง) มีค่า SEC อยู่ระหว่าง 15 ถึง 130 kWh·m⁻³·year⁻¹ ในขณะที่การสำรวจห้องเย็นในประเทศสหรัฐอเมริกา (Singh, 2008) พบว่า ห้องเย็น (จำนวน 25 ห้อง) มีค่า SEC อยู่ระหว่าง 14.5 และ 132.4 kWh·m⁻³·year⁻¹ เนื่องจากการสำรวจที่กล่าวมานี้มีกลุ่มตัวอย่างห้องเย็นที่ได้สำรวจจำนวนน้อย (น้อยกว่า 25 ห้อง) ในเวลาต่อมา Evans et al. (2014) จึงได้สำรวจห้องเย็น จำนวน 294 ห้อง จาก 21 ประเทศทั่วโลก ด้วยการให้ข้อมูลโดยเจ้าของห้องเย็นบนเว็บไซต์ที่คณะวิจัยสร้างขึ้น ผลการสำรวจ พบว่าค่า SEC ของห้องเย็นเหล่านี้มีค่าระหว่าง 4 และ 250 kWh·m⁻³·year⁻¹ สำหรับประเทศไทย การศึกษาของ Tachajapong et al. (2022) รายงานว่า ค่า SEC ของห้องเย็น จำนวน 161 แห่ง อยู่ระหว่าง 37 และ 480 kWh·m⁻³·year⁻¹ จากงานศึกษาเหล่านี้สังเกตเห็นว่า ค่า SEC มีความแปรปรวนสูงด้วยสาเหตุ

หลายประการ เช่น อนุมัติตั้งค่าที่ใช้ ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น และสภาวะการทำงาน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ การใช้งานในเชิงพาณิชย์โดยไม่ได้รับอนุญาตเป็นการฝ่าฝืนกฎหมายและไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของห้องเย็น (Evans et al., 2014) ค่า SEC ถือเป็นเครื่องมือที่สำคัญสำหรับวิศวกรและผู้กำหนดนโยบายเพื่อกำหนดมาตรการการประหยัดพลังงานของห้องเย็นให้มีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามผู้ประกอบการในอุตสาหกรรมอาหารขนาดเล็กและขนาดกลาง (Small and Medium Enterprises, SMEs) ซึ่งในประเทศไทยมีจำนวนมากถึง 99.8% ของผู้ประกอบการทั้งหมดในภาคอุตสาหกรรมอาหาร (สสว., 2562) ล้วนเป็นผู้ประกอบการที่มักจะไม่มีความรู้หรือช่างชำนาญการเกี่ยวกับระบบทำความเย็นประจำอยู่ที่โรงงาน ด้วยเหตุนี้จึงเป็นเรื่องที่ท้าทายอย่างมากที่ผู้ประกอบการเหล่านี้จะสามารถประเมินประสิทธิภาพห้องเย็นของตนเองว่าอยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสมและสามารถแข่งขันกับคู่แข่งในธุรกิจได้หรือไม่

1.2 วัตถุประสงค์

งานศึกษานี้มีวัตถุประสงค์ ดังนี้

1. เพื่อสำรวจสถานการณ์ปัจจุบันของประสิทธิภาพการใช้พลังงานและประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็นในโรงงานแปรรูปอาหารในประเทศไทย
2. เพื่อพัฒนาโปรแกรมช่วยตัดสินใจสำหรับผู้ประกอบการที่ใช้ห้องเย็นแต่ไม่มีความเชี่ยวชาญเกี่ยวกับระบบทำความเย็นสามารถใช้งานและวิเคราะห์ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นเบื้องต้นได้โดยง่าย

1.3 ขอบเขตการศึกษา

1. ห้องเย็นที่ศึกษาเป็นห้องเย็นที่ใช้ในโรงงานแปรรูปอาหาร จำนวน 9 ห้อง แบ่งเป็น 2 ประเภทตามช่วงอุณหภูมิตั้งค่า ได้แก่ ห้องแช่เย็น (อุณหภูมิตั้งค่าอยู่ในช่วง -1 ถึง 10 °C) และห้องแช่เยือกแข็ง (อุณหภูมิตั้งค่าต่ำกว่า -18 °C)
2. ข้อมูลลักษณะเฉพาะของห้องเย็น ประกอบด้วย ขนาด โครงสร้าง อุณหภูมิตั้งค่า ประเภทสินค้า ประเภทระบบทำความเย็น การใช้พลังงานของห้องเย็น และประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิได้จากกรงพื้นที่สำรวจและการสัมภาษณ์
3. ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็นพิจารณาจาก 3 ปัจจัย ได้แก่ อุณหภูมิภายในห้องเย็นเฉลี่ยตามเวลา ความแปรปรวนของอุณหภูมิเฉลี่ย และความแปรปรวนเชิงพื้นที่ของอุณหภูมิ
4. ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นพิจารณาจากค่า SEC ของห้องเย็น โดยพลังงานที่ใช้ของห้องเย็นคำนวณด้วยโปรแกรมที่พัฒนาขึ้น
5. โปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นตรวจสอบความตรง (Validation) ด้วยการเทียบกับค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าที่วัดได้ของคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ของห้องเย็น ค่าของพารามิเตอร์อื่น ๆ เช่น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ลักษณะและโครงสร้างของพื้นและหลังคา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สภาวะการทำงาน และประสิทธิภาพของอุปกรณ์ของระบบทำความเย็นและอุปกรณ์ที่ใช้ในห้องเย็น ถูกปรับตามความเหมาะสมเพื่อให้ค่าพลังงานที่ได้จากการคำนวณใกล้เคียงกับค่าพลังงานจากการวัดมากที่สุด

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ผู้ประกอบขนาดเล็กและขนาดกลางสามารถใช้โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นเพื่อทำนายการใช้พลังงานของห้องเย็นของตนเองและวางแผนเลือกใช้มาตรการประหยัดพลังงานที่เหมาะสมเพื่อลดการใช้พลังงานของห้องเย็นของตนเองได้
2. ได้ข้อมูลสถานการณ์ปัจจุบันของประสิทธิภาพการใช้พลังงานและประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็นในอุตสาหกรรมอาหารในประเทศไทย ซึ่งจะช่วยให้นักวิจัยกำหนดนโยบายการใช้พลังงานของประเทศได้อย่างเหมาะสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

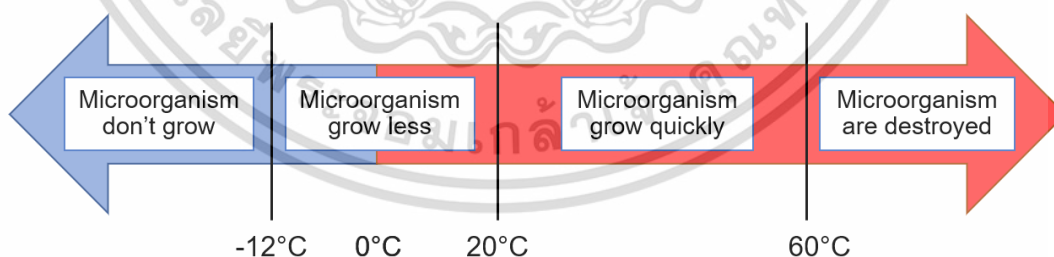
บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การใช้ระบบทำความเย็นในอุตสาหกรรมอาหาร

การถนอมอาหารคือ การยืดอายุการเก็บรักษาอาหารโดยคงสารอาหารให้ได้มากที่สุด การถนอมอาหารมีหลายวิธี เช่น การทำแห้ง การหมัก การดอง การลดอุณหภูมิ ซึ่งการถนอมอาหารด้วยการลดอุณหภูมิเป็นวิธีการที่ไม่มีผลกระทบต่อรสชาติและเนื้อสัมผัสของอาหาร (Aste et al., 2017) ในการเก็บรักษาอาหารไว้ที่อุณหภูมิต่ำสามารถยืดอายุการเก็บรักษาและรักษาคุณภาพของอาหารได้ เพราะอุณหภูมิต่ำช่วยลดอัตราของกระบวนการเผาผลาญพลังงาน (Metabolic process) เช่น การหายใจและการคายน้ำของอาหารจำพวกผักและผลไม้ รวมถึงช่วยชะลอการเติบโตของเชื้อจุลินทรีย์ อย่างไรก็ตาม การถนอมอาหารโดยใช้ความเย็นเป็นการถนอมอาหารที่ไม่ได้ทำให้เชื้อจุลินทรีย์ในอาหารลดลง จึงจำเป็นต้องป้องกันเชื้อจุลินทรีย์ไม่ให้ปนเปื้อนสู่อาหารตั้งแต่เริ่มต้นให้ได้มากที่สุด

อุณหภูมิเป็นปัจจัยสำคัญในการเจริญเติบโตของเชื้อจุลินทรีย์ ที่อุณหภูมิ 20 ถึง 60 °C เป็นอุณหภูมิที่เหมาะสมต่อการเจริญเติบโตของเชื้อจุลินทรีย์ แต่ที่อุณหภูมิสูงกว่า 70 °C เป็นอุณหภูมิที่ทำให้เชื้อจุลินทรีย์ถูกทำลาย (Cengel & Ghajar, 2015) และที่อุณหภูมิต่ำกว่า 14 °C การเจริญเติบโตของเชื้อจุลินทรีย์ลดลงและหยุดที่อุณหภูมิต่ำกว่า -12 °C (James et al., 2014) อีกปัจจัยสำคัญในการเจริญเติบโตของเชื้อจุลินทรีย์คือความชื้นสัมพัทธ์ ที่ความชื้นสัมพัทธ์สูงเชื้อจุลินทรีย์สามารถเติบโตได้อย่างรวดเร็ว

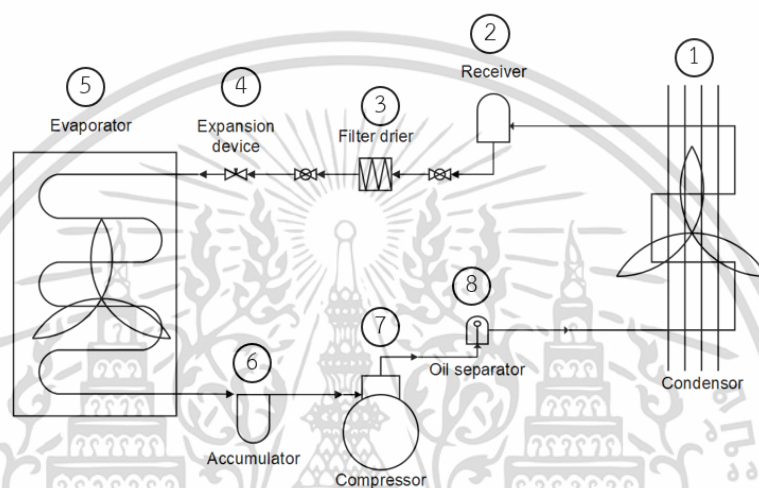


รูปที่ 2.1 อุณหภูมิกับการเจริญเติบโตของจุลินทรีย์ (Cengel & Ghajar, 2015)

2.2 ระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอเป็นระบบทำความเย็นที่นิยมใช้กันมากที่สุด (Aste et al., 2017) ระบบนี้มีสารทำความเย็นเป็นตัวกลางแลกเปลี่ยนความร้อน ทำหน้าที่ดูดความร้อนออกจากพื้นที่ภายในห้องเย็นและคายความร้อนนั้นออกสู่สิ่งแวดล้อมภายนอก

ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบอัดไอแสดงดังรูปที่ 2.2 รายละเอียดดังนี้



รูปที่ 2.2 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Dincer & Kanoglu, 2010)

1. คอนเดนเซอร์ (Condenser) หรือคอยล์ร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิและความดันสูงสู่สิ่งแวดล้อมภายนอก เพื่อให้สารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิลดลง

2. ถังเก็บสารทำความเย็น (Receiver) มีหน้าที่เก็บสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์

3. ฟิลเตอร์ดรายเออร์ (Filter drier) ติดตั้งไว้ในท่อสารทำความเย็น มีหน้าที่กรองอนุภาคและดูดซับความชื้นในสารทำความเย็นออกมาเพื่อป้องกันระบบทำความเย็น

4. อุปกรณ์ลดความดัน (Expansion device) มีหน้าที่ลดความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นจากสารทำความเย็นที่มีความดันสูงให้เป็นสารทำความเย็นอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำ พร้อมทั้งจะระเหยกลายเป็นไอที่อีวาโปเรเตอร์

5. อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator) หรือคอยล์เย็นเป็นอุปกรณ์สำคัญที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็น โดยสารทำความเย็นภายในอีวาโปเรเตอร์ดูดซับความร้อนจาก

อากาศในห้องทำให้อุณหภูมิอากาศลดลง เมื่อสารทำความเย็นดูดซับความร้อนไปแล้วสารทำความเย็นระเหยกลายเป็นไอ

6. แอควิวูเลเตอร์ (Accumulator) ติดตั้งที่ท่อสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ มีหน้าที่เก็บสารทำความเย็นเหลวที่ระเหยไม่หมด เพื่อป้องกันสารทำความเย็นเหลวเข้าสู่คอมเพรสเซอร์

7. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) หรือเครื่องอัดไอ เป็นหัวใจของระบบทำความเย็น ทำหน้าที่ดูดไอสารทำความเย็นจากอีวาโปเรเตอร์ มาอัดเพิ่มความดันจากไอสารทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำและความดันต่ำเป็นไอสารทำความเย็นที่อุณหภูมิและความดันสูงก่อนที่ส่งสารทำความเย็นไปยังคอนเดนเซอร์

8. ออยเซพเรเตอร์ (Oil separator) มีหน้าที่แยกน้ำมันออกจากสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ เพื่อป้องกันระบบทำความเย็นเสียหาย

2.3 สารทำความเย็น

สารทำความเย็นเป็นสารทำงานในระบบทำความเย็นที่สามารถเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นไอที่อุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นดูดความร้อนจะเปลี่ยนสถานะเป็นไอ และเมื่อสารทำความเย็นคายความร้อนจะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว สารทำความเย็นแบ่งออกเป็น 4 ประเภท ดังรูปที่ 2.3

	สารทำความเย็น	ODP	GWP	ความไวไฟ	ความเป็นพิษ	แนวโน้มการใช้งาน
CFC	R12	1	10,900	ไม่	ไม่	ยกเลิกใช้งาน (พิธีสารมอนทรีออล)
HCFC	R22	0.055	1,810	ไม่	ไม่	ยกเลิกการใช้งานในปี 2040
HFC	R404A	0	3,920	ไม่	ไม่	ลดการใช้งานเหลือ 15% ในปี 2036
	R410A	0	2,090	ไม่	ไม่	
	R32	0	675	เล็กน้อย	ไม่	
HC	Isobutane C ₄ H ₁₀	0	3	มาก	ไม่	ใช้งานมากขึ้นในอนาคต
	Ammonia NH ₃	0	0	เล็กน้อย	เป็นพิษ	
	CO ₂	0	1	ไม่	ไม่	

รูปที่ 2.3 ประเภทสารทำความเย็น (Panasonic, 2018)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. Chlorofluorocarbon (CFC) เช่น R12 เป็นสารทำความเย็นประเภทแรก que พัฒนาขึ้น แต่เนื่องจากสารทำความเย็นประเภทนี้เป็นอันตรายและทำลายโอโซนในชั้นสตราโตสเฟียร์ ในพิธีสารมอนทรีออลจึงมีข้อตกลงห้ามใช้สารทำความเย็นประเภทนี้

2. Hydrochlorofluorocarbon (HCFC) เช่น R22 พัฒนาขึ้นมาใช้งานทดแทนสารทำความเย็นประเภท CFC สารทำความเย็นประเภทนี้มีคลอรีนน้อยกว่าสารทำความเย็นประเภท CFC และมีค่า Ozone Depletion Potential (ODP) ต่ำกว่า

3. Hydrofluorocarbon (HFC) เช่น R404A A410A และ R32 เป็นสารทำความเย็นที่ไม่มีคลอรีนเป็นองค์ประกอบ จึงไม่ทำลายโอโซนในชั้นสตราโตสเฟียร์ มีค่า ODP เท่ากับ 0 อย่างไรก็ตามสารทำความเย็นประเภทนี้มีผลกระทบต่อภาวะโลกร้อน เมื่อเทียบกับคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂)

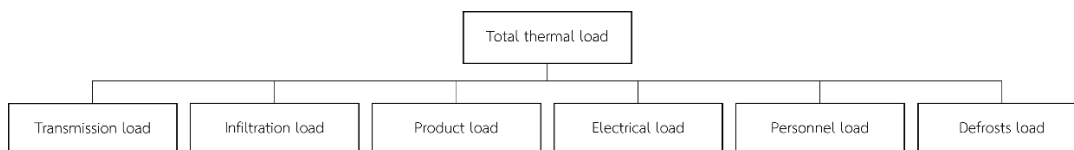
4. Halogen free: hydrocarbon (HC) เช่น Ammonia (R717) และ Isobutane (R600a) เป็นสารทำความเย็นที่พัฒนาขึ้นเพื่อแก้ไขปัญหาสิ่งแวดล้อม เนื่องจากสารทำความเย็นนี้ไม่มีคลอรีนเป็นองค์ประกอบ มีค่า ODP เท่ากับ 0 และมีผลกระทบต่อสภาวะเรือนกระจกน้อย กล่าวคือ มีค่า Global Warming Potential (GWP) ต่ำกว่า 5 อย่างไรก็ตามสารทำความเย็นนี้เป็นสารไวไฟ จึงถูกควบคุมการใช้งานในหลายประเทศ

2.4 ภาระทางความร้อน

ภาระทางความร้อน (Heat load) คือปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดภายในห้องเย็น ระบบทำความเย็นมีหน้าที่นำภาระทางความร้อนนี้ออกไปจากห้องเย็นเพื่อรักษาอุณหภูมิภายในให้อยู่ในระดับที่ต้องการ แหล่งภาระทางความร้อนของห้องเย็น (รูปที่ 2.4) ได้แก่

1. ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง (Transmission load)
2. ภาระทางความร้อนจากอากาศภายนอกที่ไหลเข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิดประตู (Infiltration load)
3. ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่เก็บภายในห้องเย็น (Product load)
4. ภาระทางความร้อนที่เกิดจากอุปกรณ์ไฟฟ้า (Electrical load)
5. ภาระทางความร้อนจากพนักงานภายในห้องเย็น (Personnel load)
6. ภาระทางความร้อนจากเครื่องทำความร้อนของระบบละลายน้ำแข็ง (Defrosts load)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 ภาระทางความร้อนภายในห้องเย็น

2.5 ประเภทของห้องเย็น

ห้องเย็นแบ่งตามช่วงอุณหภูมิที่ใช้งานได้ 2 ประเภท ดังนี้

2.5.1 ห้องแช่เย็น (Chilled store)

อุณหภูมิภายในห้องแช่เย็นโดยทั่วไปอยู่ระหว่าง -1 และ 10 °C ตามชนิดของอาหารที่เก็บรักษา การแช่เย็นเพื่อเก็บรักษาอาหาร มี 3 ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลอายุการเก็บรักษาของอาหาร ได้แก่ อุณหภูมิ ความแปรปรวนของอุณหภูมิ และการสูญเสียน้ำ อายุการเก็บรักษาอาหารแช่เย็นขึ้นอยู่กับการเจริญเติบโตของเชื้อจุลินทรีย์ แต่อย่างไรก็ตามอาหารที่บรรจุในบรรจุภัณฑ์ที่ไม่เหมาะสมก่อให้เกิดการสูญเสียน้ำบริเวณผิวของอาหารทำให้คุณภาพของอาหารลดลง อาหารแช่เย็นที่เก็บรักษาภายในห้องแช่เย็นเพื่อที่ลดการใช้พลังงานของห้องแช่เย็นให้ต่ำที่สุดและป้องกันการสูญเสียน้ำของอาหารต้องควบคุมความเร็วลมภายในห้องแช่เย็นให้ต่ำที่สุดที่ยังคงรักษาอุณหภูมิให้ได้ตามที่กำหนด

2.5.2 ห้องแช่เยือกแข็ง (Frozen store)

อายุการเก็บรักษาของอาหารแช่แข็งที่อุณหภูมิ -18 °C คือประมาณ 3-4 เดือน อย่างไรก็ตามอาหารที่เก็บรักษาที่อุณหภูมิ -25 °C สามารถเก็บรักษาได้นานถึง 2 ปี 6 เดือน ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อคุณภาพและอายุการเก็บรักษาอาหารแช่แข็งคืออุณหภูมิ ความแปรปรวนของอุณหภูมิและการสูญเสียน้ำ ฟริชเซอร์เบิร์น (Freezer burn) และการเกิดน้ำแข็งในบรรจุภัณฑ์ (In-package frosting) เป็นสาเหตุสำคัญของการสูญเสียอาหารแช่แข็ง ฟริชเซอร์เบิร์นเกิดจากการสูญเสียน้ำบริเวณผิวของอาหาร เนื่องจากการระเหยทำให้เกิดตำหนิเป็นรอยแห้งสีขาวหรือสีเหลืองที่ผิวของอาหาร การเกิดน้ำแข็งในบรรจุภัณฑ์เกิดจากการสูญเสียน้ำของอาหาร บรรจุภัณฑ์ไม่เหมาะสม และอุณหภูมิแปรปรวน โดยน้ำที่สูญเสียจากอาหารเกาะอยู่ภายในบรรจุภัณฑ์จากนั้นน้ำกลายเป็นน้ำแข็งอยู่ภายในบรรจุภัณฑ์ การใช้บรรจุภัณฑ์ที่เหมาะสมและการควบคุมอุณหภูมิที่ดีสามารถลดการเกิดน้ำแข็งในบรรจุภัณฑ์ได้ ความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องแช่เยือกแข็งไม่ควรเกิน 2 °C (James et al., 2014)

อุณหภูมิที่เหมาะสมในการเก็บรักษาอาหารชนิดต่าง ๆ ภายในห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งตามประกาศกระทรวงสาธารณสุขแสดงในตารางที่ 2.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 อุณหภูมิและระยะเวลาการเก็บรักษาอาหารสด (กระทรวงสาธารณสุข, 2561)

ชนิดอาหาร	การแช่เย็น		การแช่เยือกแข็ง	
	อุณหภูมิ	ระยะเวลาเก็บรักษา	อุณหภูมิ	ระยะเวลาเก็บรักษา
เนื้อสัตว์สด				
- เนื้อเป็นชิ้น	<5 °C	ไม่เกิน 5 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 12 เดือน
- เนื้อบด	<5 °C	ไม่เกิน 5 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 6 เดือน
- เครื่องใน	<5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 4 เดือน
เนื้อสัตว์ปีกสด				
- ทั้งตัว	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 12 เดือน
- เป็นชิ้น	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 9 เดือน
- เครื่องใน	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 4 เดือน
ปลาและอาหารทะเล				
- ปลาทั้งตัว	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 6 เดือน
- ปลาเป็นชิ้น	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 3 เดือน
- กุ้ง หอย ปู และปลาหมึก	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 2 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 6 เดือน
ไข่				
- ทั้งใบ	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 35 วัน	ไม่ควรแช่เยือกแข็ง	
- ไข่แดง และไข่ดาวดิบ	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 21 วัน	ต่ำกว่า -18°C	ไม่เกิน 12 เดือน
ผัก				
- ผักกินใบ	ไม่เกิน 7 °C	ไม่เกิน 5 วัน	ไม่ควรแช่เยือกแข็ง	
- ผักกินหัว	ไม่เกิน 10 °C	ไม่เกิน 10 วัน	ไม่ควรแช่เยือกแข็ง	
- ผักกินผล	ไม่เกิน 10 °C	ไม่เกิน 10 วัน	ไม่ควรแช่เยือกแข็ง	
ผลไม้				
- ผลไม้เปลือกหนา	ไม่เกิน 10 °C	ไม่เกิน 14 วัน	ไม่ควรแช่เยือกแข็ง	
- ผลไม้เปลือกบาง	ไม่เกิน 5 °C	ไม่เกิน 5 วัน	ไม่ควรแช่เยือกแข็ง	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6 ค่าพารามิเตอร์ประสิทธิภาพของห้องเย็น

2.6.1 ดัชนีประสิทธิภาพ (Energy Efficiency Index, EEI)

ค่าดัชนีประสิทธิภาพเป็นดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพ (Key Performance Indicator, KPI) ใช้เปรียบเทียบสมรรถนะของการใช้พลังงานและวัดประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน โดยค่าดัชนีประสิทธิภาพของห้องเย็นสามารถหาได้จากอัตราส่วนปริมาณการใช้พลังงานต่อปีกับปริมาณการใช้พลังงานมาตรฐานต่อปี ดังสมการที่ 2.1

$$EEI = \frac{AEC}{SAEC} \times 100 \quad (2.1)$$

โดย EEI คือค่าดัชนีประสิทธิภาพ (%)
 AEC คือปริมาณการใช้พลังงานต่อปี ($\text{kWh} \cdot \text{year}^{-1}$)
 $SAEC$ คือปริมาณการใช้พลังงานมาตรฐานต่อปี ($\text{kWh} \cdot \text{year}^{-1}$)

2.6.2 ค่าการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC)

ค่า SEC เป็นเครื่องมือสำคัญในการจัดการพลังงานของห้องเย็น เพื่อให้สามารถเปรียบเทียบประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นกับห้องเย็นห้องอื่นได้ ตามมาตรฐานของสหภาพยุโรป EN 1612:2012 Energy Efficiency and Savings Calculation, Top-down and Bottom-up Methods ได้กำหนดการหาค่า SEC ของห้องเย็นขึ้นมา โดยค่า SEC ของห้องเย็นสามารถหาได้จากอัตราส่วนระหว่างปริมาณการใช้พลังงานของห้องเย็นต่อปีกับปริมาตรของห้องเย็น ดังสมการที่ 2.2

$$SEC = \frac{AEC}{V} \quad (2.2)$$

โดย SEC คือค่าการใช้พลังงานจำเพาะของห้องเย็น ($\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{year}^{-1}$)
 AEC คือปริมาณการใช้พลังงานของห้องเย็นต่อปี ($\text{kWh} \cdot \text{year}^{-1}$)
 V คือปริมาตรภายในของห้องเย็น (m^3)

Duiven and Binard (2002) พบว่า ค่า SEC ของห้องเย็นมีค่าอยู่ระหว่าง 30 ถึง 50 $\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{year}^{-1}$ โดยค่า SEC ขึ้นอยู่กับปัจจัยต่าง ๆ มากมาย เช่น คุณภาพของฉนวนป้องกันความร้อน ประเภทของห้องเย็น (ห้องแช่เย็นหรือห้องแช่เยือกแข็ง) ปริมาตรของห้องเย็น อุณหภูมิและชนิดสินค้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

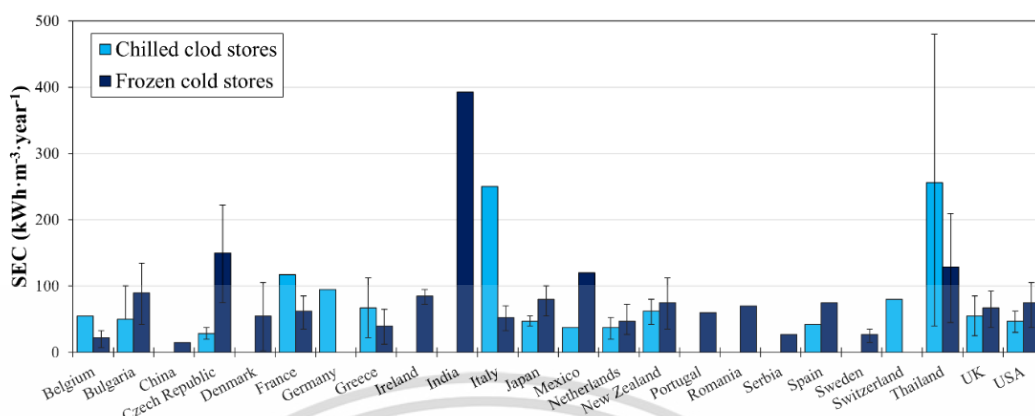
Singh (2008) ได้สำรวจห้องเย็นในรัฐแคลิฟอร์เนีย ประเทศสหรัฐอเมริกา จำนวน 25 แห่ง ขนาดตั้งแต่ 8,400 ถึง 170,000 m³ ห้องเย็นที่สำรวจส่วนใหญ่เป็นห้องเย็นเก็บเนื้อสัตว์ ผลการสำรวจ พบว่าค่า SEC ของคลังสินค้าห้องเย็นในการสำรวจนี้มีค่าตั้งแต่ 14.5 ถึง 132.4 kWh·m⁻³·year⁻¹

Evans et al. (2014) ได้สำรวจและเก็บข้อมูลของห้องเย็นทั้งห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งสำหรับเก็บรักษาอาหาร จำนวน 126 ห้อง และ 132 ห้อง ใน 21 ประเทศ ผลการศึกษา พบว่า ร้อยละ 85 ของห้องเย็นมีขนาด 57 ถึง 225,000 m³ มีค่า SEC ตั้งแต่ 4.4 ถึง 250.4 kWh·m⁻³·year⁻¹ ห้องแช่เยือกแข็งขนาด 100 ถึง 291,280 m³ มีค่า SEC 6.0 ถึง 240.4 kWh·m⁻³·year⁻¹ โดยค่า SEC ของห้องเย็นมีความแตกต่างกันมาก เนื่องจาก รูปทรง ขนาด ชนิดและขนาดของฉนวนป้องกันความร้อน และสภาวะการใช้งานที่แตกต่างกัน รูปทรงของห้องเย็นส่งผลอย่างมากต่อการใช้พลังงานของห้องเย็น เนื่องจากรูปทรงส่งผลต่อพื้นที่ผิวของผนังห้องเย็น ห้องเย็นที่มีพื้นที่ผิวน้อยส่งผลให้ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังมีค่าน้อย โดยห้องเย็นรูปทรงสี่เหลี่ยมลูกบาศก์มีพื้นที่ผิวน้อยที่สุด

Evans et al. (2015) ได้สำรวจและเก็บข้อมูลของห้องเย็นสำหรับเก็บรักษาอาหารเพิ่มเติมจากงานศึกษาก่อนหน้า ในการศึกษานี้ได้ศึกษาห้องแช่เย็น จำนวน 167 ห้อง และห้องแช่เยือกแข็ง จำนวน 262 ห้อง จากทั้งหมด 23 ประเทศ พบว่าค่า SEC ของห้องแช่เย็นมีค่า 4.4 ถึง 250.4 kWh·m⁻³·year⁻¹ และค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งมีค่า 6.0 ถึง 391.6 kWh·m⁻³·year⁻¹ โดยอุณหภูมิสภาพแวดล้อมภายนอกไม่มีผลอย่างมีนัยสำคัญต่อค่า SEC ของห้องแช่เย็น แต่สำหรับห้องแช่เยือกแข็งอุณหภูมิสภาพแวดล้อมภายนอกมีผลอย่างมีนัยสำคัญต่อค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็ง

ในประเทศไทย Tachajapong et al. (2022) เก็บข้อมูลการใช้พลังงานของห้องแช่เย็น จำนวน 48 ห้อง ขนาด 20 ถึง 16,074 m³ และห้องแช่เยือกแข็ง จำนวน 113 ห้อง ขนาด 130 ถึง 108,222 m³ ผลการศึกษาพบว่า ค่า SEC ของห้องแช่เย็นมีค่า 37 ถึง 481 kWh·m⁻³·year⁻¹ และค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งมีค่า 46 ถึง 212 kWh·m⁻³·year⁻¹ นอกจากนี้ พบว่าขนาดของห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งส่งผลอย่างมีนัยสำคัญต่อการใช้พลังงาน

รูปที่ 2.5 แสดงค่า SEC ของห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งที่สำรวจได้ในประเทศต่าง ๆ



รูปที่ 2.5 ค่า SEC ของห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งในประเทศต่าง ๆ

(Evans et al., 2015; Tachajapong et al., 2022)

2.6.3 ค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี

Pearson (2019) ศึกษาการใช้พลังงานของห้องเย็นจำนวน 21 แห่ง ที่มีขนาด 50,000 ถึง 380,000 m³ ในประเทศอังกฤษที่มีการดูแลรักษาอย่างสม่ำเสมอและใช้ระบบทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพ ได้แก่ ระบบทำความเย็นชนิดใช้แอมโมเนีย (Pumped ammonia system) ระบบทำความเย็นชนิดแอมโมเนียและคาร์บอนไดออกไซด์ คาสเคด (Ammonia / Carbon dioxide cascade system) ระบบทำความเย็นชนิดแอมโมเนียปริมาณต่ำ (Low charge ammonia system) และระบบทำความเย็นทุติยภูมิ (Secondary refrigerant system) มีค่า SEC ระหว่าง 8 และ 27.5 kWh·m⁻³·year⁻¹ และได้สร้างสมการค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี (Best practice) ดังสมการที่ 2.3

$$SEC_{bp} = 15500V^{-0.63} \quad (2.3)$$

โดย SEC_{bp} คือค่าการใช้พลังงานจำเพาะของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี

(kWh·m⁻³·year⁻¹)

V คือปริมาตรภายในของห้องเย็น (m³)

2.6.4 การใช้พลังงานจำเพาะเฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทย

Tachajapong et al. (2022) ได้สำรวจคลังสินค้าห้องเย็นภายในประเทศไทยและเก็บข้อมูลการใช้พลังงานของห้องแช่เย็น จำนวน 48 ห้อง ขนาด 20 ถึง 16,074 m³ และห้องแช่เยือกแข็ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จำนวน 113 ห้อง ขนาด 130 ถึง 108,222 m³ ในประเทศไทย พบว่าค่า SEC ของห้องแช่เย็นมีค่า 37 ถึง 481 kWh·m⁻³·year⁻¹ และค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งมีค่า 46 ถึง 212 kWh·m⁻³·year⁻¹ และสร้างสมการค่า SEC ของห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็ง (Average practice) ตามลำดับ ดังสมการที่ 2.4 และ 2.5

$$SEC_{CR} = 1603.3V^{-0.3812} \quad (2.4)$$

$$SEC_{FR} = 1560.0V^{-0.2917} \quad (2.5)$$

โดย SEC_{CR} คือการใช้พลังงานจำเพาะของห้องแช่เย็น (kWh·m⁻³·year⁻¹)
 SEC_{FR} คือการใช้พลังงานจำเพาะของห้องแช่เยือกแข็ง (kWh·m⁻³·year⁻¹)
 V คือปริมาตรภายในของห้องเย็น (m³)

2.6.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการใช้พลังงานจำเพาะและปริมาตรของห้องเย็น

จากการศึกษาค่า SEC ของห้องเย็น โดย Evans et al. (2015); Evans et al. (2014); Tachajapong et al. (2022) พบว่าค่า SEC ของห้องเย็นทั้งแบบห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็งมีแนวโน้มลดลง เมื่อปริมาตรของห้องเย็นเพิ่มขึ้น เนื่องจาก

1. หลักการการประหยัดต่อขนาด (Economies of scale) โดยทั่วไปห้องเย็นขนาดใหญ่เป็นของบริษัทขนาดใหญ่ที่มีเงินทุนมาก จึงสามารถใช้เลือกใช้อุปกรณ์ของระบบทำความเย็นและฉนวนป้องกันความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง รวมทั้งมีการจัดการการใช้งานห้องเย็นอย่างมีประสิทธิภาพ ทำให้ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ภาระทางความร้อนจากอากาศภายนอกเข้าสู่ภายในห้องเย็น ภาระทางความร้อนจากอุปกรณ์ภายในห้องเย็น ต่ำกว่าห้องเย็นขนาดเล็ก

2. อัตราส่วนพื้นที่ผิวต่อปริมาตรของห้องเย็นขนาดใหญ่ต่ำกว่าห้องเย็นขนาดเล็ก ทำให้ภาระความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังต่อปริมาตรของห้องเย็นขนาดใหญ่ต่ำกว่าห้องเย็นขนาดเล็ก

3. อุปกรณ์ระบบทำความเย็นสำหรับห้องเย็นขนาดใหญ่ออกแบบให้มีประสิทธิภาพสูง เช่น พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ภายในห้องเย็นขนาดใหญ่สามารถทำงานที่ความเร็วต่ำซึ่งลดการใช้พลังงานได้

2.7 มาตรการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานห้องเย็น

การปรับปรุงประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นเพื่อลดการใช้พลังงานของห้องเย็นทำได้หลายวิธี ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.7.1 ฉนวนกันความร้อน

ผนัง หลังคาหรือเพดาน และพื้นของห้องเย็นต้องใช้ฉนวนกันความร้อนที่หนาเพียงพอเพื่อป้องกันความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ภายในห้องเย็น สมาคมวิศวกรการทำความร้อน, การทำความเย็น และการปรับอากาศแห่งสหรัฐอเมริกา (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE) ได้แนะนำความหนาของฉนวนกันความร้อนของผนังห้องเย็นที่เหมาะสมดังแสดงในตารางที่ 2.2 (ASHRAE, 2014)

ตารางที่ 2.2 ความหนาฉนวนกันความร้อนโพลีโพลีเอโซไซยานูเรตที่แนะนำ (ASHRAE, 2014)

อุณหภูมิใช้งานของห้องเย็น (°C)	ความหนาของโพลีโพลีเอโซไซยานูเรต (mm)
10 ถึง 16	50
4 ถึง 10	50
-4 ถึง 4	75
-9 ถึง -4	75
-18 ถึง -9	100
-26 ถึง -18	100
-40 ถึง -26	125

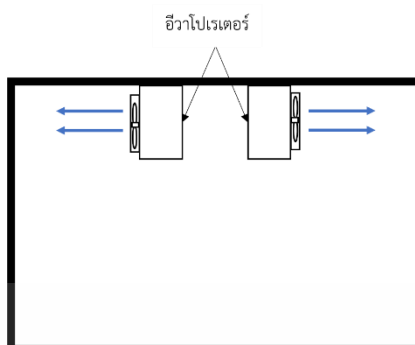
2.7.2 การลดความร้อนจากอากาศร้อนเข้าสู่ภายในห้องเย็น

ห้องเตรียมต้องควบคุมอุณหภูมิตลอดเวลาและต้องมีอุณหภูมิที่เหมาะสมเพื่อป้องกันความร้อนและความชื้นจากภายนอกเข้าสู่ห้องเย็น นอกจากนี้ยังช่วยให้ภายในบริเวณไม่เกิดน้ำแข็งก่อตัว ซึ่งอาจก่อให้เกิดอันตรายได้ โดย ASHRAE ได้แนะนำให้ห้องเตรียมควรมีอุณหภูมิ 2 ถึง 7 °C (ASHRAE, 2014)

2.7.3 การติดตั้งฮีวาโปเรเตอร์

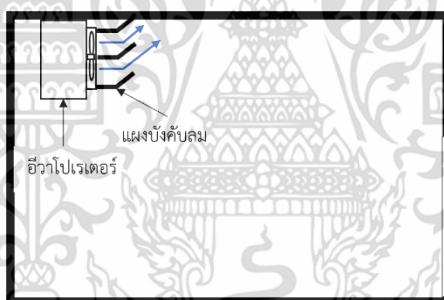
ตำแหน่งติดตั้งฮีวาโปเรเตอร์มีความสำคัญอย่างมากต่อการไหลเวียนอากาศภายในห้องซึ่งส่งผลต่ออุณหภูมิภายในห้องเย็น (มกอช., 2560)

1. สำหรับห้องเย็นที่ใช้ฮีวาโปเรเตอร์สองตัวควรติดตั้งฮีวาโปเรเตอร์ ณ ตำแหน่งกึ่งกลางห้อง และให้หันหลังชนกัน ห้ามติดตั้งฮีวาโปเรเตอร์ให้เป่าอากาศเย็นเข้าหากัน เนื่องจากฮีวาโปเรเตอร์จะดูดอากาศเย็นจากฮีวาโปเรเตอร์ฝั่งตรงข้าม ทำให้อากาศเย็นไหลเวียนได้ไม่ดี ส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องไม่มีความสม่ำเสมอ ดังแสดงในรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 การติดตั้งอีวาโปรเตออร์ ณ ตำแหน่งกึ่งกลางห้อง

2. สำหรับห้องเย็นที่มีความยาวน้อยกว่าระยะส่งอากาศเย็นของอีวาโปรเตออร์ ควรติดตั้งแผงบังคับลมให้อากาศเย็นวิ่งขึ้นและไหลไปตามเพดานห้อง เพื่อให้อากาศเย็นไหลเวียนอย่างทั่วถึง ดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 การติดตั้งแผงบังคับลม

3. การติดตั้งอีวาโปรเตออร์ไม่ควรติดตั้งใกล้ประตูทางเข้าออกหรือใกล้วาล์วปรับความดันหรือห่างจากผนังมากเกินไป

4. ใช้อีวาโปรเตออร์ที่มีหน้ากว้างเหมาะสม และมีการส่งอากาศเย็นได้ไกล เพื่อให้รัศมีการกระจายและการส่งอากาศเย็นทั่วทั้งห้อง

2.7.4 อุปกรณ์การควบคุมและบันทึกอุณหภูมิ

ห้องเย็นควรมีระบบและอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิที่ใช้งานได้ตลอดระยะเวลาเพื่อให้แน่ใจว่าสินค้าภายในห้องเย็นมีอุณหภูมิคงที่ โดยอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็นควรติดตั้งในที่สูงห่างจากอีวาโปรเตออร์ หากมีอุปกรณ์วัดมากกว่า 1 เครื่อง ควรติดตั้งให้ห่างจากกัน ไม่ควรติดตั้งในตำแหน่งใกล้

พัดลมดูดอากาศ หรือประตูทางเข้าออก เนื่องจากอุณหภูมิมีความผันผวนสูง ห้องเย็นขนาดเล็ก (ปริมาตรต่ำกว่า 500 m³) ควรใช้อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ 1 เครื่อง ห้องเย็นขนาดกลาง (ปริมาตร 500 ถึง 30,000 m³) ควรใช้อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ 2 เครื่อง และห้องเย็นขนาดใหญ่ (ปริมาตร 30,000 ถึง 60,000 m³) ควรใช้อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ 4 เครื่อง และห้องเย็นขนาดใหญ่มาก (ปริมาตรมากกว่า 60,000 m³) ควรใช้อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ 6 เครื่อง (มกอช., 2560)

2.7.5 พัดลม

ความร้อนที่เกิดจากการทำงานของมอเตอร์พัดลมในห้องเย็นส่งผลต่อภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นอย่างมีนัยสำคัญ มอเตอร์ไฟฟ้าชนิดเซดเดดโพล (Shaded pole motor) มีประสิทธิภาพประมาณ 17-30% มอเตอร์ไฟฟ้าชนิดกระแสตรง (Direct current motor) มีประสิทธิภาพประมาณ 70-75% การใช้มอเตอร์ไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพสูงสามารถลดภาระทางความร้อนที่เกิดภายในห้องเย็นลงได้และมีผลให้ห้องเย็นประหยัดพลังงานมากขึ้น (Evans, 2009) หรือติดตั้งอินเวอร์เตอร์ (Inverter) กับพัดลมไฟฟ้ากระแสสลับเพื่อให้พัดลมสามารถลดความเร็วทำงานได้ โดยพัดลมที่ติดตั้งอินเวอร์เตอร์เมื่อทำงานที่ความเร็ว 50% แต่ใช้พลังงานแค่ 12.5% เมื่อพัดลมใช้พลังงานลดลงส่งผลให้พัดลมสร้างภาระทางความร้อนลดลง (Hilton, 2013)

2.7.6 คอมเพรสเซอร์

โดยทั่วไปคอมเพรสเซอร์ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานมากที่สุดในระบบทำความเย็นจึงมีความจำเป็นต้องใช้มาตรการประหยัดพลังงาน ห้องเย็นขนาดใหญ่ส่วนมากนิยมใช้คอมเพรสเซอร์ชนิดสกรู (Screw compressor) ซึ่งมีประสิทธิภาพสูงเมื่อทำงานภายใต้สภาวะที่มีภาระการทำงานเต็มที่ (Full load) อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ลดลงอย่างมากเมื่อทำงานภายใต้สภาวะที่มีภาระการทำงานบางส่วน (Partial load) จึงมีความจำเป็นต้องติดตั้ง อินเวอร์เตอร์เพื่อให้คอมเพรสเซอร์ สามารถทำงานภายใต้สภาวะที่มีภาระการทำงานน้อยกว่าภาระการทำงานเต็มที่ 30% โดยประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ลดลงน้อยที่สุด (Evans, 2009) มีกรณีศึกษาในปี 2013 ห้องเย็นแห่งหนึ่งได้นำอินเวอร์เตอร์ หรือ VFD (Variable Frequency Drive) ติดตั้งกับคอมเพรสเซอร์ของระบบทำความเย็นอัตโนมัติที่ใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น พบว่า สามารถลดการใช้พลังงานลงได้ประมาณ 8.5% (Hilton, 2013)

2.7.7 อุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตู

ภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่ไหลเข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิด/ปิดประตู เป็นภาระทางความร้อนที่มีปริมาณมาก เพื่อที่ลดภาระทางความร้อนนี้จึงมีความจำเป็นต้องจำกัดปริมาณอากาศร้อนที่ไหลเข้ามาภายในห้อง การลดขนาดพื้นที่ประตูทางเข้าสามารถลดปริมาณความ

ร้อนที่เข้ามาได้ โดยทั่วไปนิยมใช้อุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตูซึ่งมีประสิทธิภาพการป้องกันแตกต่างกันไปตามชนิดและสภาพการใช้งานของแต่ละอุปกรณ์ ม่านพลาสติกที่มีสภาพใหม่มีประสิทธิภาพ 95% ม่านพลาสติกที่มีประสิทธิภาพ 80-85% แอร์ล็อก (Air lock) มีประสิทธิภาพประมาณ 85-95% ม่านอากาศ (Air curtain) มีประสิทธิภาพประมาณ 70% การใช้ประตูที่ใช้ระยะเวลาเปิด/ปิดน้อยสามารถลดปริมาณอากาศร้อนที่เข้ามาได้ ประตูห้องเย็นโดยทั่วไปใช้เวลาเปิด/ปิด 15-25 วินาที ในขณะที่ประตูความเร็วสูง (High speed door) ใช้ระยะเวลาเปิด/ปิดเพียง 5-10 วินาที (ASHRAE, 2014)

2.7.8 การเพิ่มอุณหภูมิตั้งค่า

การเพิ่มอุณหภูมิตั้งค่าเป็นวิธีที่ง่ายที่สุดในการประหยัดพลังงานของห้องเย็น โดยทั่วไปการเพิ่มอุณหภูมิ 1 °C สามารถประหยัดพลังงานได้ 2-3% แต่อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสามารถทำให้คุณภาพของอาหารที่เก็บรักษาเปลี่ยนแปลงได้ มีงานศึกษาเพิ่มอุณหภูมิห้องเย็นจาก 4 °C ไป 6 °C สามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 12% แต่สินค้าที่เก็บรักษาปนเปื้อนเชื้อ *B. Cereus* สูงขึ้น 5.4% (Duret et al., 2021)

2.7.9 แสงสว่าง

ความร้อนที่เกิดจากการทำงานของหลอดไฟภายในห้องเย็นส่งผลต่อภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้น การใช้หลอดไฟที่มีประสิทธิภาพสูงหรือหลอดไฟที่มีค่าประสิทธิภาพการส่องสว่าง (Efficacy) สูง ซึ่งหลอดไส้แบบธรรมดาที่มีค่าประสิทธิภาพการส่องสว่าง 8-13.5 $\text{lm}\cdot\text{W}^{-1}$ หลอดฟลูออโรเรสเซนต์ T5 มีค่าประสิทธิภาพการส่องสว่างประมาณ 89 $\text{lm}\cdot\text{W}^{-1}$ หลอด LED T5 มีค่าประสิทธิภาพการส่องสว่างประมาณ 130 $\text{lm}\cdot\text{W}^{-1}$ หลอดไฟที่มีค่าประสิทธิภาพสูงในขณะที่ทำงานจะใช้พลังงานต่ำทำให้เกิดความร้อนน้อย

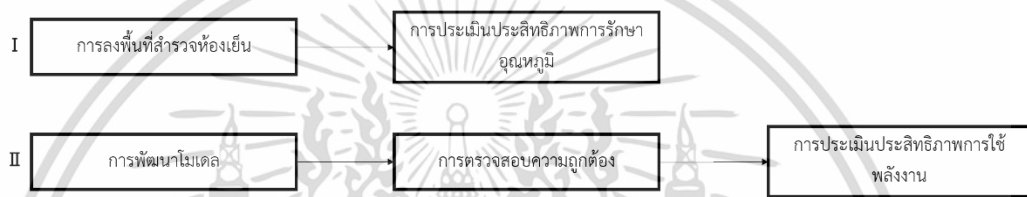
2.7.10 การป้องกันความร้อนจากการแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์

การป้องกันความร้อนจากการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์เป็นเรื่องสำคัญเพื่อลดภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังที่ไม่พึงประสงค์ภายในห้องเย็นในช่วงที่อาทิตย์มีการส่องแสงเข้ามาอย่างตรงโดยตรง สามารถป้องกันได้หลายวิธีการ เช่น ติดตั้งอุปกรณ์ป้องกันแดด ปลุกต้นไม้เพื่อป้องกันแดด ทาสีอาคารหรือใช้วัสดุที่มีค่าการสะท้อนรังสีอาทิตย์สูง

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงาน

การศึกษาแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การลงพื้นที่สำรวจห้องเย็นในโรงงานแปรรูปอาหารเพื่อประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น และการพัฒนาโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นเพื่อประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็น ดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1 การลงพื้นที่สำรวจห้องเย็น

การลงพื้นที่สำรวจห้องเย็นมีจุดประสงค์ 2 ประการ คือ (1) เพื่อสำรวจและเก็บข้อมูลเกี่ยวกับห้องเย็น และ (2) เพื่อวัดอุณหภูมิภายในห้องเย็นและนำมาใช้ประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น รายละเอียดดังนี้

3.1.1 การสำรวจและเก็บข้อมูลเกี่ยวกับห้องเย็น

การศึกษานี้มีกลุ่มตัวอย่างห้องเย็นทั้งหมด จำนวน 9 ห้อง แบ่งออกตามอุณหภูมิตั้งค่าการใช้งานเป็น 2 ประเภท ได้แก่ (1) ห้องแช่เย็น ที่มีช่วงอุณหภูมิใช้งานระหว่าง 0 ถึง 10 °C และ (2) ห้องแช่เยือกแข็ง ที่มีช่วงอุณหภูมิใช้งาน ต่ำกว่า -18 °C (Tachajapong et al., 2022)

การเก็บข้อมูลเกี่ยวกับห้องเย็นดำเนินการด้วย 2 วิธี ดังนี้

3.1.1.1 การตอบแบบสอบถามและการสัมภาษณ์ตัวต่อตัว

ข้อมูลจากการตอบแบบสอบถามและการสัมภาษณ์ตัวต่อตัวสรุปดังตารางที่ 3.1 ซึ่งประกอบด้วยข้อมูล 3 หมวด ได้แก่

(1) ข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับโครงสร้างห้องเย็น (Structure) ได้แก่ ขนาด (ความกว้าง ความยาวและความสูง) ความจุ ชนิดและความหนาของฉนวนกันความร้อนของผนัง หลังคาและพื้น ขนาดประตู

(ความกว้าง ความสูงและความหนา) ประเภทประตู (เช่น บานพับ บานเลื่อน บานม้วน) การใช้ อุปกรณ์ป้องกันอากาศรั่วผ่านประตู (เช่น ม่านริว ม่านอากาศ ห้องเตรียม)

(2) ข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับระบบทำความเย็น (Refrigeration system) ได้แก่ ประเภทระบบทำความเย็น (ระบบอัดไอ ระบบดูดซึม) สารทำความเย็น กำลังคอมเพรสเซอร์ (Compressor capacity) ระบบละลายน้ำแข็ง (Defrost system) ประเภทหลอดไฟและกำลังไฟฟ้า (เช่น ฟลูออเรสเซนต์ แอลอีดี) กำลังไฟฟ้าพัดลมเครื่องระเหยหรืออีวาโปเรเตอร์ (Evaporator fan)

(3) ข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับสภาวะการทำงาน (Operating condition) ได้แก่ อุณหภูมิใช้งานตาม การตั้งค่าที่ระบบควบคุมอุณหภูมิ (Thermostat setting) อุณหภูมิอากาศรอบห้องเย็น อุณหภูมิสินค้าก่อนเก็บในห้องเย็น การใช้งานฟอร์คลิฟต์ (Forklift) การตั้งค่าระบบละลายน้ำแข็ง ความถี่การเปิดและปิดประตูห้องเย็น ลักษณะการจัดเก็บสินค้า (เช่น ชั้นวาง พาเลต ตะกร้า ฯลฯ)

ตารางที่ 3.1 ตัวอย่างการตอบแบบสอบถามข้อมูลเกี่ยวกับห้องเย็น

บริษัท A		สถานที่ตั้ง	
หมวดที่ 1 โครงสร้าง	Section 1 Structure	ค่า	หน่วย
ภาพแผนผังห้องเย็น	Schematic of a cold store		
ขนาดภายใน	Internal dimensions		
-ความกว้าง	-Width (W)		mm
-ความยาว	-Length (L)		mm
-ความสูง	-Height (H)		mm
ทิศของผนัง	Wall direction		
-ด้านที่ 1	-W1		
-ด้านที่ 2	-W2		
-ด้านที่ 3	-W3		
-ด้านที่ 4	-W4		
เพดาน/หลังคา	Ceiling/roof		
-อยู่กลางแจ้งหรือไม่	-Sun exposure		
พื้น	Floor		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-ระบบทำความร้อน	-Floor heater		
-กำลังไฟฟ้า (ถ้ามี)	-Electrical power (if YES)		W
ฉนวนกันความร้อน	Insulation		
ผนัง	Wall		
-วัสดุผนัง	-Wall material		
-ความหนาผนัง	-Wall thickness		mm
พื้น	Floor		
-วัสดุพื้น ชั้นที่ 1	-Floor material 1		
-ความหนาพื้น ชั้นที่ 1	-Floor thickness 1		mm
-วัสดุพื้น ชั้นที่ 2	-Floor material 2		
-ความหนาพื้น ชั้นที่ 2	-Floor thickness 2		mm
-วัสดุพื้น ชั้นที่ 3	-Floor material 3		
-ความหนาพื้น ชั้นที่ 3	-Floor thickness 3		mm
เพดาน/หลังคา	Ceiling/roof		
-วัสดุเพดาน/หลังคา	Ceiling/roof material		
-ความหนาเพดาน/หลังคา	Ceiling/roof thickness		mm
ทางเข้า	Entrance		
-ประเภทประตู	-Door type		
-ความกว้าง	-Width (W)		mm
-ความสูง	-Height (H)		mm
-จำนวนครั้งการเปิด/ปิดประตู	-Opening frequency		time•day ⁻¹
-ระยะเวลาการเปิดแต่ละครั้ง	-Duration of each opening		s
-อุปกรณ์ป้องกัน	-Door protection		
-สถานะของยางกันซึม	-Door seal condition		
ห้องพัก	Ante room		
-อุณหภูมิ	-Temperature		°C
-ความชื้นสัมพัทธ์	-Humidity		%
หมวดที่ 2 ระบบทำความเย็น	Section 2 Refrigeration system		
ประเภทระบบ	System type		
อุณหภูมิใช้งาน	Setting storage temperature		°C
สารทำความเย็น	Refrigerant		
จำนวนขั้นการอัดไอ	Number of compression stages		
คอมเพรสเซอร์	Compressor		
-ระยะเวลาทำงาน	-Operation time		hr•day ⁻¹

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบละลายน้ำแข็ง	Defrost system		
-ประเภท	-System type		
-กำลังไฟฟ้า (ถ้ามี)	-Electrical power (if any)		W
-ประสิทธิภาพ	-Defrost efficiency		%
-ระยะเวลาแต่ละครั้ง	-Defrost duration		s
-จำนวนครั้งต่อวัน	-Defrost frequency		Time \cdot day ⁻¹
พัดลมอีวาโปเรเตอร์	Evaporator fans		
-จำนวน	-Number		
-กำลังไฟฟ้า (ต่อเครื่อง)	-Electrical power		W
-ประสิทธิภาพ	-Motor efficiency		%
พัดลมคอนเดนเซอร์	Condenser fans		
-จำนวน	-Number		
-กำลังไฟฟ้า (ต่อเครื่อง)	-Electrical power		W
-ประสิทธิภาพ	-Motor efficiency		%
หมวดที่ 3 อุปกรณ์	Section 3 Equipment		
รถยก	Forklift truck		
-จำนวน	-Number		
-ขนาด	-Size		W
-ระยะเวลาการใช้งาน	-Operation time		hr \cdot day ⁻¹
ระบบแสงสว่าง	Lighting		
-ประเภทหลอดไฟ	-Type of lighting		
-จำนวน	-Number		
-ระยะเวลาการใช้งาน	-Operation time		h \cdot day ⁻¹
-ความเข้มแสงสว่าง	-Lux		lm \cdot m ⁻²
-ประสิทธิภาพการส่องสว่าง	-Luminous Efficacy		lm \cdot W ⁻¹
พนักงาน	Personnel		
-จำนวน	-Number		
-ระยะเวลาทำงาน	-Operation time		h \cdot day ⁻¹
-ระยะเวลาอยู่ในห้องแต่ละครั้ง	-Duration of each entry		Min
ผลิตภัณฑ์	Product		
-ปริมาณ	-Daily loading		kg \cdot day ⁻¹
-อุณหภูมิเข้าห้องเย็น	-Initial temperature		$^{\circ}$ C
-ปริมาณสะสมในห้องเย็นทั้งปี	-Total loading		kg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

-ประเภทผลิตภัณฑ์	-Product type		
-ระบุ	-Specify		
-ระดับอุณหภูมิเก็บรักษา	-Storage temperature level		
-ระยะเวลาการเก็บรักษา	-Storage duration		hr
-อัตราการสูญเสียน้ำหนัก	-Daily weight loss		kg·day ⁻¹
-อัตราการสูญเสียผลิตภัณฑ์	-Product loss		kg·day ⁻¹
-ลักษณะการจัดเก็บ	-Characteristic of storage		
หมายเหตุ : ช่องสี่เหลี่ยมคือช่องสำหรับกรอกข้อมูลโดยผู้ตอบแบบสอบถาม; n/a คือไม่ทราบข้อมูล/ไม่มีข้อมูล			

3.1.1.2 การลงพื้นที่สำรวจ

จุดประสงค์ของการลงพื้นที่สำรวจจริงคือ เพื่อสำรวจลักษณะและสภาพของห้องเย็นตามการใช้งานจริงและเพื่อทดสอบความถูกต้องของข้อมูลที่ได้มาจากแบบสอบถามและการสัมภาษณ์ตัวต่อตัว เนื่องจากผู้ตอบแบบสอบถามอาจไม่เข้าใจหรือเข้าใจคำถามคลาดเคลื่อนไป นอกจากการเก็บข้อมูลเกี่ยวกับลักษณะของห้องเย็นแล้ว การสำรวจได้ดำเนินการวัดความเร็วของอากาศ ระดับแสงสว่างภายในห้องเย็น ด้วยอุปกรณ์วัดที่สรุปในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของอุปกรณ์วัดที่ใช้ในการสำรวจ

ลำดับ	ตัวแปรที่วัด	อุปกรณ์	ความแม่นยำ	วิธีการวัด
1	แสงสว่าง	Uni-T UT383BT (Uni-Trend Technology (China) Co., Ltd., China)	±4% ในช่วง การวัด 0 ถึง 9999 Lux	สุ่มวัดความเข้มของแสงสว่าง (หน่วย lux) 5 ตำแหน่งภายใน ห้องเย็น โดยวัดและบันทึกค่า ทุก ๆ 5 วินาที เป็นเวลา 1 นาที แล้วจึงหาค่าเฉลี่ยของแต่ละ ตำแหน่ง
2	ความเร็วลม	Hot-wire anemometer Testo 440 (Testo Inc., Germany)	±0.03 m·s ⁻¹ ในช่วงการวัด 0 ถึง 20 m·s ⁻¹	วัดความเร็วอากาศ 5 ตำแหน่ง ตามแนวทิศทางการไหลของ อากาศจากตำแหน่งหน้าอิวา โปรเตอร์จนถึงประตูทางเข้า หรือผนังห้องเย็น (กรณีประตู ทางเข้าไม่ได้อยู่ตรงข้ามกับอิวา โปรเตอร์) ความสูงจากพื้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับ	ตัวแปรที่วัด	อุปกรณ์	ความแม่นยำ	วิธีการวัด
				ประมาณ 2-2.5 เมตร โดยวัดและบันทึกค่าทุก ๆ 3 วินาทีเป็นเวลา 1 นาที แล้วจึงหาค่าเฉลี่ยของแต่ละตำแหน่ง

นอกจากนี้ได้ดำเนินการติดตั้งเครื่องมือวัดและบันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์จำนวนหนึ่งไว้ภายในห้องเย็น เพื่อสำรวจลักษณะการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นว่าเป็นไปตามการตั้งค่าการใช้งานหรือไม่ อุปกรณ์วัดและคุณลักษณะของอุปกรณ์แสดงดังตารางที่ 3.3 และตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดในห้องเย็นแต่ละแห่งได้สรุปไว้ในภาคผนวก ก

ตารางที่ 3.3 คุณลักษณะของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล

ลำดับ	ตัวแปรที่วัด	อุปกรณ์	ความแม่นยำ	วิธีการวัด
1	อุณหภูมิ	DS18B20	± 0.5 °C ในช่วงการวัด -55 ถึง +125 °C	ติดตั้งอุปกรณ์ จำนวน 6 เครื่อง ที่ตำแหน่งต่าง ๆ ภายในห้องเย็นตามแนวทิศทางการไหลของอากาศจากตำแหน่งหน้าฮีวโปเรเตอร์จนถึงประตูทางเข้าหรือผนังห้องเย็น (กรณีประตูทางเข้าไม่ได้อยู่ตรงข้ามกับฮีวโปเรเตอร์) ความสูงการติดตั้งขึ้นอยู่กับความสูงของห้องและความร่วมมือของผู้ประกอบการ การบันทึกค่ากำหนดให้วัดและบันทึกค่าทุก ๆ 5 นาที เป็นเวลา 60-90 วัน
2	อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์	DHT22	± 0.5 °C ในช่วงการวัด -40 ถึง +80 °C และ ± 2 %rh ในช่วงการวัด 0 ถึง 100 %rh	ติดตั้งอุปกรณ์ จำนวน 1 เครื่อง ที่ตำแหน่งบริเวณประตูนอกห้องเย็น การบันทึกค่ากำหนดให้วัดและบันทึกค่าทุก ๆ 5 นาที เป็นเวลา 60-90 วัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 การประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น

ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็นพิจารณาจาก 3 เกณฑ์ ดังนี้

(1) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องตลอดช่วงเวลาการวัด (60-90 วัน) โดยค่าที่คำนวณได้ไม่ควรเกินค่าที่กำหนดตามประกาศกระทรวงสาธารณสุข (กระทรวงสาธารณสุข, 2561) นั่นคือ อุณหภูมิควรเท่ากับหรือน้อยกว่า 5°C สำหรับการเก็บสินค้าแช่เย็นประเภทเนื้อสัตว์หรือผลิตจากเนื้อสัตว์ เท่ากับหรือน้อยกว่า 10°C สำหรับการเก็บสินค้าแช่เย็นประเภทผักและผลไม้และเท่ากับหรือน้อยกว่า -18°C สำหรับการเก็บสินค้าแช่เยือกแข็งทุกประเภท

(2) ความแปรปรวนของอุณหภูมิตามเวลา (Temporal Temperature Fluctuation: TTF) คำนวณจากส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานของอุณหภูมิเฉลี่ยตลอดช่วงเวลาของการวัด (60-90 วัน) โดยค่า TTF สูงสุดไม่ควรเกิน 2°C (James et al., 2014)

(3) ความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ (Spatial Temperature Fluctuation: STF) คำนวณจากความแตกต่างของอุณหภูมิสองตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและต่ำสุด ณ เวลานั้น โดยค่า STF สูงสุดไม่ควรเกิน 2°C (James et al., 2014)

ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็นแบ่งเป็น 3 ระดับ ได้แก่ ‘ดี’ เมื่อผ่านเกณฑ์ทุกข้อ ‘ปานกลาง’ เมื่อเกณฑ์พิจารณาผ่านอย่างน้อย 1 ข้อ และ ‘ปรับปรุง’ เมื่อไม่ผ่านเกณฑ์พิจารณาข้อใดเลย

3.2 การพัฒนาโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น

การพัฒนาโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นแบ่งเป็น 4 ขั้นตอน ได้แก่ (1) ขั้นตอนการพัฒนาโปรแกรม (2) ขั้นตอนการตรวจสอบความแม่นยำ (Accuracy) ของโปรแกรม (3) ขั้นตอนการนำโปรแกรมไปใช้ประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นในงานศึกษา และ (4) ขั้นตอนการเสนอมาตรการประหยัดพลังงาน รายละเอียดของแต่ละขั้นตอนมีดังต่อไปนี้

3.2.1 การพัฒนาโปรแกรม

โปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นพัฒนาโดยใช้โปรแกรม MATLAB R2022a เพื่อคำนวณค่า SEC รวมถึงการใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (ทั้งห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็ง) โดยค่าพลังงานของห้องเย็นคำนวณจากภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็น ได้แก่ ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่ไหลเข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิด/ปิดประตู ภาระทางความร้อนจากพนักงานภายในห้องเย็น ภาระทางความร้อนจากรถยกสินค้า ภาระทางความร้อนจากแสงสว่าง ภาระทางความร้อนจากเครื่องทำความร้อนของระบบละลายน้ำแข็ง และภาระทางความร้อนจากมอเตอร์ของพัดลมของอีวาโปเรเตอร์ การ

คำนวณภาระความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นใช้วิธีการคำนวณตามคู่มือระบบทำความเย็นของ ASHREA ประกอบกับงานวิจัยของ Foster et al. (2016) Duret et al. (2020) และ Brito et al. (2014)

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในห้องเย็น (P_{cold}) หน่วยวัตต์ (W) คำนวณได้จากสมการที่ 3.1

$$P_{cold} = \frac{P_{com}}{\sigma} \quad (3.1)$$

โดย σ คือตัวประกอบการแก้ไขเพื่อรวมพลังงานที่ใช้โดยอุปกรณ์ไฟฟ้าอื่น ๆ ภายในห้องเย็น จากการสำรวจของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (พพ.) พบว่าพลังงานที่ใช้โดยคอมเพรสเซอร์ต่อพลังงานรวมของห้องเย็นคิดเป็น 52% และ 78% สำหรับห้องแช่เย็นและห้องแช่เยือกแข็ง ตามลำดับ (DEDE, 2020)

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ (P_{com}) หน่วยวัตต์ (W) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.2

$$P_{com} = \frac{D_C \times Q_T}{\eta \times COP_{carnot}} \quad (3.2)$$

โดย Q_T คือภาระการทำความเย็นทั้งหมด (Total cooling load) ของห้องเย็น (W)
 η คือสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น (Performance coefficient of cooling unit) โดยลดข้อผิดพลาดระหว่างการประมาณการและการวัดการใช้พลังงานให้น้อยที่สุด สำหรับห้องเย็นสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นมีค่าเท่ากับ 0.25 (Duret et al., 2020)

COP_{carnot} คือสัมประสิทธิ์สมรรถนะของวัฏจักรคาร์โนต (Coefficient Of Performance of Carnot) ของระบบทำความเย็น ซึ่งคำนวณได้จากสมการ 3.3 (Duret et al., 2020)

$$COP_{carnot} = \frac{T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} \quad (3.3)$$

โดย T_{hot} และ T_{cold} คืออุณหภูมิสารทำความเย็น (Refrigerant) ในอีวาโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ตามลำดับ (หน่วย เคลวิน, K) โดยประมาณจากอุณหภูมิเทอร์โมสแตต (Thermostat

Temperature, T_{th}) สำหรับ T_{cold} หรืออุณหภูมิอากาศภายนอก (Ambient Temperature, T_{amb}) สำหรับ T_{hot} สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.4 และ 3.5 (Duret et al., 2020)

$$T_{cold} = (T_{th} + 273.15) - 10 \quad (3.4)$$

$$T_{hot} = (T_{amb} + 273.15) + 10 \quad (3.5)$$

โดย DC คือตัวประกอบเวลาช่วงคอมเพรสเซอร์ทำงาน คำนวณจากสมการที่ 3.6

$$DC = \frac{t_{CN}}{24} \quad (3.6)$$

โดย t_{CN} คือช่วงเวลาที่คอมเพรสเซอร์ทำงานต่อวัน (ชั่วโมง)

3.7 ภาระการทำความเย็นทั้งหมดของห้องเท่ากับผลรวมของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังสมการที่

$$Q_{Total} = Q_{trans} + Q_{do} + Q_{people} + Q_{fork} + Q_{light} + Q_{def} + Q_{pd} \quad (3.7)$$

(1) ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง (Q_{trans}) คือปริมาณความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนจากภายนอกเข้าสู่ห้องเย็นผ่านผนัง เพดานและพื้น สามารถคำนวณจากสมการที่ 3.8

$$Q_{trans,j} = U_j A_{w,j} (T_{o,j} - T_{th} + T_{solar,j}) \quad (3.8)$$

โดย j คือผนัง, เพดาน หรือพื้นที่กำลังพิจารณา

U คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Global heat transfer coefficient: U-Value) หน่วย W/m^2K ซึ่งแปรผันตามลักษณะโครงสร้างและวัสดุของผนัง เพดาน และพื้น

A_w คือพื้นที่ผิวของผนัง เพดานและพื้นของห้องเย็น

$T_{o,j}$ คืออุณหภูมิภายนอกห้องเย็น ($^{\circ}C$)

T_{th} คืออุณหภูมิตั้งค่า ($^{\circ}C$)

T_{solar} คืออุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสีความร้อนของดวงอาทิตย์ ($^{\circ}C$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(1.1) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม หรือ U-Value (U) คำนวณด้วยวิธีความต้านทานความร้อน (Thermal resistance method) ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะโครงสร้างของผนัง เพดาน และพื้นของห้องเย็น (ตารางที่ 3.4) และคำนวณได้จากสมการที่ 3.9

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + (R \cdot C_{life}) + \frac{1}{h_i}} \quad (3.9)$$

โดย h_i คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายในห้องเย็น กำหนดให้มีค่าเท่ากับ $9.3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ (ASHRAE, 2014)

h_o คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายนอกห้องเย็น ซึ่งขึ้นอยู่กับความเร็วลมภายนอกที่พื้นผิวนั้น (v_{wind})

กรณีความเร็วลมไม่เกิน $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ คำนวณได้จากสมการที่ 3.10


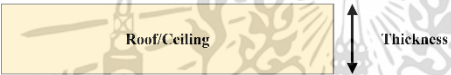

$$h_o = 5.62 + 3.9v_{wind} \quad (3.10)$$

กรณีความเร็วลม (v_{wind}) สูงกว่า $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายนอกห้องเย็น (h_o) มีค่าเท่ากับ $25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ในกรณีที่ผนังที่กำลังพิจารณาอยู่ภายในอาคาร กำหนดให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวภายนอกห้องเย็น (h_o) มีค่าเท่ากับ $9.3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ (Foster et al., 2016)

R คือค่าความต้านทานความร้อน ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$) ซึ่งสมการที่ใช้สำหรับคำนวณขึ้นอยู่กับลักษณะโครงสร้างของผนัง เพดาน และพื้นของห้องเย็น สำหรับงานศึกษานี้ กำหนดให้โครงสร้างของผนัง เพดาน และพื้นของห้องเย็นมีลักษณะดังตารางที่ 3.4

C_{life} คือค่าสัมประสิทธิ์การเสื่อมของฉนวนป้องกันความร้อน โดยห้องเย็นอายุ 1-3 ปี มีค่าเท่ากับ 0.92 ห้องเย็นอายุ 3-5 ปี มีค่าเท่ากับ 0.865 ห้องเย็นอายุ 5-10 ปี มีค่าเท่ากับ 0.832 ห้องเย็นอายุมากกว่า 10 ปี มีค่าเท่ากับ 0.827 (PU Europe, 2006)

ตารางที่ 3.4 โครงสร้างของผนัง เพดาน และพื้นของห้องเย็น

โครงสร้าง	ลักษณะโครงสร้าง	
ผนัง		โครงสร้างของผนัง ISOWALL ประกอบด้วย ชั้นฉนวนกันความร้อนที่ประกอบด้วยชั้น โลหะสองด้านโดยทั่วไปผลิตจากเหล็กกล้าชุบ สังกะสี ในการคำนวณค่าความต้านทาน ความร้อนของผนังจะไม่นำชั้นโลหะมา คำนวณเนื่องจากค่าความต้านทานความร้อน ของชั้นโลหะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับชั้น ฉนวนกันความร้อน
เพดาน		โครงสร้างของเพดานห้องเย็นเหมือนกับผนัง แต่มีชั้นอากาศและหลังคาของอาคารเพิ่มมา ในกรณีนี้ในการคำนวณค่าความต้านทาน ความร้อนของเพดานไม่คำนึงถึงชั้นอากาศ และหลังคาของเพดาน
พื้น		พื้นของห้องเย็นโดยทั่วไป ประกอบด้วย 5 ชั้น ได้แก่ ชั้นผิว ชั้นคอนกรีตเคลือบผิว (Floor 1) ชั้นฉนวนกันความร้อน (Floor 2) ชั้นคอนกรีต (Floor 3) และชั้นดิน ในกรณีนี้ ในการคำนวณค่าความต้านทานความร้อน ของพื้นไม่คำนึงถึงชั้นผิวและชั้นดิน

จากตารางที่ 3.4 ค่าความต้านทานความร้อนของผนัง เพดาน และพื้น คำนวณจากสมการ ดังต่อไปนี้

ผนัง

$$R = \frac{e_{wall}}{k_{wall}} \quad (3.11)$$

เพดาน

$$R = \frac{e_{roof}}{k_{roof}} \quad (3.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พื้น

$$R = \frac{e_{\text{floor1}} + e_{\text{floor2}} + e_{\text{floor3}}}{k_{\text{floor1}} + k_{\text{floor2}} + k_{\text{floor3}}} \quad (3.13)$$

โดย e คือความหนาของฉนวนป้องกันความร้อน (m)
 k คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity) หน่วย $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$ ของวัสดุที่ใช้ผลิตผนัง เพดานและพื้นรวบรวมอยู่ใน ตารางที่ 3.5

ตารางที่ 3.5 สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุก่อสร้าง (กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, 2564)

วัสดุ	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
โฟมโพลีสไตรีน แบบขยายตัว	
ความหนาแน่น $9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.047
ความหนาแน่น $16 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.037
ความหนาแน่น $20 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.036
ความหนาแน่น $24\text{-}32 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.035
โฟมโพลียูรีเทน	0.023
โฟมโพลีเอทิลีน	0.029
โฟมโพลีไอโซไซยานูเรต	0.027
ฉนวนใยแก้ว	
ความหนาแน่น $10 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.046
ความหนาแน่น $12 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.042
ความหนาแน่น $16 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.038
ความหนาแน่น $24 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.035
ความหนาแน่น $32\text{-}48 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.033
ความหนาแน่น $56\text{-}69 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.031
ฉนวนใยหิน ความหนาแน่น $6.4\text{-}32 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.039
คอนกรีตสแลบ	1.442
ปูนฉาบ (ซีเมนต์ผสมทราย)	0.72

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีไม่ทราบข้อมูลของฉนวนป้องกันความร้อนใช้ค่าความต้านทานความร้อนแนะนำ ดังตารางที่ 3.6

ตารางที่ 3.6 ค่าความต้านทานความร้อนแนะนำ (ASHRAE, 2014)

ห้องเย็น	บริเวณ	ค่าความต้านทานความร้อน ($m^2K \cdot W^{-1}$)
ห้องแช่เย็น	หลังคา	6.2 – 7.0
	ผนัง	4.2 – 5.6
	พื้น	3.5
ห้องแช่เยือกแข็ง	หลังคา	7.9 – 8.8
	ผนัง	6.2 – 7.0
	พื้น	4.8 – 5.6

(1.2) พื้นที่ผิวของผนัง เพดาน และพื้น

พื้นที่ผิวของผนัง เพดาน และพื้น หน่วย ตารางเมตร (m^2) เนื่องจากการส่งผ่านความร้อนของผนัง แต่ละทิศมีค่าไม่เท่ากัน พื้นที่ผิวของผนัง เพดาน และพื้นในแต่ละด้านสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

ผนังทิศเหนือและทิศใต้

$$A_{WH} = W_R \times H_R \quad (3.14)$$

ผนังทิศตะวันตกและทิศตะวันออก

$$A_{LH} = L_R \times H_R \quad (3.15)$$

เพดานและพื้น

$$A_{WL} = W_R \times L_R \quad (3.16)$$

โดย W_R คือความกว้างของห้องเย็น (m)

L_R คือความยาวของห้องเย็น (m)

H_R คือความสูงของห้องเย็น (m)

(1.3) สภาพแวดล้อมภายนอก (External ambient condition)

อุณหภูมิบรรยากาศ, ความชื้นสัมพัทธ์ และความเร็วลมภายนอกที่ใช้ในโปรแกรม เป็นสภาพแวดล้อมภายนอกรายชั่วโมงย้อนหลัง 1 ปี โดยข้อมูลนี้ นำมาจากฐานข้อมูลของ NASA Langley Research Center (LaRC) POWER Project ที่ได้รับทุนผ่าน NASA Earth Science/Applied Science Program ตามที่อยู่เว็บนี้ <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับผนัง กำหนดอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องเย็น (T_o) แบ่งเป็น 2 กรณี ได้แก่

1. กรณีผนังอยู่ภายในอาคาร กำหนดให้ T_o มีค่าเท่ากับอุณหภูมิอากาศในพื้นที่ที่ติดกับผนังนั้น
2. กรณีผนังอยู่ภายนอกอาคาร กำหนดให้ T_o ตามทิศของผนัง คือ

ผนังทิศเหนือ กำหนดให้ T_o มีค่าเท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศภายนอก (T_{amb})

ผนังทิศใต้ ทิศตะวันออก และทิศตะวันตก กำหนดให้ T_o มีค่าเท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศภายนอกบวกกับอุณหภูมิขดเซยความร้อนจากการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ (Solar radiation) ดังตารางที่ 3.7

ตารางที่ 3.7 อุณหภูมิขดเซยความร้อนจากการแผ่รังสีของดวงอาทิตย์ (ASHRAE, 2014)

สีของผนังและหลังคา	ทิศใต้	ทิศตะวันตก	ทิศตะวันออก	หลังคา (เรียบ)
สีเข้ม (สีดำ)	3	5	5	11
สีเข้มปานกลาง (ไม้ อีฐ ซีเมนต์สีเข้ม สีแดง สีเทา และสีเขียว)	3	4	4	9
สีสว่าง (ซีเมนต์สีสว่าง และสีขาว)	2	3	3	5

สำหรับเพดาน กำหนดอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องเย็น (T_o) เท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศภายนอกบวกกับอุณหภูมิขดเซยดังตารางที่ 3.7 สำหรับเพดานที่ไม่มีฉนวนป้องกันความร้อน และอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องเย็น (T_o) เท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศภายนอกสำหรับเพดานที่มีฉนวนป้องกันความร้อน

สำหรับพื้น กำหนดอุณหภูมิอากาศภายนอกห้องเย็น (T_o) เท่ากับอุณหภูมิบรรยากาศภายนอก

ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังทั้งหมดเท่ากับผลรวมของปริมาณความร้อนจากการส่งผ่านผ่านผนังทุกด้าน เพดานและพื้น คำนวณได้จากสมการที่ 3.17

$$Q_{trans} = \sum_{j=1}^6 Q_{trans,j} \quad (3.17)$$

โดย j คือผนัง เพดาน หรือพื้นที่กำลังพิจารณา

(2) ภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็น คือความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็นประกอบด้วยอากาศร้อน 2 ส่วน ได้แก่

1. อากาศเข้ามาในระหว่างการเปิดประตูและปิด
2. อากาศเข้ามาผ่านอุปกรณ์กันรั่วบริเวณประตู

โดยภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็นคำนวณ (Q_{do}) จากสมการของ Foster et al. (2016) ดังสมการที่ 3.18

$$Q_{do} = (m_{do} + m_{ds}) \times [C_p (T_o - T_{th}) + (\omega_o - \omega_i) \times (l_{fu} + l_v)] \times t_{do} \times \frac{N_{do}}{(24 \times 3600)} \quad (3.18)$$

โดย C_p คือความจุความร้อนจำเพาะ (Specific heat capacity) ของอากาศแห้ง มีค่าเท่ากับ $1,006 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$

l_{fu} คือความร้อนแฝงของการหลอมเหลว (Latent heat of fusion) ของน้ำ มีค่าเท่ากับ $334,000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$

l_v คือความร้อนแฝงของการระเหย (Latent heat of vaporization) ของน้ำ มีค่าเท่ากับ $2,260,000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$

t_{do} คือระยะเวลาที่ใช้เปิดและปิดประตูต่อครั้ง (s)

N_{do} คือจำนวนครั้งที่เปิดประตูต่อวัน

m_{do} คืออัตราการไหลของอากาศร้อนที่เข้ามาภายในห้องเย็นขณะเปิดประตู (kg/s)

m_{ds} คืออัตราการไหลของอากาศร้อนที่เข้ามาภายในห้องเย็นผ่านอุปกรณ์กันรั่วตอนปิดประตู (kg/s)

(2.1) ปริมาณอากาศร้อนที่เข้ามาภายในห้องเย็นขณะเปิดประตู

ปริมาณอากาศร้อนที่เข้ามาภายในห้องเย็นขณะเปิดประตู (m_{do}) คำนวณจากสมการที่ 3.19

$$m_{do} = (1 - E) \times 0.221 A_d \rho_i \times (1 - \frac{\rho_o}{\rho_i})^{0.5} (g \times H)^{0.5} \times F \quad (3.19)$$

โดย A_d คือพื้นที่ประตูห้องเย็น (m^2)

g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก มีค่าเท่ากับ $9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.20 F คือตัวประกอบความหนาแน่น (Density factor) คำนวณจากสมการที่

$$F = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} \right)^{1/3}} \right)^{1.5} \quad (3.20)$$

ρ_i และ ρ_o คือความหนาแน่นของอากาศภายในและภายนอกของห้องเย็น (kg/m^3) และสามารถคำนวณความหนาแน่นของอากาศที่กำลังพิจารณา จากสมการที่ 3.21

$$\rho_j = \frac{M_{da,j} P_{amb}}{R_u (T_j + 273.15) \left(1 + \frac{M_{da,j}}{M_{wv,j}} \omega_j \right)} \quad (3.21)$$

โดย j หมายถึงอากาศที่กำลังพิจารณา (i หมายถึงภายใน, o หมายถึงภายนอก)

T_j คืออุณหภูมิอากาศ ($^{\circ}\text{C}$)

P_{amb} คือความดันบรรยากาศ (Pa)

M_{da} และ M_{wv} คือมวลเชิงโมเลกุล (Molecular mass) ของอากาศแห้งและไอน้ำในอากาศ มีค่าคงที่เท่ากับ $0.028966 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$ และ $0.018015268 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$ ตามลำดับ

R_u คือค่าคงตัวสากลของแก๊ส (Universal gas constant) มีค่าเท่ากับ $8.314472 \text{ Pa}\cdot\text{m}^3\cdot\text{mol}^{-1}\text{K}^{-1}$

ω คืออัตราส่วนความชื้น (Humidity Ratio) หน่วย $\text{kg}_{\text{water vapor}}/\text{kg}_{\text{dry air}}$ คำนวณจากสมการของ (Gatley, 2013) สมการที่ 3.22

$$\omega_j = \frac{M_{wv}}{M_{da}} \times \left(\frac{P_{wv,j}}{P_{amb} - P_{wv,j}} \right) \quad (3.22)$$

P_{wv} คือความดันของไอน้ำในอากาศ (Water vapor pressure) (Pa) คำนวณจากสมการ 3.23 (Gatley, 2013)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P_{wv,j} = P_{ws,j} \cdot \frac{\phi_j}{100} \quad (3.23)$$

ϕ คือความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (Relative humidity) (%)

P_{ws} คือความดันของไอน้ำอิ่มตัวในอากาศ (Saturated water vapor pressure) (Pa) สมการที่ใช้คำนวณแบ่งออกเป็น 2 สภาวะ โดยขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของอากาศ (Gatley, 2013)

สภาวะที่ 1 ชุดสมการ IAPWS-IF97 สำหรับอุณหภูมิของอากาศตั้งแต่ 0°C ถึง 100°C (IAPWS: the International Association for the Properties of Water and Steam) ดังสมการที่ 3.24

$$P_{ws,j} = 10^6 \left(\frac{2J_1}{-J_2 + (J_2^2 - 4J_1J_3)^{0.5}} \right)^4 \quad (3.24)$$

โดย J_1, J_2 และ J_3 คือค่าคงที่ คำนวณจาก

$$J_1 = \phi^2 + n_1\phi + n_2 \quad (3.25)$$

$$J_2 = n_3\phi^2 + n_4\phi + n_5 \quad (3.26)$$

$$J_3 = n_6\phi^2 + n_7\phi + n_8 \quad (3.27)$$

$$\phi = (T_j + 273.15) + \frac{n_9}{(T_j + 273.15) - n_{10}} \quad (3.28)$$

โดยค่าคงที่ n แสดงดังตารางที่ 3.8

ตารางที่ 3.8 ค่าคงที่สำหรับชุดสมการ IAPWS-97

ตัวแปร	ค่า	ตัวแปร	ค่า
n_1	1167.05214527670	n_6	14.9151086135300
n_2	-724213.167032060	n_7	-4823.26573615910
n_3	-17.0738469400920	n_8	405113.405420570
n_4	12020.8247024700	n_9	-0.238555575678490

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวแปร	ค่า	ตัวแปร	ค่า
n_5	-3232555.03223330	n_{10}	650.175348447980

สภาวะที่ 2 ชุดสมการ IAPWS-06 สำหรับอุณหภูมิอากาศตั้งแต่ -233 °C ถึง 0 °C

$$P_{ws,j} = 611.657 \exp\left(\frac{a_1 \Theta_j^{b_1} + a_2 \Theta_j^{b_2} + a_3 \Theta_j^{b_3}}{\Theta_j}\right) \quad (3.29)$$

โดย Θ คือค่าคงที่ คำนวณจากสมการที่ 3.30

$$\Theta_j = \frac{T_j + 273.15}{273.16} \quad (3.30)$$

และค่าคงที่ a และ b แสดงดังตารางที่ 3.9

ตารางที่ 3.9 ค่าคงที่ a และ b

ตัวแปร	ค่า	ตัวแปร	ค่า
a_1	-21.2144006	b_1	0.00333333333
a_2	27.3203819	b_2	1.20666667
a_3	-6.10598130	b_3	1.70333333

E คือประสิทธิผลของอุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตู (Effectiveness of door protective devices) ซึ่งมีค่าขึ้นอยู่กับชนิดของอุปกรณ์ป้องกัน ดังตารางที่ 3.10

ตารางที่ 3.10 ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตู (ASHRAE, 2014)

ประเภทอุปกรณ์	ประสิทธิผล
ไม่มี	0
ม่านริ้วพลาสติก (Strip curtain)	0.8 สำหรับห้องแช่เยือกแข็ง และ 0.85 สำหรับห้องแช่เย็น (0.95 สำหรับม่านติดตั้งใหม่)
ม่านอากาศ (Air curtain)	0.7
ห้องพักรอ (Airlock)	0.8 สำหรับห้องแช่เยือกแข็ง และ 0.85 สำหรับห้องแช่เย็น

*กรณีอุปกรณ์ไม่มีการบำรุงรักษามีสภาพชำรุด กำหนดให้ E มีค่าต่ำกว่า 0.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(2.2) ปริมาณอากาศร้อนที่เข้ามาภายในห้องเย็นผ่านอุปกรณ์กันรั่วตอนปิดประตู (m_{ds}) คำนวณจาก

$$m_{ds} = v\rho_i L_{ds} \quad (3.31)$$

โดย v คืออัตราการไหลของอากาศผ่านขอบประตู มีค่าเท่ากับ $0.003 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ สำหรับขอบประตูสภาพเสื่อมสภาพ และ $0.0006 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ สำหรับขอบประตูสภาพดี

ρ_i คือความหนาแน่นของอากาศภายในห้องเย็น ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

L_{ds} คือความยาวของขอบประตู (m)

(3) ภาระทางความร้อนจากผู้ใช้งานภายในห้องเย็น คำนวณจากสมการที่ 3.32

$$Q_{people} = 1.25 N_{people} (272 - 6T_i) t_{people} \quad (3.32)$$

โดย N_{people} คือจำนวนพนักงานที่อยู่ในห้องเย็น (คน)

T_i คืออุณหภูมิภายในห้องเย็น ($^{\circ}\text{C}$)

t_{people} คือระยะเวลาที่พนักงานอยู่ภายในห้องเย็นต่อวัน (h)

(4) ภาระทางความร้อนจากรถยกสินค้า (Q_{fork}) คำนวณจากสมการที่ 3.33

$$Q_{fork} = N_{fork} P_{fork} t_{fork} \quad (3.33)$$

โดย N_{fork} คือจำนวนรถยกสินค้าที่อยู่ในห้องเย็น (คัน)

P_{fork} คือกำลังไฟฟ้าของรถยกสินค้า (W)

t_{fork} คือระยะเวลาที่รถยกทำงานภายในห้องเย็นต่อวัน (h)

(5) ภาระทางความร้อนจากระบบของแสงสว่าง (Q_{light}) คำนวณจากสมการที่ 3.34

$$Q_{light} = \frac{L_F (A_{floor} + A_{wall}) t_{light}}{24\eta_{light}} \quad (3.34)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- โดย L_F คือฟลักซ์การส่องสว่าง (lux หรือ $\text{lm}\cdot\text{m}^{-2}$)
 A_{floor} คือพื้นที่พื้นห้องเย็น (m^2)
 A_{wall} คือพื้นที่ผนังห้องเย็น (m^2)
 t_{light} คือระยะเวลาเปิดแสงสว่างต่อวัน (h)
 η_{light} คือประสิทธิภาพการส่องสว่าง (Luminous efficacy) ของหลอดไฟ ($\text{lm}\cdot\text{W}^{-1}$)
¹⁾ แสดงดังตารางที่ 3.11

ตารางที่ 3.11 ค่าประสิทธิภาพการส่องสว่างตามประเภทหลอดไฟ

ประเภทหลอดไฟ	อุณหภูมิสี	ค่าประสิทธิภาพการส่องสว่าง ($\text{lm}\cdot\text{W}^{-1}$)
หลอดไฟฟลูออเรสเซนต์ T8	6500 K	72
หลอดไฟฟลูออเรสเซนต์ T5	6500 K	89
หลอดไฟแอลอีดี T8	6500 K	105
หลอดไฟแอลอีดี T5	6500 K	130
หลอดไฟเฮโลเจน	4200 K	46

ที่มา PHILIPS Lighting price list 2019-2020 (PHILIPS ELECTRONICS (THAILAND) CO., LTD.)

(6) ภาระทางความร้อนจากระบบละลายน้ำแข็ง (Q_{defr}) คือปริมาณความร้อนที่ต้องใช้กำจัดน้ำในอากาศที่ไหลเข้ามาภายในห้องเย็น คำนวณจากสมการที่ 3.35

$$Q_{\text{defr}} = \left(\frac{1}{\eta_{\text{defr}}} - 1 \right) (m_{\text{do}} + m_{\text{ds}}) (\omega_o - \omega_i) l_{\text{fu}} \left(\frac{t_{\text{do}} N_{\text{do}}}{24 \times 3600} \right) \quad (3.35)$$

โดย η_{defr} คือประสิทธิภาพของระบบละลายน้ำแข็ง เช่น ระบบละลายน้ำแข็งมีค่าเท่ากับ 0.5 หมายถึงต้องใช้พลังงาน 2 เท่าของพลังงานในการละลายน้ำแข็ง

สำหรับระบบละลายน้ำแข็งที่เป็นการละลายน้ำแข็งโดยธรรมชาติ (ปีตรบบทำความเย็น) หรือใช้แก๊สร้อน กำหนดให้ Q_{defr} มีค่าเท่ากับศูนย์

(7) ภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของเครื่องอีวาโปเรเตอร์ที่ติดตั้งอยู่ในห้องเย็น (Q_{efan}) คำนวณจากสมการที่ 3.36

$$Q_{\text{efan}} = \frac{N_{\text{efan}} P_{\text{efan}}}{\eta_{\text{efan}}} \quad (3.36)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย N_{efan} คือจำนวนของพัดลมของเครื่องฮีวาโปรเตอร์
 P_{efan} คือกำลังไฟฟ้าของพัดลม (W)
 η_{efan} คือประสิทธิภาพของมอเตอร์พัดลม (%)

(8) ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่จัดเก็บภายในห้องเย็น แบ่งเป็น

ส่วนที่ 1 ปริมาณความร้อนที่ใช้ลดอุณหภูมิสินค้า (Q_{pd}) คำนวณจากสมการที่ 3.37

$$Q_{pd} = \frac{m_{pd} C_{p,pdab} (T_{pd0} - 0) + m_{pd} C_{p,pdbe} (0 - T_i) + m_{pd} L_{pd}}{24 \times 3600} \quad (3.37)$$

โดย m_{pd} คือปริมาณสินค้าที่จัดเก็บต่อวัน (kg)
 T_{pd0} คืออุณหภูมิสินค้าเริ่มต้นก่อนจัดเก็บเข้าห้องเย็น ($^{\circ}\text{C}$)
 T_i คืออุณหภูมิภายในห้องเย็น ($^{\circ}\text{C}$)
 $C_{p,pdab}$ คือความจุความร้อนจำเพาะของสินค้าเนื้อจุดเยือกแข็ง ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$)
 $C_{p,pdbe}$ คือความจุความร้อนจำเพาะของสินค้าต่ำจุดเยือกแข็ง ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$)
 L_{pd} คือความร้อนแฝงในการหลอมเหลวของสินค้า ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)

ส่วนที่ 2 ปริมาณความร้อนจากการหายใจของสินค้าจำพวกผักและผลไม้ (Q_{res}) คำนวณจากสมการที่ 3.38

$$Q_{res} = \frac{m_{pd}}{24} \left(\frac{10.7 f_{res}}{3600} \right) \left(\frac{9T_i}{5} + 32 \right)^{g_{res}} \quad (3.38)$$

โดย f_{res} และ g_{res} คือค่าสัมประสิทธิ์การหายใจ มีค่าดังตารางที่ 3.12

ตารางที่ 3.12 สัมประสิทธิ์การหายใจ (ASHRAE, 2014)

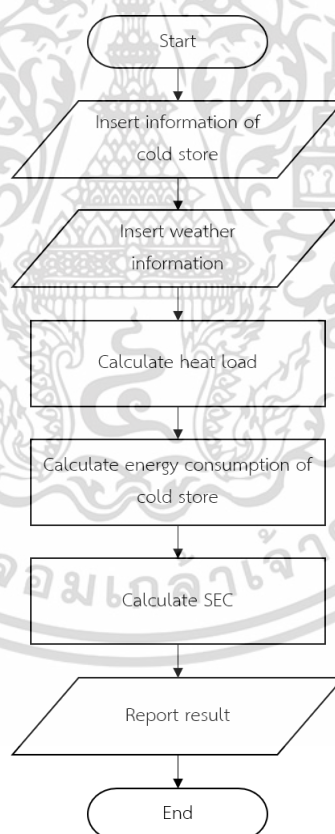
สินค้า	f_{res}	g_{res}
แอปเปิ้ล	5.6871×10^{-4}	2.5977
กะหล่ำปลี	6.0803×10^{-4}	2.6183
แครอท	0.050018	1.7926
องุ่น	7.056×10^{-5}	3.033
หัวหอม	3.668×10^{-4}	2.538

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สินค้า	f_{res}	g_{res}
ส้ม	2.8050×10^{-4}	2.6840
มันฝรั่ง	0.01709	1.769
สตอเบอร์รี่	3.6683×10^{-4}	3.0330
มะเขือเทศ	2.0074×10^{-4}	2.8350

3.2.2 การทำงานของโปรแกรม

โปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นพัฒนาโดยใช้โปรแกรม MATLAB R2022a โดยโปรแกรมคำนวณภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นทุก ๆ 1 ชั่วโมง เป็นเวลา 1 ปี โดยใช้ข้อมูลสภาพอากาศย้อนหลัง 1 ปี แผนผังการทำงานของโปรแกรมแสดงในรูปที่ 3.2 วิธีการใช้งานโปรแกรมแสดงในภาคผนวก ข และรหัสต้นฉบับ (Source code) แสดงในภาคผนวก ค



รูปที่ 3.2 แผนผังการทำงานของโปรแกรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.3 การตรวจสอบความตรงของโปรแกรม

โปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นได้ถูกตรวจสอบความแม่นยำโดยเทียบกับการใช้พลังงานไฟฟ้าจากคอมเพรสเซอร์ของห้องเย็นของหน่วยวิจัยซึ่งได้จากการวัดและภาระทางความร้อนของห้องเย็นซึ่งได้จากการคำนวณโดยใช้ค่าพารามิเตอร์ตามตารางที่ 3.13 เพื่อคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น ในการคำนวณภาระทางความร้อนของห้องเย็น ใช้วิธีคำนวณแบบสภาวะไม่คงตัว (Transient state) ซึ่งคำนวณอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของสิ่งแวดล้อมภายนอกทุกๆ 1 ชั่วโมง โดยใช้ข้อมูลสภาวะแวดล้อมจาก NASA Langley Research Center (LaRC) POWER Project ในตำแหน่งที่ห้องเย็นของหน่วยวิจัยตั้งอยู่ในช่วงเวลาเดียวกับการวัดพลังงานไฟฟ้าที่ใช้โดยคอมเพรสเซอร์ของห้องเย็น

ตารางที่ 3.13 ค่าพารามิเตอร์ของห้องเย็นของหน่วยวิจัย

ห้องเย็น ตัวอย่าง	สถานที่ตั้ง กทม.		
หมวดที่ 1 โครงสร้าง	Section 1 Structure	ค่า	หน่วย
ภาพแผนผังห้องเย็น	Schematic of a cold store		
อายุใช้งาน	Cold Store Service Life	1-3	year
ขนาดภายใน	Internal dimensions		
-ความกว้าง	-Width (W)	3.4	mm
-ความยาว	-Length (L)	2.2	mm
-ความสูง	-Height (H)	2.4	mm
ทิศของผนัง	Wall direction		
-ด้านที่ 1	-W1	ใต้	
-ด้านที่ 2	-W2	ตะวันตก	
-ด้านที่ 3	-W3	เหนือ	
-ด้านที่ 4	-W4	ตะวันออก	
เพดาน/หลังคา	Ceiling/roof		
-อยู่กลางแดดหรือไม่	-Sun exposure	ใช่	
ฉนวนกันความร้อน	Insulation		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผนัง	Wall		
-วัสดุผนัง	-Wall material	PUR	
-ความหนาผนัง	-Wall thickness	100	mm
พื้น	Floor		
-วัสดุพื้น ชั้นที่ 1	-Floor material 1	PUR	
-ความหนาพื้น ชั้นที่ 1	-Floor thickness 1	100	mm
เพดาน/หลังคา	Ceiling/roof		
-วัสดุเพดาน/หลังคา	Ceiling/roof material	PUR	
-ความหนาเพดาน/หลังคา	Ceiling/roof thickness	100	mm
ทางเข้า	Entrance		
-ความกว้าง	-Width (W)	1	mm
-ความสูง	-Height (H)	2	mm
-จำนวนครั้งการเปิด/ปิดประตู	-Opening frequency	3	time/day
-ระยะเวลาการเปิดแต่ละครั้ง	-Duration of each opening	600	s
-อุปกรณ์ป้องกัน	-Door protection	ม่านพลาสติก	
-สถานะของยางกันซึม	-Door seal condition	ดี	
ห้องพัก	Ante room	ไม่มี	
หมวดที่ 2 ระบบทำความเย็น	Section 2 Refrigeration system		
ประเภทระบบ	System type	อัดไอ	
อุณหภูมิใช้งาน	Setting storage temperature	-19	°C
สารทำความเย็น	Refrigerant	R404A	
คอมเพรสเซอร์	Compressor		
-ระยะเวลาทำงาน	-Operation time	13.8	hr•day ⁻¹
ระบบละลายน้ำแข็ง	Defrost system		
-ประเภท	-System type	ระบบทำความร้อนไฟฟ้า	
-ประสิทธิภาพ	-Defrost efficiency	30%	%
-ระยะเวลาแต่ละครั้ง	-Defrost duration	1200	s
-จำนวนครั้งต่อวัน	-Defrost frequency	6	Time•day ⁻¹
พัดลมฮีวาโปรเตอร์	Evaporator fans		
-จำนวน	-Number	3	
-กำลังไฟฟ้า (ต่อเครื่อง)	-Electrical power	186	W
-ประสิทธิภาพ	-Motor efficiency	67.5	%
หมวดที่ 3 อุปกรณ์	Section 3 Equipment		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รถยก	Forklift truck		
-จำนวน	-Number	0	
-ขนาด	-Size	0	W
-ระยะเวลาการใช้งาน	-Operation time	0	hr•day ⁻¹
ระบบแสงสว่าง	Lighting		
-ประเภทหลอดไฟ	-Type of lighting	ฟลูออเรสเซนต์	
-จำนวน	-Number	1	
-ระยะเวลาการใช้งาน	-Operation time	0.5	h•day ⁻¹
-ความเข้มแสงสว่าง	-Lux	100	lm•m ⁻²
-ประสิทธิภาพการส่องสว่าง	-Luminous Efficacy	89	lm•W ⁻¹
พนักงาน	Personnel		
-จำนวน	-Number	1	
-ระยะเวลาทำงาน	-Operation time	0.5	h•day ⁻¹
ผลิตภัณฑ์	Product		
-ปริมาณ	-Daily loading	100	kg•day ⁻¹
-อุณหภูมิเข้าห้องเย็น	-Initial temperature	-19	°C

ตารางที่ 3.14 อุปกรณ์วัดและคุณลักษณะของอุปกรณ์

ลำดับ	ตัวแปรที่วัด	อุปกรณ์	ความแม่นยำ	วิธีการวัด
1	กระแสไฟฟ้า	แคลมป์มิเตอร์ (Clamp meter) Testo 770-3 (Testo Inc., Germany)	ไฟฟ้ากระแสสลับ ±2% ในช่วงการวัด 0.1 ถึง 600.0 A สำหรับการ วัดแบบหนีบ	วัดกระแสไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์และวัด กระแสไฟฟ้าของห้องเย็น โดยวัดและบันทึกค่าทุกๆ 1 นาที เป็นเวลา 24 ชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.39

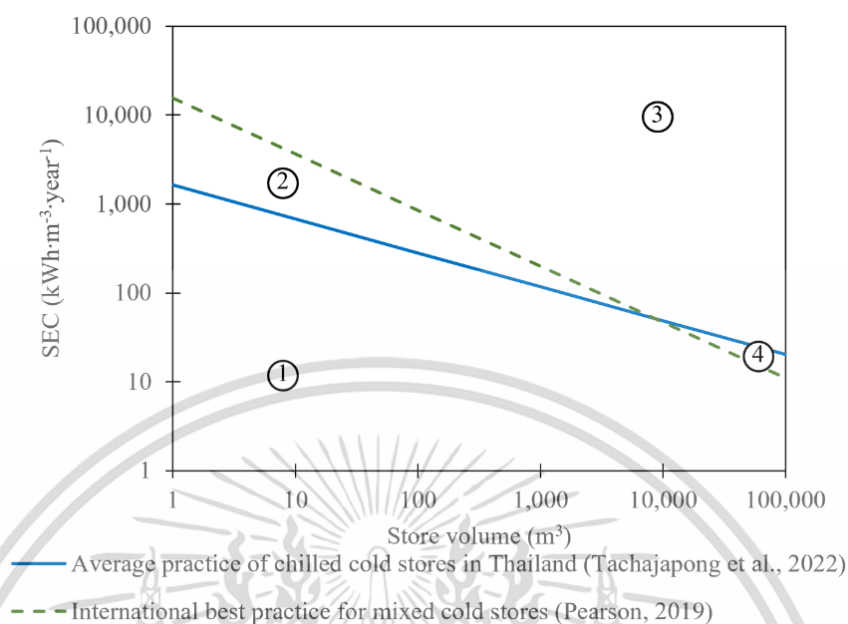
$$P = \sum_{i=1}^{1440} \frac{\sqrt{3}I_i V \cos\theta}{60} \quad (3.39)$$

โดย P คือกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ หน่วยวัตต์ชั่วโมงต่อวัน ($\text{Wh} \cdot \text{day}^{-1}$)
 V คือความต่างศักย์ไฟฟ้า 3 เฟส มีค่า 380 โวลต์ (V)
 I คือกระแสไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการวัดทุกๆ 1 นาที เป็นเวลา 24 ชั่วโมง หน่วยแอมแปร์ (A)
 $\cos\theta$ คือตัวประกอบกำลังไฟฟ้า 3 เฟส มีค่าเท่ากับ 0.8 (Duret et al., 2020)

3.2.4 การประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงาน

งานศึกษานี้ประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นโดยใช้ค่า SEC ของห้องเย็นเป็นเกณฑ์ โดยค่า SEC ของห้องเย็นมาจากการคำนวณโดยใช้โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นในงานศึกษานี้ และใช้ข้อมูลที่ได้จากการลงพื้นที่สัมภาษณ์และสำรวจห้องเย็นรวมถึงใช้ข้อมูลสภาพแวดล้อมภายนอกห้องเย็นปี พ.ศ. 2565 ณ ตำแหน่งที่ห้องเย็นตั้งอยู่ในการคำนวณค่า SEC จากนั้นทำการเปรียบเทียบระหว่างค่า SEC ของห้องเย็นที่ได้คำนวณและค่า SEC เฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทยตามการศึกษาของ Tachajapong et al. (2022) และค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี (Pearson, 2019) โดยเกณฑ์พิจารณาค่า ของห้องเย็นแสดงดังรูปที่ 3.3 และตารางที่ 3.15 ได้สรุปความหมายของค่า SEC ในแต่ละโซนพร้อมกับแนวทางการประหยัดพลังงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC

ตารางที่ 3.15 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC

โซน	ความหมาย
1	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นในประเทศไทยและห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี
2	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดีแต่ต่ำกว่าห้องเย็นในประเทศไทย
3	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานต่ำกว่าห้องเย็นในประเทศไทยและห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี
4	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นในประเทศไทยแต่ต่ำกว่าห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการศึกษา

4.1 ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น

4.1.1 ข้อมูลห้องเย็นที่ศึกษา

การศึกษานี้ได้สำรวจห้องเย็นของโรงงานแปรรูปอาหารทั้งหมด จำนวน 9 ห้อง แบ่งเป็น ห้องเย็นประเภทแช่เยือกแข็ง จำนวน 5 ห้อง (F1-F5) และห้องเย็นประเภทแช่เย็น จำนวน 4 ห้อง (C1-C4) รายละเอียดดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 โรงงานแปรรูปอาหารและห้องเย็นของโรงงานที่ศึกษา

ห้องเย็น	ที่ตั้ง จังหวัด (ภูมิภาค)	ประเภท อุตสาหกรรม	ประเภท ห้องเย็น	ประเภท สินค้า
ห้องเย็น F1	จันทบุรี (ภาคตะวันออก)	อาหารแปรรูป	แช่แข็ง	ผลไม้ แช่แข็ง
ห้องเย็น F2	ปทุมธานี (ภาคกลาง)	อาหารแปรรูป	แช่แข็ง	ขนมหวาน แช่แข็ง
ห้องเย็น F3	นนทบุรี (ภาคกลาง)	อาหารแปรรูป	แช่แข็ง	ซาลาเปา แช่แข็ง
ห้องเย็น F4	สมุทรสาคร (ภาคกลาง)	อาหารแปรรูป	แช่แข็ง	อาหารทะเล
ห้องเย็น F5	สมุทรสาคร (ภาคกลาง)	อาหารแปรรูป	แช่แข็ง	อาหารทะเล
ห้องเย็น C1	ลำพูน (ภาคเหนือ)	อาหารแปรรูป	แช่เย็น	ผลไม้
ห้องเย็น C2	ปทุมธานี (ภาคกลาง)	อาหารแปรรูป	แช่เย็น	ผักสด
ห้องเย็น C3	นครนายก (ภาคตะวันออก)	อาหารแปรรูป	แช่เย็น	ไข่แปรรูป
ห้องเย็น C4	สมุทรปราการ (ภาคกลาง)	คลังสินค้าห้องเย็น	แช่เย็น	ยาและเวชภัณฑ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2 ผลการประเมินประสิทธิภาพการรักษาดูหมิภายในห้องเย็น

จากการลงพื้นที่สำรวจและเก็บข้อมูลดูหมิภายในห้องเย็นระหว่างวันที่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 และ 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 ได้ประเมินประสิทธิภาพการรักษาดูหมิของห้องเย็นโดยแบ่งออกเป็น 3 ระดับ ได้แก่ ‘ดี’ ‘ปานกลาง’ และ ‘ควรปรับปรุง’ ตามเกณฑ์หัวข้อ 3.1.2 ดังตารางที่ 4.2 พบว่าจากห้องเย็นที่สำรวจในการศึกษานี้ทั้งหมดไม่มีห้องเย็นใดที่มีประสิทธิภาพการรักษาดูหมิอยู่ในระดับดี โดยห้องเย็น จำนวน 8 ห้อง มีประสิทธิภาพการรักษาดูหมิอยู่ในระดับปานกลาง ห้องเย็น จำนวน 1 ห้อง มีประสิทธิภาพการรักษาดูหมิในระดับควรปรับปรุง ในการสำรวจนี้ไม่มีห้องเย็นที่ผ่านเกณฑ์ความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่เนื่องจากในงานศึกษานี้ได้ติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตั้งแต่บริเวณอีวาโปเรเตอร์ถึงบริเวณประตูทางเข้า ดังนั้นเมื่อพนักงานห้องเย็นเปิดประตูห้องเย็นทิ้งไว้เป็นเวลานานส่งผลให้อุณหภูมิบริเวณหน้าประตูเพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 4.2 ประสิทธิภาพการรักษาดูหมิภายในห้องเย็น

ห้องเย็น	อุณหภูมิ ตั้งค่า (°C)	อุณหภูมิ เฉลี่ย (°C)	เกณฑ์			ประสิทธิภาพ การรักษา ดูหมิ ภายในห้อง เย็น
			อุณหภูมิ เฉลี่ย	ความ แปรปรวน ของอุณหภูมิ	ความ แปรปรวน ของอุณหภูมิ เชิงพื้นที่	
ห้องเย็น F1	-26	-24	✓	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น F2	-20	-10	✗	✗	✗	ควรปรับปรุง
ห้องเย็น F3	-7	-3	✗	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น F4	-20	-22	✓	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น F5	-25	-17	✗	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น C1	2	3	✓	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น C2	9	9	✓	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น C3	4	5.8	✗	✓	✗	ปานกลาง
ห้องเย็น C4	18	20.6	✓	✓	✗	ปานกลาง

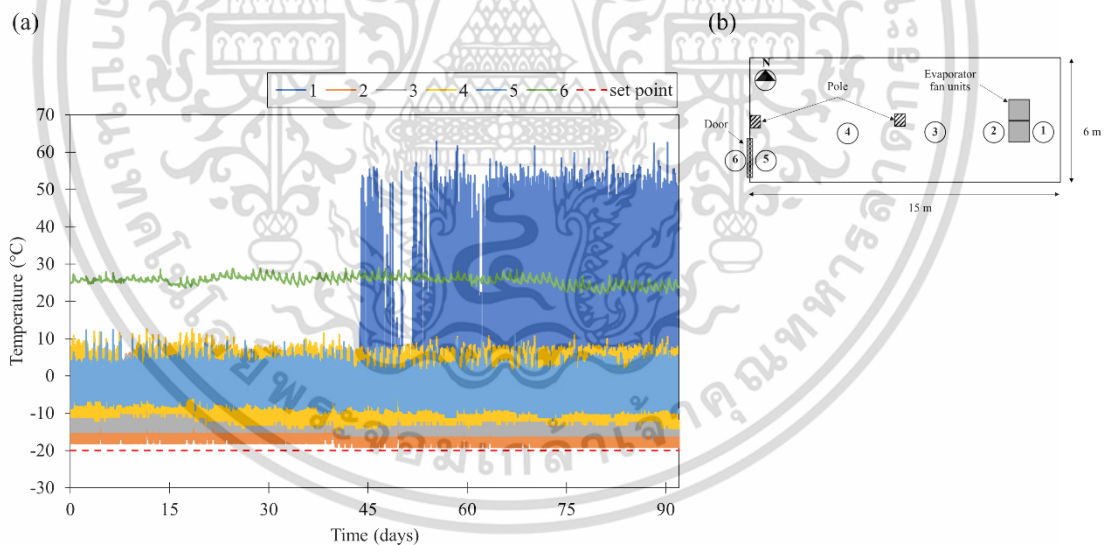
หมายเหตุ เครื่องหมาย ✓ หมายถึงผ่านเกณฑ์ เครื่องหมาย ✗ หมายถึงไม่ผ่านเกณฑ์

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกอุณหภูมิและอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละห้องแสดงใน
ภาคผนวก ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.3 ห้องเย็นที่มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในเกณฑ์ควรปรับปรุง

จากการสำรวจห้องเย็นในอุตสาหกรรมอาหารจำนวน 9 ห้อง พบว่าห้องเย็นประเภทห้องแช่แข็ง F2 เป็นห้องเย็นเพียงห้องเดียวที่มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในเกณฑ์ควรปรับปรุง ผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) แสดงในรูปที่ 4.1 และตารางที่ 4.3 ซึ่งพบว่า การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน แต่พบว่าอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, เส้นประสีแดง) และอุณหภูมิในตำแหน่งที่ 1 ซึ่งอยู่บริเวณอีวาโปเรเตอร์มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นถึง $63\text{ }^{\circ}\text{C}$ ในช่วงวันที่ 45 ถึงวันที่ 92 ซึ่งเกิดจากระบบละลายน้ำแข็งบริเวณอีวาโปเรเตอร์ทำงานผิดพลาด รวมทั้งห้องเย็นนี้มีเสาอากาศตั้งขวางอีวาโปเรเตอร์ทำให้อากาศเย็นจากอีวาโปเรเตอร์ไม่สามารถกระจายทั่วห้องเย็นได้ ด้วยสาเหตุดังกล่าวห้องเย็น F2 จึงมีอุณหภูมิเฉลี่ยสูงกว่าอุณหภูมิกำหนดของกระทรวงสาธารณสุขที่ $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับห้องเย็นประเภทห้องแช่เยือกแข็ง และทำให้ความแปรปรวนของอุณหภูมิตามเวลาสูงกว่าที่กำหนดที่ $2\text{ }^{\circ}\text{C}$



รูปที่ 4.1 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F2

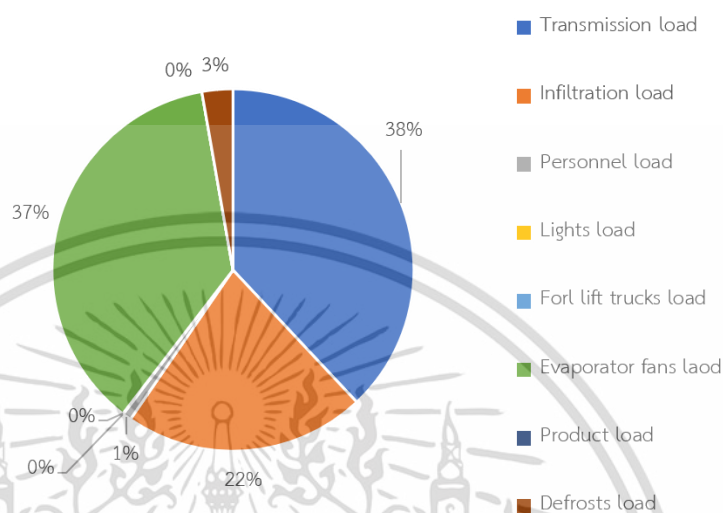
ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	-11	12	63	-19	82
2	-14	6	11	-19	30
3	-12	6	11	-17	28
4	-9	5	13	-15	28
5	-6	4	12	-12	24
ค่าเฉลี่ย	-10				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	3				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	8				

4.2 ผลการตรวจสอบความตรงของโปรแกรม

สัดส่วนภาระทางความร้อนเฉลี่ยตลอด 24 ชั่วโมง ของห้องเย็นของหน่วยวิจัย ที่ได้จากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 4.2 พบว่า ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังมีสัดส่วนสูงสุดเท่ากับ 38% ตามด้วยภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ (37%) และภาระทางความร้อนจากอากาศที่ไหลเข้าจากการเปิดประตู (22%) และภาระทางความร้อนอื่น ๆ มีสัดส่วนไม่เกิน 3%

จากการตรวจสอบความตรงของโปรแกรมด้วยการเปรียบเทียบพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์จากการวัดและพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์จากการคำนวณภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นที่ต้องกำจัดออก ดังแสดงในตารางที่ 4.4 พบว่า ในช่วงเวลา 16:00 – 10:00 พลังงานไฟฟ้าจากการวัดมีค่าต่ำกว่าพลังงานไฟฟ้าที่ได้จากการคำนวณ (ความแตกต่างเฉลี่ยเท่ากับ 0.09 kWh) ในขณะที่ช่วงเวลา 11:00 – 15:00 พลังงานไฟฟ้าจากการวัดมีค่าสูงกว่าพลังงานไฟฟ้าจากการคำนวณ (ความแตกต่างเฉลี่ยเท่ากับ 0.10 kWh) สาเหตุเกิดจากการเพิ่มอุณหภูมิอากาศ

ภายนอกในช่วงเวลาดังกล่าวมีผลทำให้ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังเพิ่มขึ้น และพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์จากการคำนวณเพิ่มขึ้น



รูปที่ 4.2 อัตราส่วนภาระทางความร้อนเฉลี่ย 24 ชั่วโมง ของห้องเย็นตัวอย่างจากการคำนวณ

ตารางที่ 4.4 พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์จากการวัดและจากการคำนวณในแต่ละชั่วโมง

เวลา	พลังงานไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์จากการวัด (kWh)	พลังงานไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ (kWh)	ความแตกต่าง (kWh)
0:00	1.23	1.27	-0.04
1:00	1.29	1.27	0.02
2:00	1.08	1.27	-0.19
3:00	1.21	1.26	-0.05
4:00	1.10	1.26	-0.16
5:00	1.09	1.26	-0.17
6:00	1.08	1.27	-0.19
7:00	1.25	1.30	-0.05
8:00	1.16	1.31	-0.15
9:00	1.29	1.31	-0.02
10:00	1.27	1.31	-0.04
11:00	1.51	1.32	0.19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เวลา	พลังงานไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์จากการวัด (kWh)	พลังงานไฟฟ้าของ คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ (kWh)	ความแตกต่าง (kWh)
12:00	1.43	1.32	0.11
13:00	1.44	1.32	0.12
14:00	1.36	1.32	0.04
15:00	1.36	1.32	0.04
16:00	1.19	1.31	-0.12
17:00	1.28	1.31	-0.03
18:00	1.17	1.29	-0.12
19:00	1.25	1.28	-0.03
20:00	1.26	1.28	-0.02
21:00	1.22	1.28	-0.06
22:00	1.10	1.28	-0.18
23:00	1.23	1.27	-0.04

ค่าพลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์เฉลี่ยต่อวัน (ตารางที่ 4.5) พบว่า ค่าพลังงานไฟฟ้าจากการคำนวณมีความแตกต่างอยู่ที่ 3.3% โดยค่าจากการคำนวณมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการวัดอยู่ที่ $0.99 \text{ kWh} \cdot \text{day}^{-1}$ ความคลาดเคลื่อนนี้เกี่ยวข้องกับภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้น โดยภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่มาจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังและภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ ดังนั้น ถ้าทราบสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนกันความร้อนและประสิทธิภาพการทำงานของพัดลมอีวาโปเรเตอร์ที่ถูกต้องจึงเป็นสิ่งสำคัญมาก อย่างไรก็ตามค่าของวัสดุและอุปกรณ์ดังกล่าวเปลี่ยนแปลงไปตามอายุและสภาพการใช้งาน

ตารางที่ 4.5 พลังงานไฟฟ้าของของคอมเพรสเซอร์ต่อวันจากการวัดและจากการคำนวณ

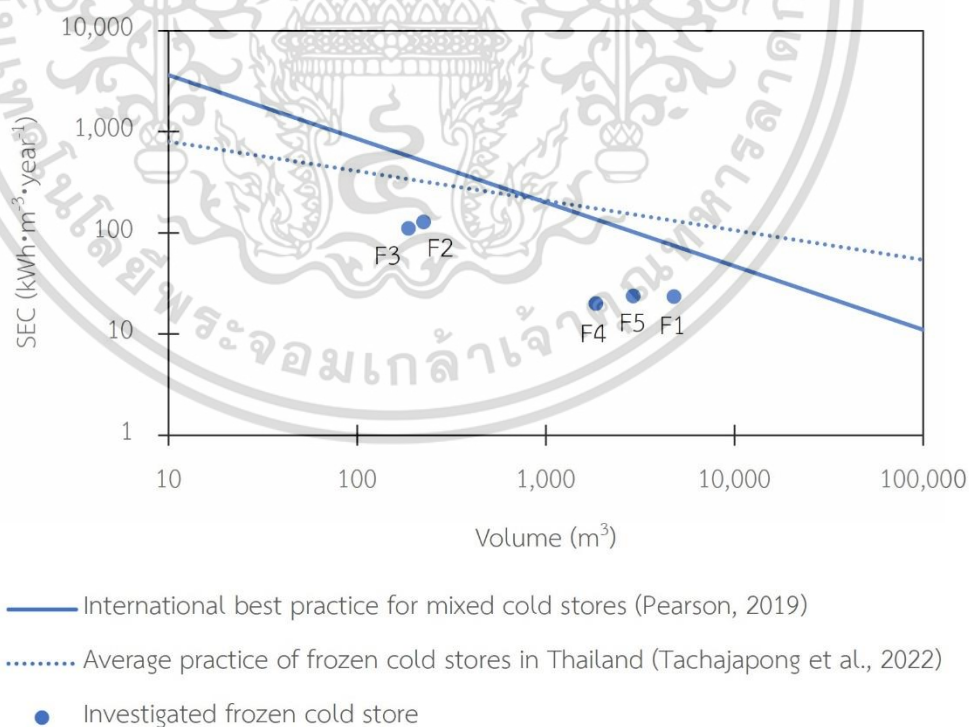
พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ต่อ วันจากการวัด (kWh·day ⁻¹)	พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ต่อวัน จากการคำนวณ (kWh·day ⁻¹)	ความแตกต่าง (%)
29.84	30.83	3.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็น

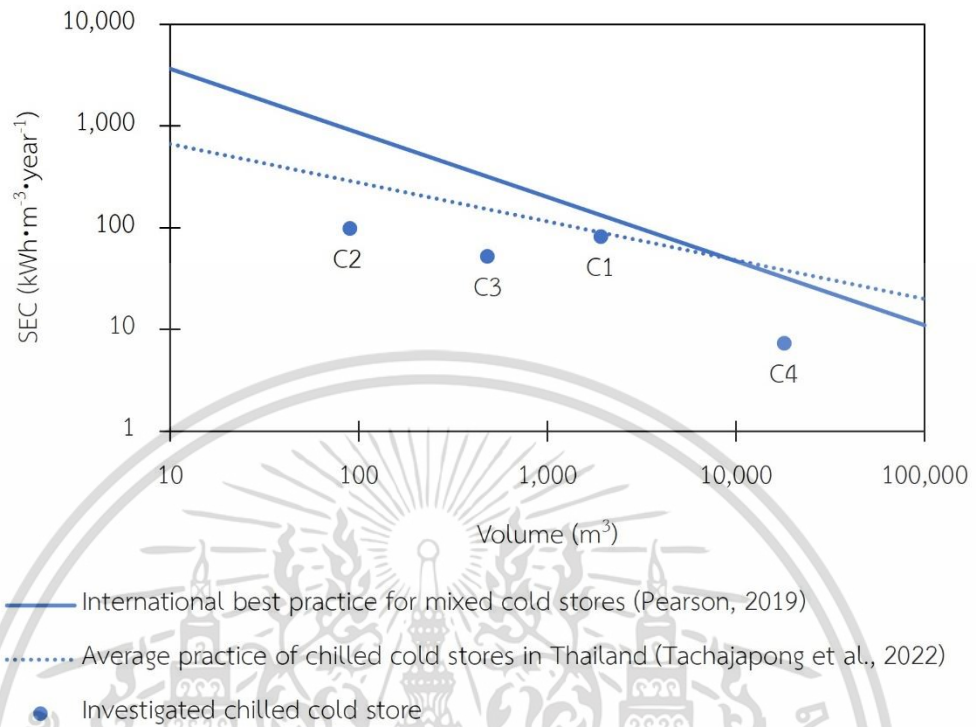
จากการประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงาน โดยพิจารณาจากค่า SEC ของห้องเย็น ตามเกณฑ์ที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.2.4 พบว่า ค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งและห้องแช่เย็นที่คำนวณได้จากโปรแกรมต่ำกว่าค่า SEC เฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทย (Tachajapong et al., 2022) และค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี (Pearson, 2019) ดังรูปที่ 4.3 และ 4.4 ซึ่งอนุมานได้ว่าห้องเย็นในงานศึกษานี้มีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าค่าเฉลี่ย

ห้องแช่เยือกแข็งมีค่า SEC ระหว่าง 20.04 และ 128.11 kWh·m⁻³·year⁻¹ และห้องแช่เย็นมีค่า SEC ระหว่าง 7.3 และ 98.04 kWh·m⁻³·year⁻¹ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับงานศึกษาอื่น พบว่า ค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งและห้องแช่เย็นในงานศึกษานี้มีค่าสอดคล้องกับค่า SEC ในงานศึกษาอื่น โดยห้องแช่เยือกแข็งมีค่า SEC ระหว่าง 6.0 และ 391.6 kWh·m⁻³·year⁻¹ ห้องแช่เย็นมีค่า SEC ระหว่าง 4.4 และ 481.0 kWh·m⁻³·year⁻¹ (Evans et al., 2015; Evans et al., 2014; Evans et al., 2011; Tachajapong et al., 2022) อย่างไรก็ตามค่า SEC ของห้องเย็นมีค่าแตกต่างกันแม้ว่าห้องเย็นนั้นมีปริมาตรและอุณหภูมิที่เท่ากันเนื่องจาก รูปทรง การใช้งาน และอุณหภูมิสภาพแวดล้อมที่แตกต่างกัน (Evans et al., 2014)



รูปที่ 4.3 ค่า SEC ของห้องแช่เยือกแข็งในงานศึกษานี้เปรียบเทียบกับค่า SEC เฉลี่ยของห้องแช่เยือกแข็งในประเทศไทยและค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 ค่า SEC ของห้องแช่เย็นในงานศึกษานี้เปรียบเทียบกับค่า SEC เฉลี่ยของห้องแช่เย็นในประเทศไทยและค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผล

งานศึกษานี้ได้ลงพื้นที่สำรวจเก็บข้อมูลการใช้งานตลอดจนติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิเพื่อวัดและบันทึกอุณหภูมิภายในห้องเย็นเป็นเวลาอย่างน้อย 3 เดือน ในงานนี้ได้สำรวจห้องเย็นประเภทห้องแช่เยือกแข็ง จำนวน 5 ห้อง ห้องเย็นประเภทห้องแช่เย็นจำนวน 4 ห้อง และนำข้อมูลที่ได้มาใช้ประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิและประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็น

ผลการประเมินประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็น พบว่า ห้องเย็นส่วนใหญ่ที่ศึกษามีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิในเกณฑ์ระดับปานกลาง และไม่มีห้องเย็นใดที่มีประสิทธิภาพในการรักษาอุณหภูมิอยู่ในเกณฑ์ระดับดี ดังนั้น มาตรการแก้ไขจึงมีความสำคัญอย่างมากเพื่อปรับปรุงห้องเย็นให้มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิดีขึ้น เนื่องจากอุณหภูมิเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อคุณภาพและอายุการเก็บรักษาอาหารแช่เย็นและอาหารแช่แข็ง

โปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นพัฒนาขึ้นเพื่อใช้คำนวณภาระความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นในแต่ละวันและหาค่า SEC ของห้องเย็นนั้น โปรแกรมนี้ตรวจสอบความตรงด้วยการเปรียบเทียบกับค่าพลังงานไฟฟ้าที่ได้จากการวัด ซึ่งพบว่าโปรแกรมมีความแม่นยำตรงอยู่ในระดับดี โดยมีความคลาดเคลื่อนต่ำกว่า 5%

เมื่อนำโปรแกรมที่พัฒนาขึ้นมาไปใช้ประเมินประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นที่สำรวจพบว่า ห้องเย็นที่สำรวจทั้งหมดมีค่า SEC ต่ำกว่าค่า SEC เฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทย (Tachajapong et al., 2022) และค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี (Pearson, 2019) ผลการศึกษานี้ชี้ให้เห็นว่า ห้องเย็นที่ศึกษามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานอยู่ในเกณฑ์ที่ดี

5.2 ข้อเสนอแนะ

การศึกษาประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิของห้องเย็นจะมีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น เมื่อใช้ระยะเวลาในการวัดและบันทึกอุณหภูมิภายในห้องเย็นยาวนานขึ้น และติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ภายในห้องเย็นให้ครอบคลุมมากขึ้น เพื่อให้ทราบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็นที่ถูกต้องมากยิ่งขึ้น

การใช้โปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็นให้มีความถูกต้องจำเป็นต้องกำหนดค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ให้ถูกต้อง เช่น ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนกันความร้อน ประสิทธิภาพของพัดลมอีวาโปเรเตอร์ ประสิทธิภาพระบบละลายน้ำแข็ง เนื่องจากพารามิเตอร์เหล่านี้เปลี่ยนแปลงไปตามอายุการใช้และสภาวะการใช้งานของห้องเย็น รวมทั้งการใช้งานห้องเย็นของพนักงานในระหว่างการทำงานส่งผลต่อการใช้พลังงานของห้องเย็น ดังนั้น เพื่อให้ทราบค่าพารามิเตอร์ที่แม่นยำจึงควรวัดสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวน ประสิทธิภาพของพัดลมอีวาโปเรเตอร์ และประสิทธิภาพระบบละลาย รวมทั้งติดตามการทำงานของพนักงานในการทำงานจริง

สำหรับห้องเย็นที่สำรวจในงานศึกษามีค่าการใช้พลังงานจำเพาะต่ำกว่าค่าเฉลี่ยหรือมีประสิทธิภาพการใช้พลังงานอยู่ในเกณฑ์ดี อย่างไรก็ตามห้องเย็นขนาดกลางและขนาดเล็กที่สำรวจในงานศึกษานี้เลือกใช้มาตรการประหยัดพลังงานที่เหมาะสมในหัวข้อที่ 2.7 มาตรการเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานห้องเย็น เช่น การทำสีผนังห้องเย็นด้วยสีที่มีค่าการสะท้อนรังสีอาทิตย์ที่สูง ติดตั้งติดตั้งอุปกรณ์ป้องกันแดด และปรับปรุงอุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่านประตูให้อยู่ในสภาพดีอย่างสม่ำเสมอ เพื่อลดภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นและเพิ่มประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- ASHRAE. (2014). 2014 Ashrae handbook. Refrigeration : SI edition.
- Aste, N., Pero, C., & Leonforte, F. (2017). Active refrigeration technologies for food preservation in humanitarian context – a review. In (Vol. 22): Sustainable Energy Technologies and Assessments.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). Heat and mass transfer: fundamentals and applications fourth edition in SI units. New York, America.
- DEDE, D. o. a. e. d. a. e. (2020). The study of energy saving potential in cold chain transportation system.
- Dinçer, I., & Kanoglu, M. (2010). Refrigeration Systems and Applications. Wiley.
- Duiven, J. E., & Binard, P. (2002). Refrigerated storage: new developments. Bulletin of the IIR, 2, 2002.
- Duret, S., Hamon, E., Hoang, H.-M., Stahl, V., Derens-Bertheau, E., Delahaye, A., & Laguerre, O. (2020). Modelling methodology of temperature and energy consumption in food plant: Application to puff pastry. International Journal of Refrigeration, 115, 28-38.
- Duret, S., Hoang, H.-M., Guillier, L., Derens-Bertheau, E., Dargaignaratz, C., Oriol, S., Delahaye, A., Laguerre, O., & Nguyen-the, C. (2021). Interactions between refrigeration temperatures, energy consumption in a food plant and microbiological quality of the food product: Application to refrigerated stuffed pasta. Food Control, 126, 108076.
- Evans, J. (2009). 10 - Technologies to reduce refrigeration energy consumption in the food industry. In K. Waldron (Ed.), Handbook of Waste Management and Co-Product Recovery in Food Processing (pp. 196-220). Woodhead Publishing.
- Evans, J., Foster, A., HUET, J.-M., REINHOLDT, L., FIKIIN, K., ZILIO, C., Houska, M., LANDFELD, A., BOND, C., SCHEURS, M., & SAMBEECK, T. V. (2015). Specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores. The 24th IIR International Congress of Refrigeration., Yokohama, Japan.

- Evans, J., Foster, A., Huet, J., Reinholdt, L., Fikiin, K., Zilio, C., Houska, M., Landfeld, A., Bond, C., & Scheurs, M. (2014). Specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores. *Energy and Buildings*, 74, 141-151.
- Evans, J., J-M, H., Reinholdt, L., Fikiin, K., Zilio, C., Houška, M., Bond, C., Schreurs, M., & T.W.M, v. (2011). Cold store energy usage and optimization.
- Foster, A., Reinholdt, L., Brown, T., Hammond, E., & Evans, J. (2016). Reducing energy consumption in cold stores using a freely available mathematical model. *Sustainable Cities and Society*, 21, 26-34.
- Hilton, G. (2013). Reducing energy use in the cold storage industry—A case study. *Ecolibrium*, 44-50.
- James, J., S., & James, C. (2014). Chapter 20 - Chilling and Freezing. In Y. Motarjemi & H. Lelieveld (Eds.), *Food Safety Management* (pp. 481-510). Academic Press. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-381504-0.00020-2>
- Panasonic. (2018). Supporting the Energy and Labor Saving of Food Distribution Systems by "CO₂ Refrigerant" and "IoT/AI". <https://news.panasonic.com/global/stories/2018/55287.html>
- Pearson, A. (2019). Energy performance of industrial cold storage facilities. *Proceedings of the 25th IIR International Congress of Refrigeration*.
- PU Europe. (2006). Thermal insulation materials made of rigid polyurethane foam (PUR/PIR) Properties-Manufacture.
- Singh, R. P. (2008). Benchmarking Study of the Refrigerated Warehousing Industry Sector in California. PIER
- Tachajapong, W., Wiratkasem, K., Kammuang-lue, N., & Pattana, S. (2022). Preliminary study on specific energy consumption of cold storage room in Thailand's cold chain. *Energy Reports*, 8, 336-341. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.05.171>
- กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน. (2564). ประกาศกระทรวง เรื่อง หลักเกณฑ์ วิธีการ คำนวณ และการรับรองผลการตรวจประเมินในการออกแบบอาคารเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน แต่ละระบบ การใช้พลังงานโดยรวมของอาคาร และการใช้พลังงานหมุนเวียนในระบบต่าง ๆ ของอาคาร พ.ศ. 2564.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระทรวงสาธารณสุข. (2561). ประกาศกระทรวงสาธารณสุข เรื่อง หลักเกณฑ์ และวิธีการกำหนด
อุณหภูมิในการเก็บรักษาอาหารสด ในสถานที่จำหน่ายอาหาร พ.ศ. ๒๕๖๑.
มกช. (2560). แนวปฏิบัติในการใช้มาตรฐานสินค้าเกษตร มกช. 9041(G)-2560: หลักปฏิบัติสำหรับ
การผลิตสินค้าเกษตรแช่เยือกแข็ง.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก ตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดในแต่ละห้องเย็น

ภาคผนวก ข วิธีการใช้งานโปรแกรม

ภาคผนวก ค รหัสต้นฉบับ (Source code)

ภาคผนวก ง ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกอุณหภูมิและอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละห้อง

ภาคผนวก จ ภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นตัวอย่างในแต่ละชั่วโมง

ภาคผนวก ฉ พารามิเตอร์ที่ใช้ในการคำนวณภาระทางความร้อน

ภาคผนวก ช ภาระทางความร้อนเฉลี่ยของห้องเย็นในงานศึกษา



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

ตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดในแต่ละห้องเย็น

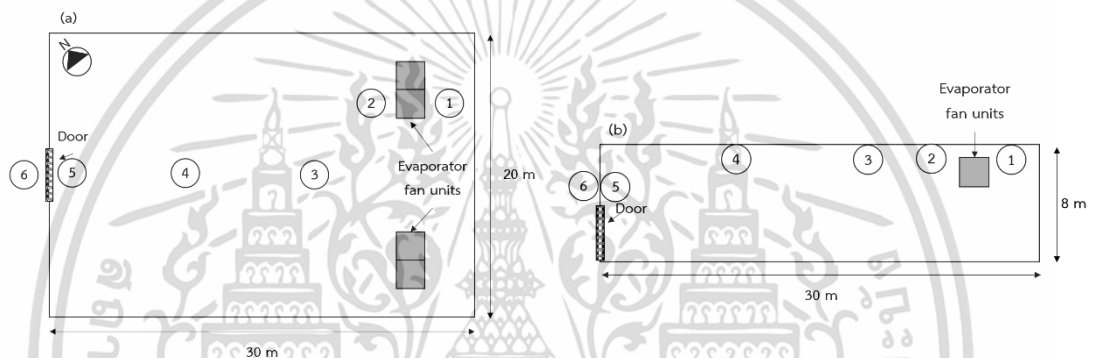


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุปกรณ์วัดในแต่ละห้องเย็นติดตั้งโดยบริษัท ซีพีเอส ออโตเมชันแอนด์เอ็นจิเนียริ่ง จำกัด โดยรายละเอียดการติดตั้งมีดังต่อไปนี้

1. ห้องเย็น F1

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในห้องเย็น F1 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.1 อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 ติดตั้งบริเวณหลังฮีวาโปรเตอร์ 3 อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 2 ติดตั้งบริเวณหน้าฮีวาโปรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณเพดานห้องเย็นระหว่างฮีวาโปรเตอร์และประตูทางเข้า ดังรูปที่ ก.5 อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 5 และ 6 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูทางเข้าภายในและภายนอกห้องเย็นตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ ก.2



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
รูปที่ ก.1 แผนผังห้องเย็น F1 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

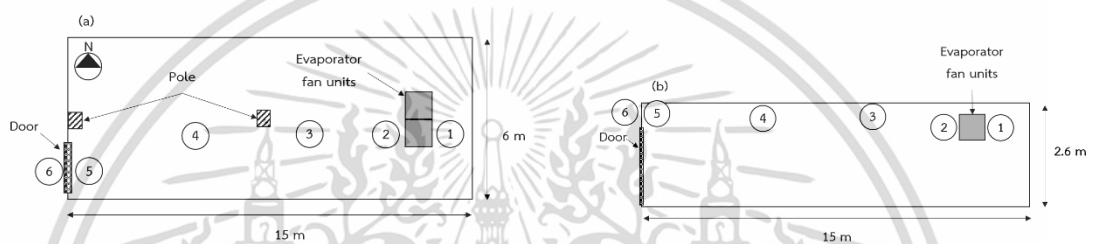


รูปที่ ก.2 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F1

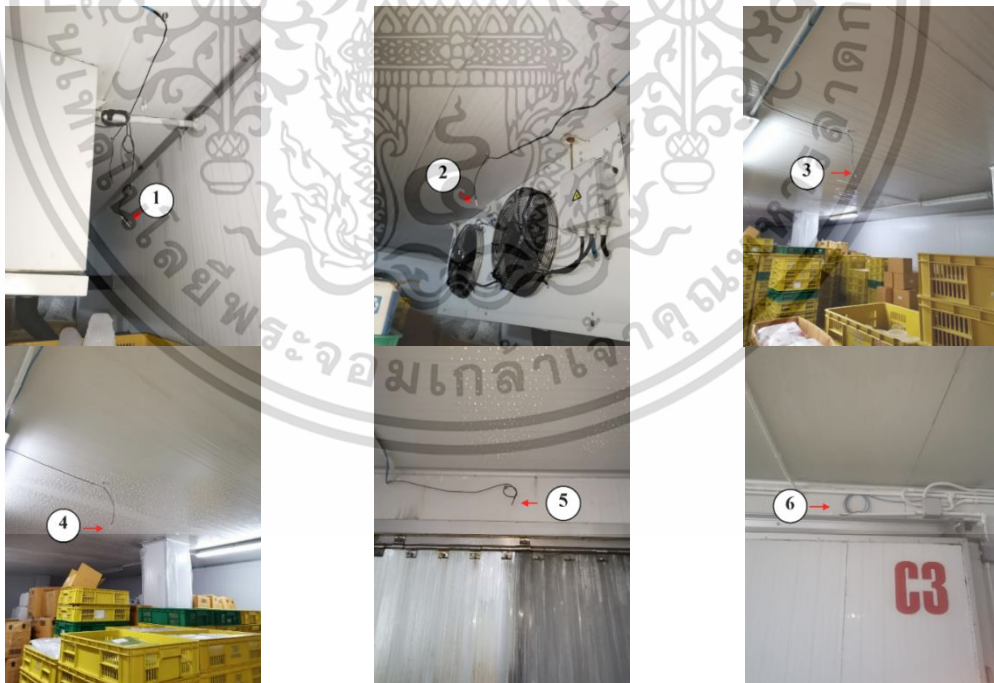
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ห้องเย็น F2

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 5 และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (DHT22) ตำแหน่งที่ 6 ในห้องเย็น F2 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.3 อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 ติดตั้งบริเวณหลังฮีวาโปรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 2 ติดตั้งบริเวณหน้าฮีวาโปรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณเพดานห้องเย็นระหว่างฮีวาโปรเตอร์และประตูทางเข้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 5 และ 6 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูทางเข้าภายในและภายนอกห้องเย็นตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ ก.4



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
รูปที่ ก.3 แผนผังห้องเย็น F2 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

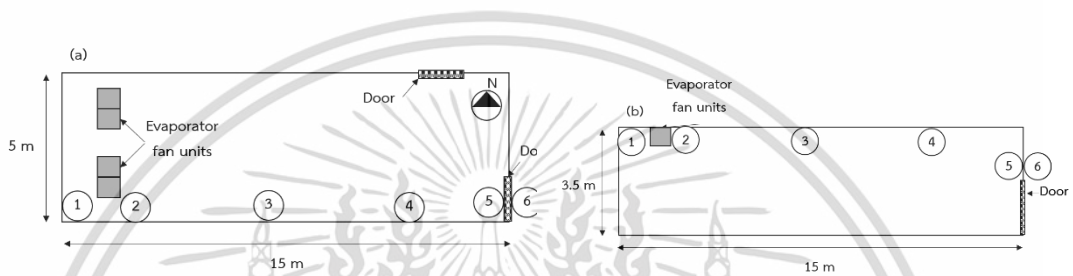


รูปที่ ก.4 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ห้องเย็น F3

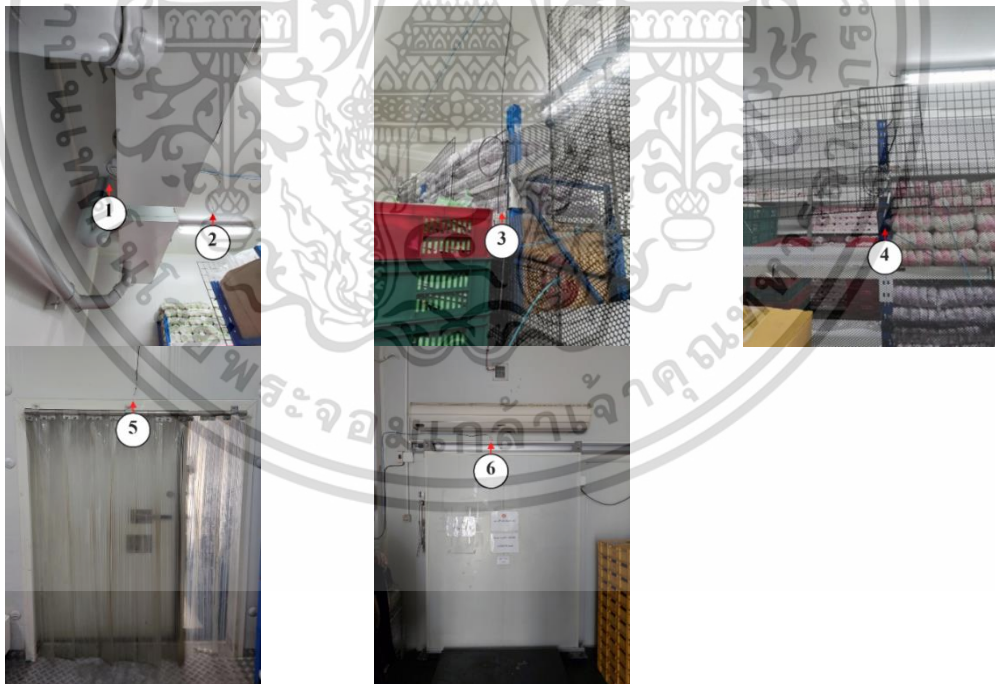
ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 6 ในห้องเย็น F3 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.5 โดย อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 ติดตั้งบริเวณหลังฮีวาโปรเรเตอร์ และอุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 2 ติดตั้งบริเวณหน้าฮีวาโปรเรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณเพดานห้องเย็นระหว่างฮีวาโปรเรเตอร์และประตูทางเข้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 5 และ 6 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูทางเข้าภายในและภายนอกห้องเย็นตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ ก.6



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

รูปที่ ก.5 แผนผังห้องเย็น F3 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

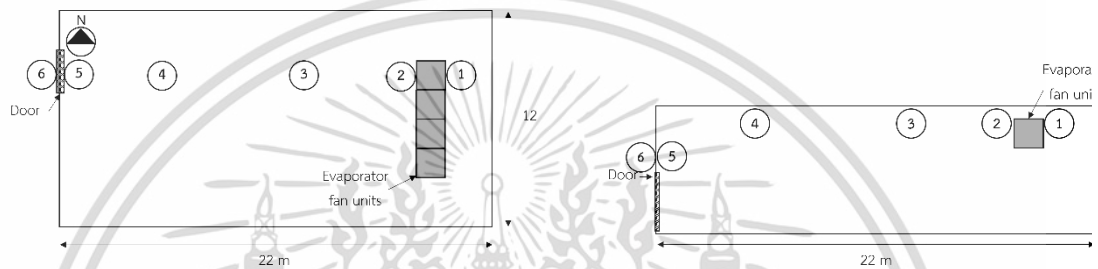


รูปที่ ก.6 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F3

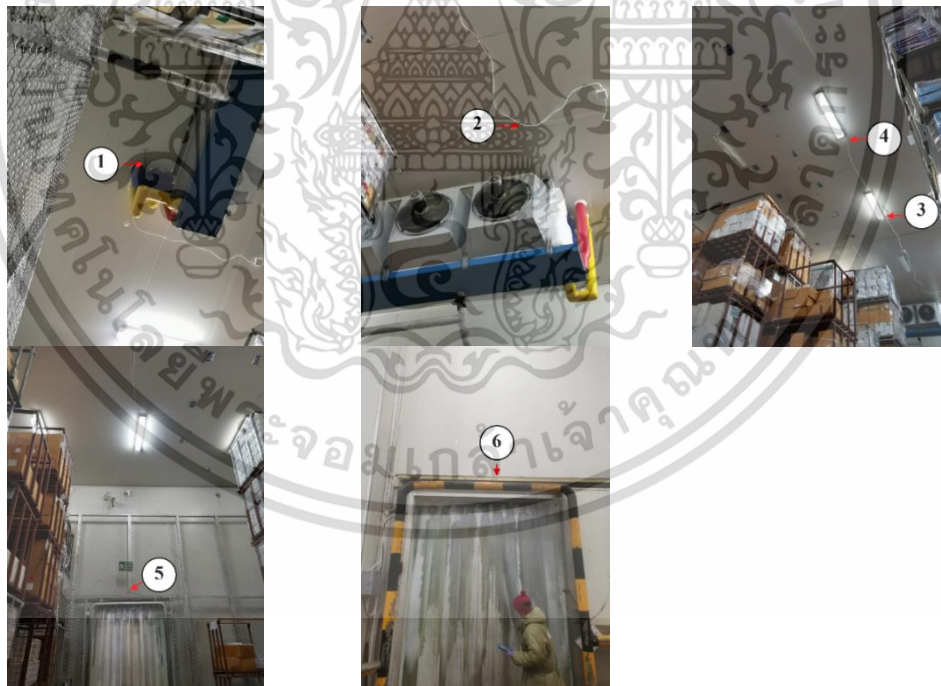
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ห้องเย็น F4

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 6 ในห้องเย็น F4 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.7 โดย อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 ติดตั้งบริเวณหลังอิวาโปเรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 2 ติดตั้งบริเวณหน้าอิวาโปเรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณเพดานห้องเย็นระหว่างอิวาโปเรเตอร์และประตูทางเข้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 5 และ 6 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูทางเข้าภายในและภายนอกห้องเย็นตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ ก.8



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
รูปที่ ก.7 แผนผังห้องเย็น F4 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

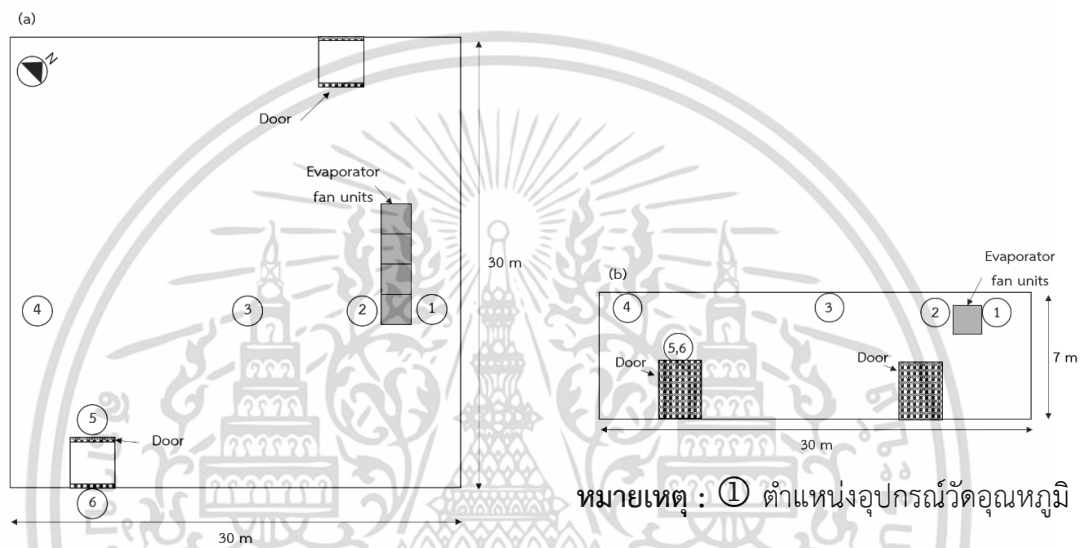


รูปที่ ก.8 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ห้องเย็น F5

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 6 ในห้องเย็น F5 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.9 ตามลำดับ โดย อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 ติดตั้งบริเวณหลังฮีวาโปรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 2 ติดตั้งบริเวณหน้าฮีวาโปรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณเพดานห้องเย็นระหว่างฮีวาโปรเตอร์และประตูทางเข้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 5 และ 6 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูทางเข้าภายในและภายนอกห้องเย็นตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ ก.10

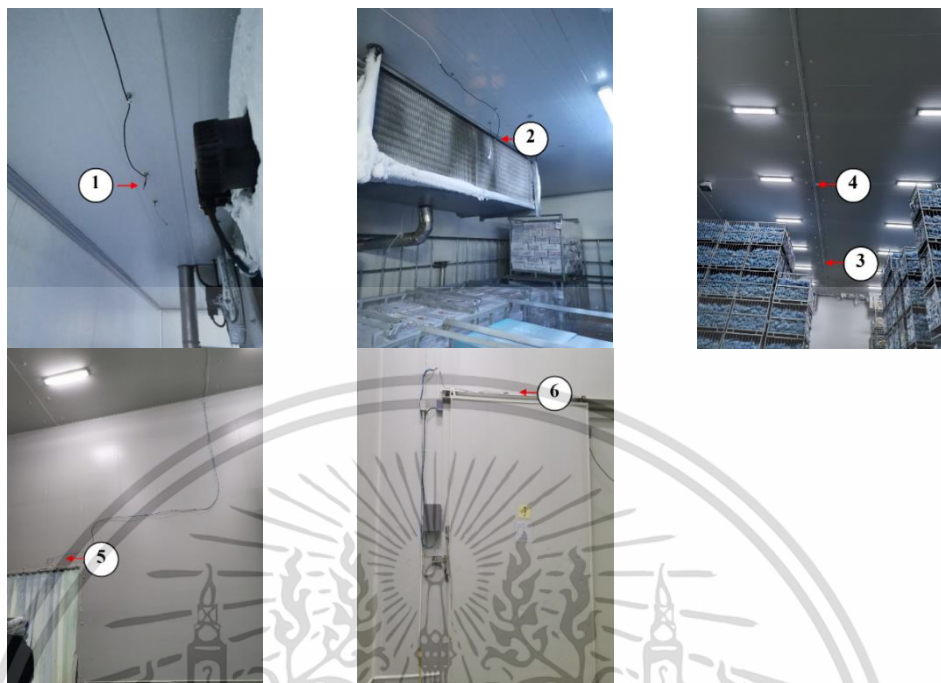


หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

รูปที่ ก.9 แผนผังห้องเย็น F5 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

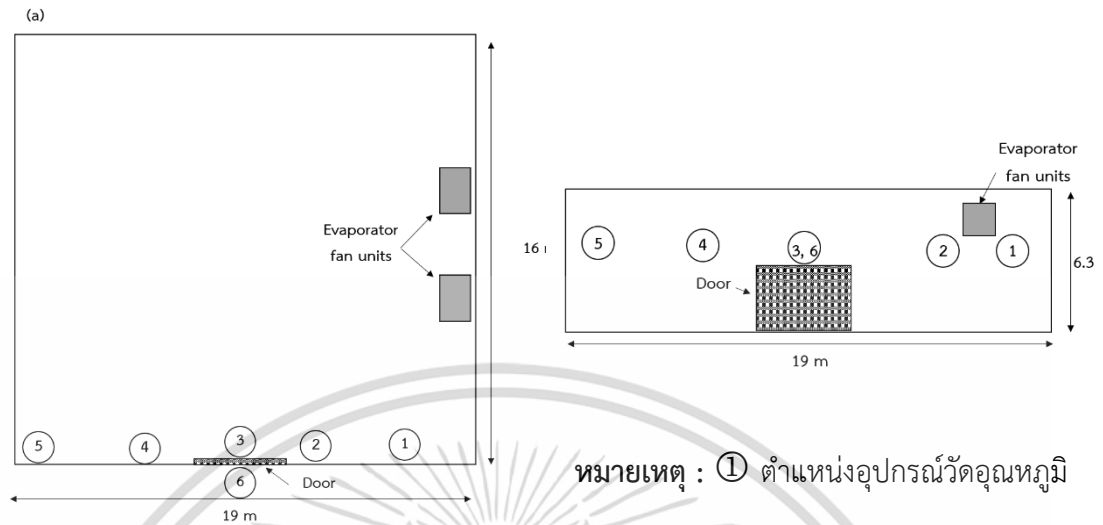
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.10 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น F5

6. ห้องเย็น C1

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 5 และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (DHT22) ตำแหน่งที่ 6 ในห้องเย็น C1 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.11 โดย อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 และ 2 ติดตั้งบริเวณผนังห้องเย็น ระหว่างฮีวาโปรเตอร์ถึงประตูทางเข้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 ติดตั้งเหนือประตูทางเข้าภายในห้องเย็น อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 4 และ 5 ติดตั้งบริเวณผนังห้องเย็น ระหว่างประตูทางเข้าถึงด้านหลังห้อง และอุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 6 ติดตั้งเหนือประตูทางเข้าภายนอกห้องเย็น ดังรูปที่ ก.12



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

รูปที่ ก.11 แผนผังห้องเย็น C1 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง



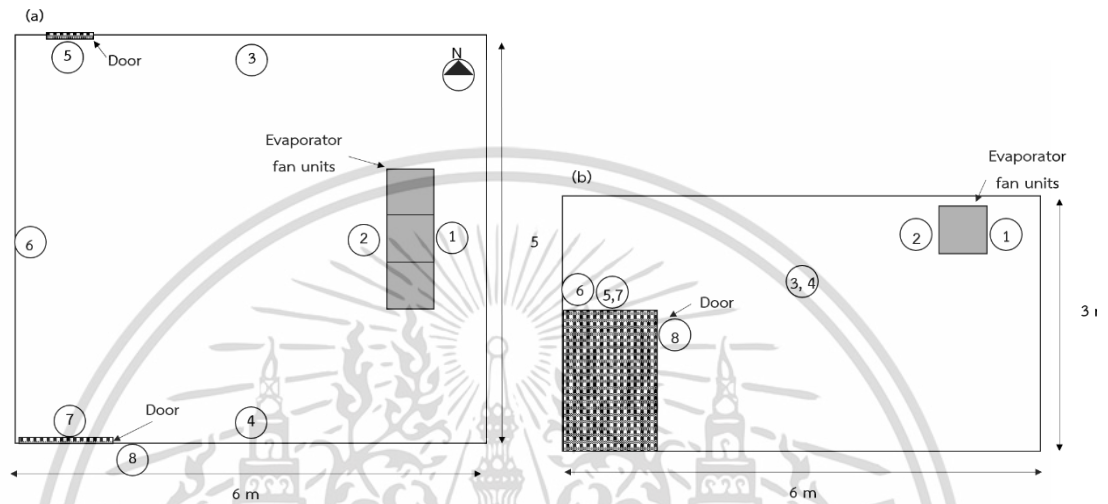
รูปที่ ก.12 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C1

7. ห้องเย็น C2

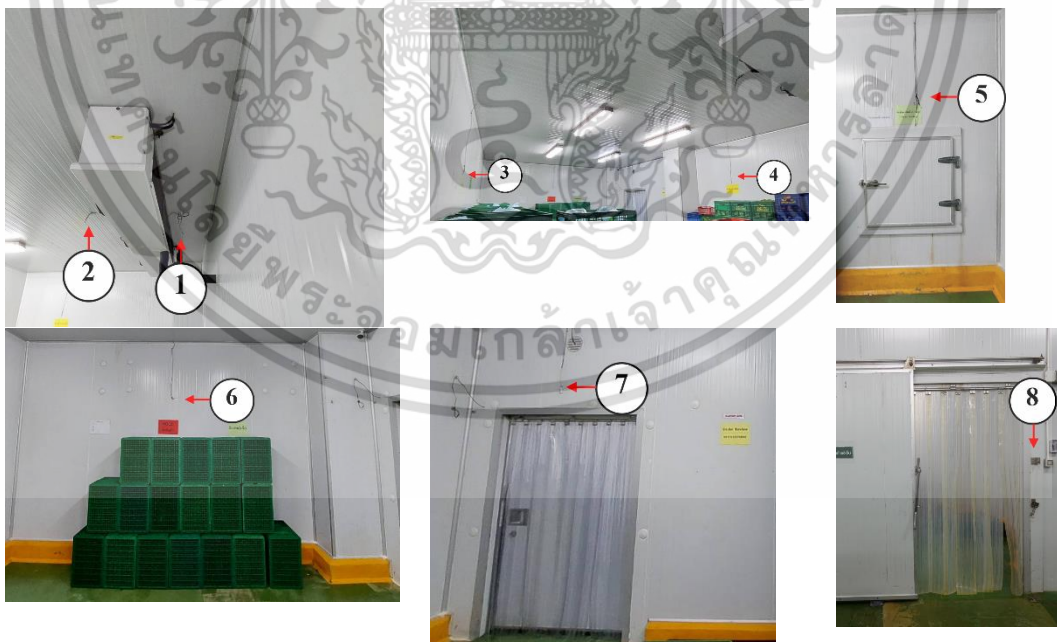
ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 6 และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (DHT22) ตำแหน่งที่ 7 และ 8 ในห้องเย็น C2 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.13 โดย อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 และ 2 ติดตั้งบริเวณด้านหลังและด้านหน้าอีวาโปเรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณผนังกึ่งกลางห้องเย็น อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูลำเสียงสินค้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 6 ติดตั้งบริเวณผนังตรงข้ามอีวาโปเรเตอร์ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 7 ติดตั้งบริเวณเหนือประตูทางเข้าภายในห้องเย็น และอุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 8 ติดตั้งด้านข้างประตูทางเข้าภายนอกห้องเย็น ดังรูปที่ ก.14



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
รูปที่ ก.13 แผนผังห้องเย็น C2 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

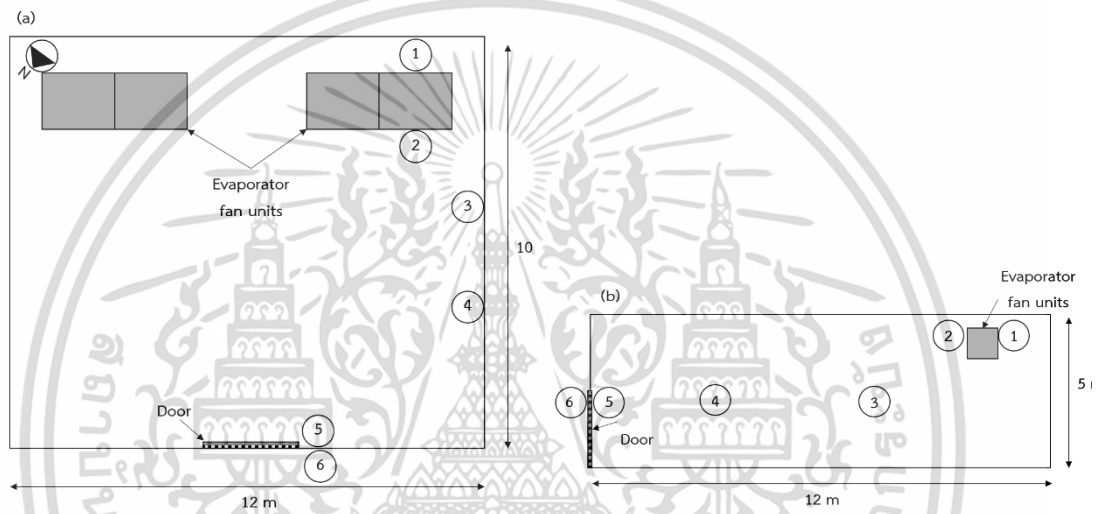


รูปที่ ก.14 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. ห้องเย็น C3

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 5 และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (DHT22) ตำแหน่งที่ 6 ในห้องเย็น C3 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.15 โดย อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 1 และ 2 ติดตั้งบริเวณด้านหลังและด้านหน้าอีวาโปเรเตอร์ตามลำดับ อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 3 และ 4 ติดตั้งบริเวณผนังระหว่างอีวาโปเรเตอร์ถึงประตูทางเข้า อุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 5 ติดตั้งบริเวณข้างประตูทางเข้าภายในห้องเย็นสินค้า และอุปกรณ์วัดตำแหน่งที่ 6 ติดตั้งบริเวณข้างประตูทางเข้าภายนอกห้องเย็นสินค้า ดังรูปที่ ก.16



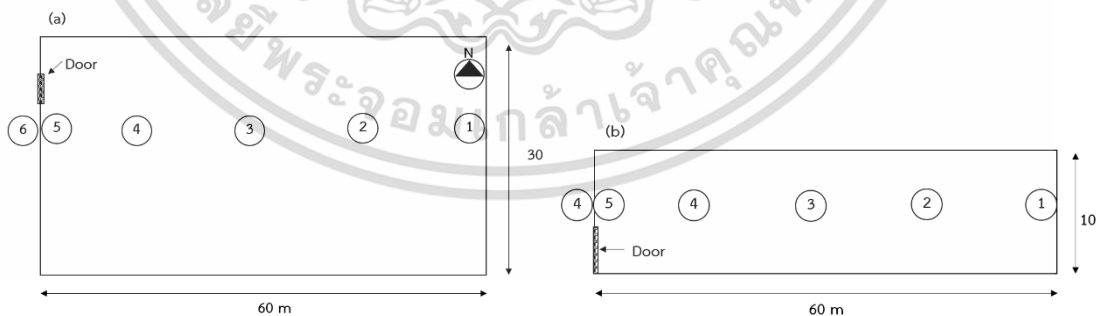
หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ
รูปที่ ก.15 แผนผังห้องเย็น C3 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง



รูปที่ ก.16 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C3

9. ห้องเย็น C4

ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (DS18B20) ในตำแหน่งที่ 1 ถึง 5 และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (DHT22) ตำแหน่งที่ 6 ในห้องเย็น C4 มุมมองด้านบนและมุมมองด้านข้างแสดงในรูปที่ ก.17 โดยอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ 1 ถึง 5 ติดตั้งจากภายในห้องเย็นจนถึงบริเวณประตูทางเข้า และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิตำแหน่งที่ 6 ติดตั้งบริเวณประตูภายนอกห้องเย็น ดังรูปที่ ก.18



หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ หมายเหตุ : ① ตำแหน่งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

รูปที่ ก.17 แผนผังห้องเย็น C4 (a) มุมมองด้านบน (b) มุมมองด้านข้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.18 การติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิภายในห้องเย็น C4



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. การใช้งานโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น

(1) ผู้ใช้กรอกข้อมูลของห้องเย็นให้ครบถ้วนทุกหน้าได้แก่ Structure, Insulation, Door, Product และ Operation

รูปที่ ข.1 ฟอรมสำหรับผู้ใช้งานกรอกข้อมูลของห้องเย็น

(2) เมื่อผู้ใช้ทำการกรอกข้อมูลครบถ้วนแล้ว จึงทำการคลิกที่ RUN เพื่อทำการคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น

รูปที่ ข.2 ปุ่ม RUN สำหรับการคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น

2. การวิเคราะห์ผลโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น

ระบบช่วยตัดสินใจแสดงผล 3 อย่าง ได้แก่ ภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็น (Thermal load), การใช้พลังงานของระบบทำความเย็น (Refrigeration system), และค่าการใช้พลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC) ดังรูปที่ ข.3 โดยมีรายละเอียดดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ข.3 ผลระบบช่วยตัดสินใจ DSS

(1) ภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็น (Thermal load)

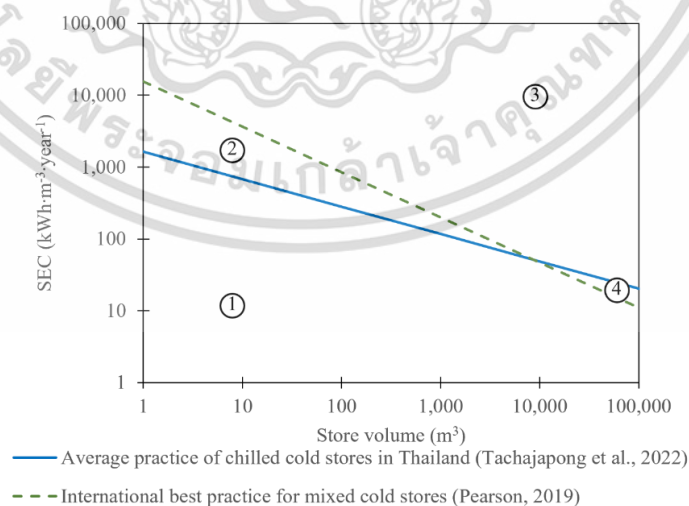
แสดงภาระทางความร้อนเฉลี่ยที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็นซึ่งประกอบด้วย ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็น ภาระทางความร้อนจากผู้ใช้งานภายในห้องเย็น ภาระทางความร้อนจากระบบของแสงสว่าง ภาระทางความร้อนจากรถยกสินค้า ภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหย ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่จัดเก็บภายในห้องเย็น และภาระทางความร้อนจากระบบละลายน้ำแข็ง

(2) การใช้พลังงานของระบบทำความเย็น (Refrigeration system)

แสดงการใช้พลังงานของการใช้พลังงานของเครื่องอัดไอ การใช้พลังงานของห้องเย็นทั้งห้อง และค่าไฟฟ้าของห้องเย็นซึ่งคำนวณจากการใช้พลังงานของห้องเย็น ในแต่ละเดือน

(3) ค่า SEC

ค่า SEC ของห้องเย็นที่ได้สำรวจกับค่า SEC เฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทยและค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดีโดยเกณฑ์พิจารณาค่า SEC ของห้องเย็นแสดงดังรูปที่ ข.4 และตารางที่ ข.1 ได้สรุปความหมายของค่า SEC ในแต่ละโซนพร้อมกับแนวทางการประหยัดพลังงาน



รูปที่ ข.4 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.1 เกณฑ์การพิจารณาค่า SEC

โซน	ความหมาย
1	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นในประเทศไทยและห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี
2	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดีแต่ต่ำกว่าห้องเย็นในประเทศไทย
3	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานต่ำกว่าห้องเย็นในประเทศไทยและห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี
4	ห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นในประเทศไทยแต่ต่ำกว่าห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี

3. หน้าต่างโปรแกรมคำนวณการใช้พลังงานของห้องเย็น

(1) ข้อมูลโครงสร้างของห้องเย็น (Structure)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Structure	Insulation	Door	Product	Operation
Basic information				
Electricity Cost (Baht/kWh)	1			
Cold Store Type	Chilled cloud store			
Cold Store Volume	1			
Cold Store Service Life	0.5			
Global Performance of Cold Room	0.25			
Store Condition				
Store Temperature	10			
Store Relative Humidity (%)	90			
Compressor Operating Time Per day (hr)	12			
Store Width (m)	2			
Store Length (m)	2			
Store Height (m)	0			
North wall				
Location of Wall is Internal or External	Internal			
Color of Wall	Black			
Outside Temperature	0			
East wall				
Location of Wall is Internal or External	Internal			
Color of Wall	Black			
Outside Temperature	0			
West wall				
Location of Wall is Internal or External	Internal			
Color of Wall	Black			
Outside Temperature	0			
South wall				
Location of Wall is Internal or External	Internal			
Color of Wall	Black			
Outside Temperature	0			
Roof/Ceiling				
Location of Wall is Internal or External	Internal			
Color of Wall	Black			
Outside Temperature	0			

รูปที่ ข.5 φόρμกรอกข้อมูลโครงสร้างของห้องเย็น

(1.1) ข้อมูลทั่วไป (Basic Information)

Electricity Cost คือค่าไฟฟ้าต่อหน่วย (บาท/หน่วย, บาท/kWh)

Cold Store Type คือประเภทของห้องเย็น ซึ่งแบ่งเป็น 2 ประเภทตามอุณหภูมิตั้งค่า ได้แก่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ห้องแช่เย็น (Chilled cold store) อุณหภูมิสูงกว่า -1°C
2. ห้องแช่เยือกแข็ง (Frozen cold store) อุณหภูมิต่ำกว่า -1°C

Cold Store Volume คือปริมาตรห้องเย็นหน่วยเมตร (m)

Cold Store Service Life คืออายุการใช้งานของห้องเย็นในกรณีไม่ทราบอายุการใช้งานของห้องเย็นใช้อายุก่อตั้งบริษัทแทน โดยแบ่งอายุการใช้งานเป็น 4 ช่วงได้แก่ 1. 1-3 ปี 2. 3-5 ปี 3. 5-10 ปี และมากกว่า 10 ปี

Global Performance of Cold Store คือ ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพระบบทำความเย็นของห้องเย็นมีค่าเท่ากับ 0.25

(1.2) สภาพห้องเย็น (Store Condition)

Store Temperature คืออุณหภูมิตั้งค่าภายในห้องเย็น หน่วยองศาเซลเซียส ($^{\circ}\text{C}$)

Store Relative Humidity คือความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องเย็น หน่วยเปอร์เซ็นต์ (%RH)

Compressor Operating Time Per day คือระยะเวลาทำงานของเครื่องอัดไอในหนึ่งวัน หน่วยชั่วโมงต่อวัน ($\text{hr}\cdot\text{day}^{-1}$)

Store Width คือความกว้างของห้องเย็นโดยกำหนดให้ด้านทิศเหนือคือความกว้าง หน่วยเมตร (m)

Store Length คือความยาวของห้องเย็นโดยกำหนดให้ด้านทิศตะวันออกคือความยาว หน่วยเมตร (m)

Store Height คือความสูงของห้องเย็น หน่วยเมตร (m)

(1.3) ผนังทิศเหนือ (North Wall)

Location of Wall is Internal or External คือผนังทิศเหนืออยู่ภายในหรือภายนอกอาคาร

Color of Wall คือสีของผนังห้องเย็นทิศเหนือ โดย 1. สีดำ 2. สีเทา, ไม้, อิฐ 3. สีขาว 4. อยู่ในที่ร่ม

Outside Temperature คืออุณหภูมิภายนอกผนังทิศเหนือ หน่วยองศาเซลเซียส ($^{\circ}\text{C}$)

(1.4) ผนังทิศตะวันออก (East Wall)

Location of Wall is Internal or External คือผนังทิศตะวันออกอยู่ภายในหรือภายนอกอาคาร

Color of Wall คือสีของผนังห้องเย็นทิศตะวันออก โดย 1. สีดำ 2. สีเทา, ไม้, อิฐ 3. สีขาว 4. อยู่ในที่ร่ม

Outside Temperature คืออุณหภูมิภายนอกผนังทิศตะวันออก หน่วยองศาเซลเซียส ($^{\circ}\text{C}$)

(1.5) ผนังทิศตะวันตก (West Wall)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Location of Wall is Internal or External คือผนังทิศตะวันตกอยู่ภายในหรือภายนอกอาคาร
Color of Wall คือสีของผนังห้องเย็นทิศตะวันตก โดย 1. สีดำ 2. สีเทา, ไม้, อีฐ 3. สีขาว 4. อยู่ในที่ร่ม

Outside Temperature คืออุณหภูมิภายนอกผนังทิศตะวันตก หน่วยองศาเซลเซียส (°C)
(1.6) ผนังทิศใต้ (South Wall)

Location of Wall is Internal or External คือผนังทิศใต้อยู่ภายในหรือภายนอกอาคาร
Color of Wall คือสีของผนังห้องเย็นทิศใต้ โดย 1. สีดำ 2. สีเทา, ไม้, อีฐ 3. สีขาว 4. อยู่ในที่ร่ม

Outside Temperature คืออุณหภูมิภายนอกผนังทิศใต้ หน่วยองศาเซลเซียส (°C)
(1.7) หลังคา/เพดาน (Roof/Ceiling)

Location of Roof is Internal or External คือเพดานห้องเย็นอยู่ภายในหรือภายนอกอาคาร
Color of Roof คือสีของเพดานห้องเย็น โดย 1. สีดำ 2. สีเทา, ไม้, อีฐ 3. สีขาว 4. อยู่ในที่ร่ม
Outside Temperature คืออุณหภูมิภายนอกเพดาน หน่วยองศาเซลเซียส (°C)

(2) ฉนวนป้องกันความร้อน (Insulation)

รูปที่ ข.6 ฟอรมกรอกข้อมูลฉนวนป้องกันความร้อน

(2.1) ผนัง (Wall)

Type of Wall Insulation คือประเภทฉนวนป้องกันความร้อนของผนังห้องเย็น

Thickness of Wall Insulation คือความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนผนังห้องเย็น หน่วยเมตร (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(2.2) ผนังคา (Roof)

Is there a specification? คือทราบข้อมูลชนิดและความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนของหลังคาหรือไม่ กรณีไม่ทราบโปรแกรมจะใช้ค่าความต้านทานความร้อนแนะนำสำหรับหลังคาห้องเย็น

Type of Roof Insulation คือประเภทฉนวนป้องกันความร้อนของหลังคาห้องเย็น

Thickness of Roof Insulation คือความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนหลังคาห้องเย็น หน่วยเมตร (m)

(2.3) พื้น (Floor)

Is there a specification? คือทราบข้อมูลชนิดและความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนของพื้นหรือไม่ กรณีไม่ทราบโปรแกรมจะใช้ค่าความต้านทานความร้อนแนะนำสำหรับพื้นห้องเย็น

Type of 1st Floor Insulation คือประเภทฉนวนป้องกันความร้อนพื้นห้องเย็นชั้นที่ 1 หรือชั้นบนสุดดังแสดงในภาพ

Thickness of 1st Floor Insulation คือความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนพื้นห้องเย็นชั้นที่ 1 หน่วยเมตร (m)

Type of 2nd Floor Insulation คือประเภทฉนวนป้องกันความร้อนพื้นห้องเย็นชั้นที่ 2 หรือชั้นกลางดังแสดงในภาพ

Thickness of 2nd Floor Insulation คือความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนพื้นห้องเย็นชั้นที่ 2 หน่วยเมตร (m)

Type of 3rd Floor Insulation คือประเภทฉนวนป้องกันความร้อนพื้นห้องเย็นชั้นที่ 3 หรือชั้นล่างสุดดังแสดงในภาพ

Thickness of 3rd Floor Insulation คือความหนาของฉนวนป้องกันความร้อนพื้นห้องเย็นชั้นที่ 3 หน่วยเมตร (m)

(3) ประตูห้องเย็น (Door)

รูปที่ ข.7 ฟอรมกรอกข้อมูลประตูห้องเย็น

(3.1) ประตูห้องเย็น (Door)

Number of door คือจำนวนประตูทางเข้าของห้องเย็น

Width of door คือความกว้างของประตูห้องเย็น หน่วยเมตร (m)

Height of door คือความสูงของประตูห้องเย็น หน่วยเมตร (m)

Is there an anteroom คือห้องเย็นมีห้องเตรียมบริเวณหน้าประตูห้องเย็นหรือไม่

Outside Temperature คืออุณหภูมิบริเวณหน้าประตูห้องเย็น

Outside Relative Humidity คือความชื้นสัมพัทธ์หน้าประตูห้องเย็น หน่วยเปอร์เซ็นต์ (%RH)

Type of Door protection คือประเภทของอุปกรณ์ป้องกันอากาศไหลผ่าน

Current Door Seal Condition คือสภาพปัจจุบันของซีลยางประตูห้องเย็น

Duration of Each Door Opening คือระยะเวลาเปิดประตูห้องเย็นในแต่ละครั้ง หน่วยวินาที (s)

Number of Door Openings per Day คือจำนวนครั้งเปิดประตูห้องเย็นต่อวัน (ครั้ง/day)

(4) สินค้า (Product)

Structure	Insulation	Door	Product	Operation
Product 4.1				
Type of Product kept in a cold store			Fruits and Vegetable	
Initial Temperature (°C)			0	
Product Load per Day (kg/day)			0	
Specific Heat of Product (J/kg)			0	
Respiration Coefficient (g)			0	
Respiration Coefficient (f)			0	

รูปที่ ข.8 φόρμกรอกข้อมูลสินค้า

(4.1) สินค้า (Product)

Type of Product Kept in a cold store คือชนิดของสินค้าที่นำมาเก็บรักษาภายในห้องเย็นได้แก่

1. Fruit and Vegetable คือผักและผลไม้หรือสินค้าที่ไม่มีการลดอุณหภูมิก่อนเก็บรักษา
2. Frozen products entered at the room temperature คือสินค้าแช่แข็งที่มีการลดอุณหภูมิก่อนเก็บรักษาภายในห้องเย็น

Initial Temperature คืออุณหภูมิเริ่มต้นของสินค้าก่อนเก็บรักษาในห้องเย็น หน่วยองศาเซลเซียส (°C)

Product Load per Day (kg/day) คือปริมาณสินค้าที่เก็บรักษาภายในห้องเย็นต่อวัน หน่วยกิโลกรัมต่อวัน (kg/day)

Specific Heat of Product คือความจุความร้อนจำเพาะของสินค้า หน่วย (J/kg·K)

Respiration Coefficient (g) คือสัมประสิทธิ์การหายใจของผักและผลไม้

Respiration Coefficient (f) คือสัมประสิทธิ์การหายใจของผักและผลไม้

(5) การปฏิบัติงาน (Operation)

Section	Parameter	Value
Forklifts (5.1)	Number of Forklifts<	0
	Power (W)	0
	Estimated Operation time (h/day)	0
Evaporator fans (5.2)	Number of Evaporator fans	2
	Power (W)	100
	Efficiency (%)	100
Defrost System (5.3)	Type of Defrost System	Off cycle
	Efficiency of Shaded pole motor 17-30% DC Motor 70-75%	
Light (5.4)	Estimated Operation Time (h/day)	Light
	LUX (lm/m ²)	300
Personnel (5.5)	The Number of Personnel Working in Cold Stores.	Light
	Estimated Operation Time (h/day)	0

รูปที่ ข.9 ฟอรมกรอกข้อมูลการปฏิบัติงาน

(5.1) รถยก (Forklifts)

Number of Forklifts คือจำนวนรถยกที่ปฏิบัติงานภายในห้องเย็น

Power คือกำลังไฟฟ้าของรถยกที่ปฏิบัติงานในห้องเย็น หน่วยวัตต์ (W)

Estimated operation Time คือระยะเวลาที่รถยกปฏิบัติงานภายในห้องเย็นต่อวัน หน่วยชั่วโมงต่อวัน (hr/day)

(5.2) พัดลมฮีวาโปเรเตอร์ (Evaporator Fans)

Number of Evaporator Fans คือจำนวนพัดลมฮีวาโปเรเตอร์ ภายในห้องเย็น

Power คือกำลังไฟฟ้าของพัดลมฮีวาโปเรเตอร์ แต่ละเครื่อง หน่วยวัตต์ (W)

Efficiency คือประสิทธิภาพของพัดลมฮีวาโปเรเตอร์ แต่ละเครื่อง หน่วยเปอร์เซ็นต์ (%)

(5.3) ระบบละลายน้ำแข็ง (Defrost System)

Type of Defrost System คือประเภทของระบบละลายน้ำแข็งของห้องเย็น ได้แก่

1. Off cycle การละลายน้ำแข็งโดยการปิดระบบทำความเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. Hot-gas การละลายน้ำแข็งโดยใช้แก๊สร้อน

3. Electrical heater การละลายน้ำแข็งโดยใช้ขดลวดความร้อน

(5.4) แสงสว่าง (Light)

Estimated operation Time คือระยะเวลาที่เปิดแสงสว่างภายในห้องเย็น หน่วยชั่วโมงต่อวัน (hr/day)

LUX คือความเข้มของแสงสว่างภายในห้องเย็น หน่วยลูเมนต่อตารางเมตร ($\text{lm}\cdot\text{m}^{-2}$)

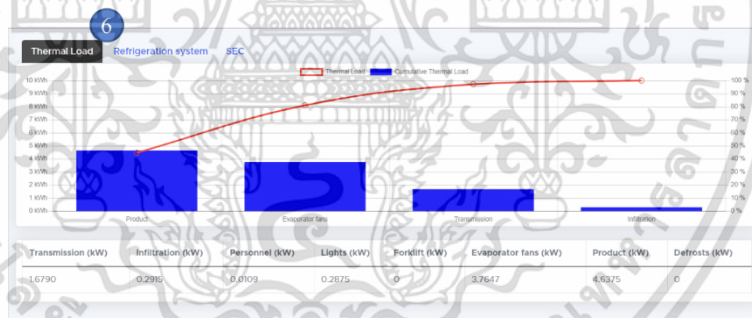
Type of Light Bulb คือประเภทของหลอดไฟที่ติดตั้งภายในห้องเย็น

(5.5) พนักงาน (Personnel)

The number of Personnel Working in Cold Stores คือจำนวนพนักงานที่ปฏิบัติงานภายในห้องเย็น

Estimated operation Time คือระยะเวลาที่พนักงานปฏิบัติงานภายในห้องเย็น หน่วยชั่วโมงต่อวัน (hr/day)

(6) การแสดงผลภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นภายในห้องเย็น (Thermal load)



รูปที่ ข.10 การแสดงผลภาระทางความร้อน

Transmission คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

Infiltration คือภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็น หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

Personnel คือภาระทางความร้อนจากผู้ใช้งานภายในห้องเย็น หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

Lights คือภาระทางความร้อนจากระบบของแสงสว่าง หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

Forklifts คือภาระทางความร้อนจากรถยกสินค้า หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

Evaporator fans คือภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหย หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

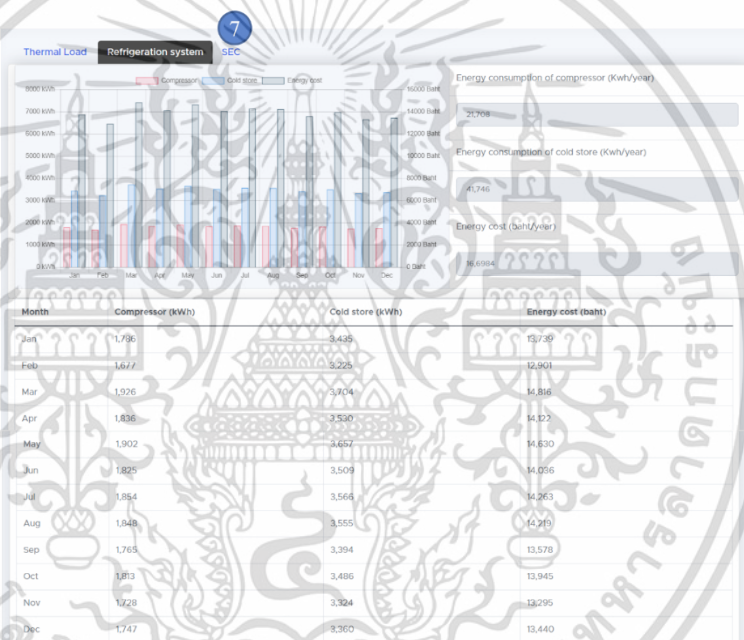
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Product คือภาระทางความร้อนจากสินค้าที่จัดเก็บภายในห้องเย็น หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

Defrosts คือภาระทางความร้อนจากระบบละลายน้ำแข็ง หน่วยกิโลวัตต์ (kW)

การแสดงผลภาระทางความร้อนในรูปที่ ข.10 หมายถึงห้องเย็นนี้มีภาระทางความร้อนจากสินค้า สูงที่สุด คิดเป็น 44.7% รองลงมาได้แก่ ภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหย การส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง อากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็น ระบบของแสงสว่าง และ ผู้ใช้งานภายในห้องเย็น คิดเป็น 35.28%, 15.73%, 2.73% และ 2.69% ตามลำดับ

(7) การใช้พลังงานระบบทำความเย็นของห้องเย็น (Refrigeration system)



รูปที่ ข.11 การแสดงผลการใช้พลังงานของระบบทำความเย็น

Compressor คือการใช้พลังงานของเครื่องอัดไอ หน่วยกิโลวัตต์ชั่วโมง (kWh)

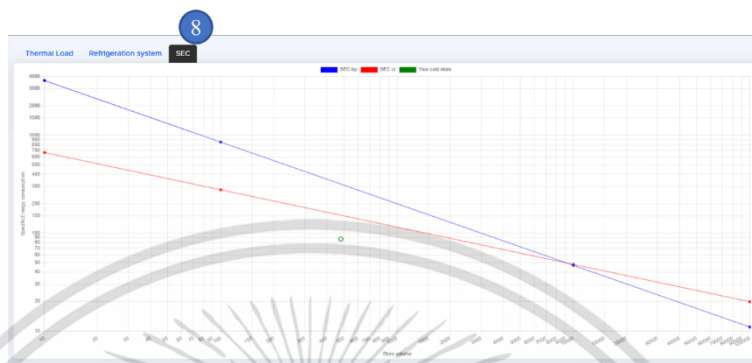
Cold Store คือการใช้พลังงานของห้องเย็นทั้งห้องซึ่งรวมเครื่องอัดไอ แสงสว่าง พัดลม ระบบละลายน้ำแข็ง และระบบอื่นๆภายในห้องเย็น หน่วยกิโลวัตต์ชั่วโมง (kWh)

Energy Cost คือค่าไฟฟ้าของห้องเย็นซึ่งคำนวณจากการใช้พลังงานของห้องเย็นและค่าไฟฟ้าหน่วยบาท

การแสดงผลการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นดังรูปที่ ข.11 เปรียบเทียบการใช้พลังงานจากการใช้พลังงานของเครื่องอัดไอ และการใช้พลังงานของห้องเย็นทั้งห้อง รวมถึงค่าไฟฟ้าเป็นรายเดือน โดยสรุปการใช้พลังงานและค่าไฟฟ้าในรายปีอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(8) การแสดงผลค่า SEC ของห้องเย็น



รูปที่ ข.12 การแสดงผล SEC ของห้องเย็น

จุดสีเขียว คือค่า SEC ของห้องเย็นห้องนี้ หน่วย ($\text{kWhm}^{-3}\text{year}^{-1}$)

เส้นสีแดง คือค่า SEC เฉลี่ยของห้องเย็นในประเทศไทย หน่วย ($\text{kWhm}^{-3}\text{year}^{-1}$)

เส้นสีน้ำเงิน คือค่า SEC ของห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดีหน่วย ($\text{kWhm}^{-3}\text{year}^{-1}$)

การแสดงผลค่า SEC ของห้องเย็นดังรูปที่ ข.12 SEC ของห้องเย็นนี้มีค่า $86.97 \text{ kWhm}^{-3}\text{year}^{-1}$

ซึ่งอยู่ในโซนที่ 1 ตามตารางที่ ข.1 สามารถสรุปได้ว่าห้องเย็นที่พิจารณามีประสิทธิภาพการใช้พลังงานสูงกว่าห้องเย็นในประเทศไทยและห้องเย็นที่มีการจัดการที่ดี ไม่มีความจำเป็นในการใช้มาตรการประหยัดพลังงาน เนื่องจากประสิทธิภาพการใช้พลังงานของห้องเย็นอยู่ในระดับที่ดีแล้ว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```


%input data
%structure
Tth = app.StoreTemperatureCEditField.Value;           %รับค่าตัวแปร Tth
rh_i = app.StoreRelativeHumidityEditField.Value;     %รับค่าตัวแปร rh_i
tCN = app.CompressorOperatingTimePerdayhrEditField.Value; %รับค่าตัวแปร tCN
WR = app.StoreWidthmEditField.Value;                %รับค่าตัวแปร WR
LR = app.StoreLengthmEditField.Value;               %รับค่าตัวแปร LR
HR = app.StoreHeightmEditField.Value;               %รับค่าตัวแปร HR
Ec = app.ElectricityCostBahtkWhEditField.Value;    %รับค่าตัวแปร Ec
VC = HR*LR*WR;                                       %คำนวณปริมาตรห้องเย็น
app.ColdStoreVolumemEditField.Value = VC;           %แสดงค่าตัวแปร VC
DC = tCN/(24);

switch app.ColdStoreTypeDropDown.Value %รับค่าตัวแปร ตัวประกอบการแก้ไขเพื่อ
รวมพลังงานที่ใช้โดยอุปกรณ์ไฟฟ้าอื่นๆภายในห้องเย็น สมการที่ 7
case 'Chilled cold store'
    cf = 0.52; %ห้องแช่เย็น cf = 0.52
case 'Frozen cold store'
    cf = 0.78; %ห้องแช่เยือกแข็ง cf = 0.78
end

switch app.ColdStoreServiceLifeyearDropDown.Value %รับค่าตัวแปร Clife
case '0-1'
    Clife = 1;
case '1-3'
    Clife = 0.92;
case '3-5'
    Clife = 0.865;
case '5-10'
    Clife = 0.855;
case '10-15'
    Clife = 0.832;
case '>15'
    Clife = 0.827;
end

%North wall
switch app.LocationofWallisInternalorExternalDropDown_2.Value %รับค่าตัวแปร NW
case 'Internal'
    NW = 1; %ผนังที่ศเหนืออยู่ในอาคาร NW = 1
case 'External'
    NW = 2; %ผนังที่ศเหนืออยู่นอกอาคาร NW = 2
end

switch app.ColorofWallDropDown.Value %รับค่าตัวแปร NWC
case 'Black'
    NWC = 1; %ผนังที่ศเหนือสีดำ NWC = 1
case 'Gray, Wood, Brick'
    NWC = 2; %ผนังที่ศเหนือสีเทา NWC = 2
case 'White'
    NWC = 3; %ผนังที่ศเหนือสีขาว NWC = 3
case 'In shaded'

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

NWC = 0; %ผนังทิศเหนือไม่โดนแดด NWC = 0
end

TN = app.OutsideTemperatureCEditField.Value; %รับค่าตัวแปร TN อุณหภูมิผนังทิศ
เหนือ
%East wall
switch app.LocationofWallisInternalorExternalDropDown_4.Value %รับค่าตัวแปร
EW
    case 'Internal'
        EW = 1; %ผนังทิศตะวันออกอยู่ในอาคาร EW =
    case 'External'
        EW = 2; %ผนังทิศตะวันออกอยู่นอกอาคาร EW = 2
    end
switch app.ColorofWallDropDown_2.Value %รับค่าตัวแปร EWC
    case 'Black'
        EWC = 1; %ผนังทิศตะวันออกสีด้า EWC = 1
    case 'Gray, Wood, Brick'
        EWC = 2; %ผนังทิศตะวันออกสีเทา EWC = 2
    case 'White'
        EWC = 3; %ผนังทิศตะวันออกสีขา EWC = 3
    case 'In shaded'
        EWC = 0; %ผนังทิศตะวันออกไม่โดนแดด EWC = 0
    end
end

TE = app.OutsideTemperatureCEditField_2.Value; %รับค่าตัวแปร TE อุณหภูมิผนังทิศ
ตะวันออก
%West wall
switch app.LocationofWallisInternalorExternalDropDown.Value %รับค่าตัวแปร
WW
    case 'Internal'
        WW = 1; %ผนังทิศตะวันตกอยู่ในอาคาร WW = 1
    case 'External'
        WW = 2; %ผนังทิศตะวันตกอยู่นอกอาคาร WW = 2
    end
End
switch app.ColorofWallDropDown_3.Value %รับค่าตัวแปร WWC
    case 'Black'
        WWC = 1; %ผนังทิศตะวันตกสีด้า WWC = 1
    case 'Gray, Wood, Brick'
        WWC = 2; %ผนังทิศตะวันตกสีเทา WWC = 2
    case 'White'
        WWC = 3; %ผนังทิศตะวันตกสีขา WWC = 3
    case 'In shaded'
        WWC = 0; %ผนังทิศตะวันตกไทโดนแดด WWC = 0
    end
End

TW = app.OutsideTemperatureCEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร TW อุณหภูมิผนังทิศ
ตะวันตก
%South wall
switch app.LocationofWallisInternalorExternalDropDown_3.Value %รับค่าตัว
แปร SW
    case 'Internal'
        SW = 1; %ผนังทิศใต้อยู่ในอาคาร SW = 1

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

        case 'External'
            SW = 2; %ผนังทึดใต้ออกอาคาร SW = 2
        end
    switch app.ColorofWallDropDown_4.Value %รับค่าตัวแปร SWC
        case 'Black'
            SWC = 1; %ผนังทึดใต้อาคาร SWC = 1
        case 'Gray, Wood, Brick'
            SWC = 2; %ผนังทึดใต้อาคาร SWC = 2
        case 'White'
            SWC = 3; %ผนังทึดใต้อาคาร SWC = 3
        case 'In shaded'
            SWC = 0; %ผนังทึดใต้อาคาร SWC = 0
        end
    TS = app.OutsideTemperatureCEditField_4.Value; %รับค่าตัวแปร TS อุณหภูมิผนังทึดใต้อาคาร
%Roof
switch app.LocationofRoofisInternalorExternalDropDown.Value %รับค่าตัวแปร RW
    case 'Internal'
        RW = 1; %หลังคาอยู่ภายในอาคาร RW = 1
    case 'External'
        RW = 2; %หลังคาอยู่ภายนอกอาคาร RW = 2
    end
switch app.ColorofRoofDropDown.Value %รับค่าตัวแปร RWC
    case 'Black'
        RWC = 1; %หลังคาสีดำ RWC = 1
    case 'Gray, Wood, Brick'
        RWC = 2; %หลังคาสีเทา RWC = 2
    case 'White'
        RWC = 3; %หลังคาสีขาว RWC = 3
    case 'In shaded'
        RWC = 0; %หลังคาสีไม่โดนแดด RWC = 0
    end
    TR = app.OutsideTemperatureCEditField_5.Value; %รับค่าตัวแปร TR อุณหภูมิหลังคา
%Insulation
%wall
switch app.TypeofWallInsulationDropDown.Value %รับค่า kw ตารางที่ 1
    case 'Expanded polystyrene (EPS)'
        kw = 0.037; %ผนังฉนวน EPS kw = 0.037
    case 'Extruded polystyrene (XPS)'
        kw = 0.035; %ผนังฉนวน XPS kw = 0.035
    case 'Polyurethane (PUR)'
        kw = 0.023; %ผนังฉนวน PUR kw = 0.023
    case 'Polyisocyanurate (PIR)'
        kw = 0.027; %ผนังฉนวน PIR kw = 0.027
    case 'Concrete'
        kw = 2.25; %ผนังฉนวน CONCRETE kw = 2.25
    end
    ew = app.ThicknessofWallInsulationmEditField.Value; %รับค่าตัวแปร ew ความหนาของฉนวน

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

%Floor
switch app.IsthereaspecificationDropDown_2.Value
    case 'No' %กรณีโรงงานไม่มีข้อมูลพื้นที่ห้องเย็น ใ้ค่า
Rf จาก AHSRAE
    switch app.ColdStoreTypeDropDown.Value
        case 'Chilled cold store'
            Rf = 3.5; %ห้องแช่เย็น Rf = 3.5 ตารางที่ 2
        case 'Frozen cold store'
            Rf = 4.8; %ห้องแช่เยือกแข็ง Rf = 4.8
    end
    case 'Yes' %กรณีโรงงานมีข้อมูลพื้นที่ห้องเย็น
    switch app.Typeof1stFloorInsulationDropDown.Value %รับค่าตัวแปร kf1
        case 'Expanded polystyrene (EPS)'
            kf1 = 0.037; %พื้นที่ชั้นที่ 1 เป็น EPS kf1=0.037
        case 'Extruded polystyrene (XPS)'
            kf1 = 0.035; %พื้นที่ชั้นที่ 1 เป็น XPS kf1=0.035
        case 'Polyurethane (PUR)'
            kf1 = 0.023; %พื้นที่ชั้นที่ 1 เป็น PUR kf1=0.023
        case 'Polyisocyanurate (PIR)'
            kf1 = 0.027; %พื้นที่ชั้นที่ 1 เป็น PIR kf1=0.027
        case 'Concrete'
            kf1 = 2.25; %พื้นที่ชั้นที่ 1 เป็น CONCRETE kf1 =2.25
    end
    ef1 = app.Thicknessof1stFloorInsulationmEditField.Value; %รับค่าตัวแปร ef1
    switch app.Typeof2ndFloorInsulationDropDown.Value %รับค่าตัวแปร kf2
        case 'Expanded polystyrene (EPS)'
            kf2 = 0.037; %พื้นที่ชั้นที่ 2 เป็น EPS kf2=0.037
        case 'Extruded polystyrene (XPS)'
            kf2 = 0.035; %พื้นที่ชั้นที่ 2 เป็น XPS kf2=0.035
        case 'Polyurethane (PUR)'
            kf2 = 0.023; %พื้นที่ชั้นที่ 2 เป็น PUR kf2=0.023
        case 'Polyisocyanurate (PIR)'
            kf2 = 0.027; %พื้นที่ชั้นที่ 2 เป็น PIR kf2=0.027
        case 'Concrete'
            kf2 = 2.25; %พื้นที่ชั้นที่ 2 เป็น CONCRETE kf2=2.25
    end
    ef2 = app.Thicknessof2ndFloorInsulationmEditField.Value; %รับค่าตัวแปร ef2
    switch app.Typeof3rdFloorInsulationDropDown.Value %รับค่าตัวแปร kf3
        case 'Expanded polystyrene (EPS)'
            kf3 = 0.037; %พื้นที่ชั้นที่ 3 เป็น EPS kf3=0.037
        case 'Extruded polystyrene (XPS)'
            kf3 = 0.035; %พื้นที่ชั้นที่ 3 เป็น XPS kf3=0.035
        case 'Polyurethane (PUR)'
            kf3 = 0.023; %พื้นที่ชั้นที่ 3 เป็น PUR kf3=0.023
        case 'Polyisocyanurate (PIR)'
            kf3 = 0.027; %พื้นที่ชั้นที่ 3 เป็น PIR kf3=0.027
        case 'Concrete'

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

kf3 = 2.25; %พื้นที่ 3 เป็น CONCRETE kf3=2.25
end

ef3 = app.Thicknessof3rdFloorInsulationmEditField.Value; %รับค่าตัวแปร ef3

Rf= (ef1/kf1)+(ef2/kf2)+(ef3/kf3%คำนวณ thermal resistant Rf ของพื้น
end
%Roof
switch app.IsthereaspecificationDropDown.Value %กรณีโรงงานไม่รุ้ข้อมูลของหลังคา
case 'No'
switch app.ColdStoreTypeDropDown.Value
case 'Chilled cold store'
Rr = 6.2; %ห้องแช่เย็น Rr = 6.2
case 'Frozen cold store'
Rr = 7.9; %ห้องแช่เยือกแข็ง Rr = 7.9
end
case 'Yes' %กรณีโรงงานรุ้ข้อมูลหลังคา
switch app.TypeofRoofInsulationDropDown.Value
case 'Cork' %หลังคาเป็น EPS kr = 0.037
kr = 0.036;
case 'Extruded polystyrene (XPS)'
kr = 0.035; %หลังคาเป็น XPS kr = 0.035
case 'Polyurethane (PUR)'
kr = 0.023; %หลังคาเป็น PUR kr = 0.023
case 'Polyisocyanurate (PIR)'
kr = 0.027; %หลังคาเป็น PIR kr = 0.027
case 'Concrete'
kr = 2.25; %หลังคาเป็น Concrete kr = 2.25
end
er = app.ThicknessofRoofInsulationmEditField.Value; %รับค่าตัวแปร er
Rr= (er/kr); %คำนวณ thermal resistant Rr ของหลังคา
end
%Door
ND = app.NumberofdoorEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร ND จำนวนประตู
Dw = app.WidthofdoormEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร Dw ความกว้างประตู
Dh = app.HeightofdoormEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร Dh ความสูงประตู
switch app.IsthereananteroomDropDown.Value %รับค่าตัวแปร Aroom
case 'Yes'
Aroom = 1; %มีห้องเตรียม Aroom = 1
case 'No'
Aroom = 2; %ไม่มีห้องเตรียม Aroom = 2
end
To = app.OutsideTemperatureCEditField_6.Value; %รับค่าตัวแปร To อุณหภูมิภายนอก
rh_o = app.OutsideRelativeHumidityEditField.Value; %รับค่าตัวแปร rh_o ความชื้น
ภายนอก

switch app.TypeofDoorprotectionDropDown.Value %รับค่าตัวแปร E อุปกรณ์ป้องกันประตู
case 'Wide open'
E = 0; %ไม่มีอุปกรณ์ป้องกัน E=0
case 'New plastic strip '
E = 0.95; %ม่านพลาสติกใหม่ E = 0.95
case 'Plastic strip'
E = 0.8; %ม่านพลาสติกเก่า E = 0.8

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

    case 'Air curtain'
        E = 0.7; %ม่านอากาศ E =0.7
    case 'Air lock with strip'
        E = 0.85; %air lock E = 0.85
End

tdo = app.DurationofEachDoorOpeningsEditField.Value; %รับค่าตัวแปร tdo
Ndo = app.NumberofDoorOpeningsperDayEditField.Value; %รับค่าตัวแปร Ndo
switch app.CurrentDoorSealConditionDropDown.Value %รับค่าตัวแปร v
    case 'Good'
        v = 0.0006; %ซีลขอบประตูสภาพดี v = 0.0006
    case 'Poor'
        v = 0.003; %ซีลขอบประตูสภาพไม่ดี v = 0.0003
end
L_ds = 2*(Dw+Dh);

%Product
switch app.TypeofProductKeptinacoldstoreDropDown.Value %รับค่า Prod
    case 'Fruits and Vegetables'
        Prod = 1; %ผลิตภัณฑ์เป็นผักและผลไม้ Prod = 1
    case 'Frozen products entered at the room temperature'
        Prod = 2; %ผลิตภัณฑ์เป็นอาหารแช่แข็งที่ลดอุณหภูมิแล้ว Prod = 2
End

Tpd0 = app.InitialTemperauteCEditField.Value; %รับค่าตัวแปร Tpd0 อุณหภูมิ
สินค้าเริ่มต้น
Mpd = app.ProductLoaderperDaykgdayEditField.Value; %รับค่าตัวแปร Mpd
cp_pr = app.SpecificHeatabovefreezingpointofProductJkgKEditField.Value;
%รับค่าตัวแปร cp_pr ความร้อนจำเพาะเหนือจุดเยือกแข็งของอาหาร
cp_prbe = app.SpecificHeatbelowfreezingpointofProductJkgKEditField.Value;
%รับค่าตัวแปร cp_prbe ความร้อนจำเพาะต่ำจุดเยือกแข็งของอาหาร
la_pr = app.LatentHeatofFusionJkgEditField.Value;
%รับค่าตัวแปร la_pr ความร้อนแฝงของอาหาร
gres = app.RespirationCoefficientgEditField.Value; %รับค่าตัวแปร gres
fres = app.RespirationCoefficientfEditField.Value; %รับค่าตัวแปร fres

%fork lift
Nfork = app.NumberofForkliftsEditField.Value; %รับค่าตัวแปร Nfork
Pfork = app.PowerWEditField_5.Value; %รับค่าตัวแปร Pfork
tfork = app.EstimatedOperationTimehdayEditField.Value; %รับค่าตัวแปร tfork

%Evaporator
Nefan = app.NumberofEvaporatorFansEditField.Value; %รับค่าตัวแปร Nefan
Pefan = app.PowerWEditField_6.Value; %รับค่าตัวแปร Pefan
eff_efan = app.EfficiencyEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร eff_efan

%Light
tlight = app.EstimatedOperationTimehdayEditField_2.Value; %รับค่าตัวแปร tlight
LF = app.LUXlmmEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร LF
switch app.TypeofLightBulbDropDown.Value %รับค่าตัวแปร Lamp
    case 'LED T5'
        Lamp = 1; %หลอดไฟ LED T5 Lamp = 1
    case 'LED T8'

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Lamp = 2; %หลอดไฟ LED T8 Lamp = 2
case 'Fluorescent T5'
Lamp = 3; %หลอดไฟ Fluorescent T5 Lamp = 3
case 'Fluorescent T8'
Lamp = 4; %หลอดไฟ Fluorescent T8 Lamp = 4
case 'Halogen'
Lamp = 5; %หลอดไฟ Halogen Lamp = 5
End

%Personnel
Npeople = app.ThenumberofPersonnelWorkinginColdStoresEditField.Value;
%รับค่าตัวแปร Npeop
tpeople = app.EstimatedOperationTimehdayEditField_3.Value; %รับค่าตัวแปร
tpeople

%defrost
switch app.TypeOfDefrostSystemDropDown.Value %รับค่าตัวแปร Defr
case 'Off cycle'
Defr = 2; %ระบบละลายน้ำแข็งโดยปิดระบบ Defr = 2
case 'Hot-gas'
Defr = 2; %ระบบละลายน้ำแข็งโดยใช้แก๊สร้อน Defr = 2
case 'Electrical heater'
Defr = 1; %ระบบละลายน้ำแข็งโดยใช้ heater Defr = 1
End

%----- Time-dependent variables -----%
BKK_Weather = readtable("Weather_C1Kanokfruit_2022"); %ดึงข้อมูลสภาพอากาศจาก
ไฟล์ excel
BKK = table2timetable(BKK_Weather); %ดึงข้อมูลสภาพอากาศจากไฟล์ excel
day = (hour(BKK.Time) >= 6 & (hour(BKK.Time) < 18)); %ช่วงกลางวัน 06:00-
17:00
night = (hour(BKK.Time) >= 18 | (hour(BKK.Time) < 6)); %ช่วงกลางคืน 18:00-
05:00
Tsoil = BKK(:, "Temperature_C"); %กำหนดตัวแปร Tsoil
อุณหภูมิดิน
v_wind = BKK(:, "WindSpeed_m_s"); %กำหนดตัวแปร v_wind
ความเร็วลม
Tday = BKK(day, "Temperature_C"); %กำหนดตัวแปร Tday
อุณหภูมิช่วงกลางวัน
Tnight = BKK(night, "Temperature_C"); %กำหนดตัวแปร Tnight
อุณหภูมิช่วงกลางคืน
v_wind_d = v_wind(day, "WindSpeed_m_s"); %กำหนดตัวแปร v_wind_d
ความเร็วลมช่วงกลางวัน
v_wind_n = v_wind(night, "WindSpeed_m_s"); %กำหนดตัวแปร v_wind_n
ความเร็วลมช่วงกลางคืน
tT = size(BKK,1); %เวลาทั้งหมด tT ชั่วโมง
td = size(Tday,1); %เวลาช่วงกลางวัน td
ชั่วโมง
tn = size(Tnight,1); %เวลาช่วงกลางคืน tn
ชั่วโมง
tday = removevars(Tday, 'Temperature_C');
tnight = removevars(Tnight, 'Temperature_C');
t = removevars(Tsoil, "Temperature_C");

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Tamb =BKK(:, "Temperature_C");

%----- constants value -----
cp_a = 1006;           % ค่าความจุความร้อนอากาศ [J/kg.°C]
P_atm = 101325;       % แรงดันบรรยากาศ [Pa]
g = 9.81;            % แรงโน้มถ่วง [m/s2]
Mda = 0.028966;      % มวลโมเลกุลอากาศแห้ง [kg/mol]
Mwv = 0.018015268;  % มวลโมเลกุลไอน้ำ [kg/mol]
Ru = 8.314472;       % ค่าคงตัวแก๊ส [Pa.m3/mol.K]
l_fu = 334e+3;       % ความจุความร้อนในการหลอมเหลวน้ำ [J/kg]
l_v = 2260e+3;       % ความจุความร้อนในการกลายเป็นไอของน้ำ [J/kg]

%Saturation water vapor pressure (SVP) [Pa] (Gatley D.P. 2013)
%constant value for LAPWS-IF97 equation 100>T>=373 C
N1= 1167.0521452767;   N2= -724213.16703206;
N3= -17.073846940092;  N4= 12020.82470247;
N5= -3232555.0322333;  N6= 14.91510861353;
N7= -4823.2657361591;  N8= 405113.40542057;
N9= -0.23855557567849; N10= 650.17534844798;

%constant value for IAPWS-06 equation -223<T<0 (Gatley,2013)
a1 = -21.2144006;   b1 = 0.003333333333;
a2 = 27.3203819;    b2 = 0.1206666667;
a3 = -6.10598130;   b3 = 1.703333333;

%% ภาระทางความร้อน heat load calculation

%----- Q1 Heat through the cold room wall-----
% -----(Foster et al, 2015) -----
% hi = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศภายใน surface heat transfer
coefficient inside a cold store [W/m2.K]
% ho = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศภายนอก surface heat transfer
coefficient outside a cold store outside a building [W/m2.K]

hi= 9.3;           %กำหนดตัวแปร hi
ho_d = ones(td,1); %กำหนดตัวแปร ho_d ช่วงกลางวัน
for i = 1:td       %คำนวณ ho ช่วงกลางวัน
    if (v_wind_d.WindSpeed_m_s(i,1)) <= 5 %ถ้าความเร็วลมไม่เกิน 5 ho_d
        คำนวณจากสมการที่ 16
        ho_d(i,1) = 5.62+(3.9*v_wind_d.WindSpeed_m_s(i,1));
    else
        ho_d(i,1) = 25;           %ถ้าความเร็วลมเกิน 5 ho_d เท่ากับ 25
    end
end

ho_n = ones(tn,1); %กำหนดตัวแปร ho_n ช่วงกลางคืน
for i = 1:tn       %คำนวณ ho ช่วงกลางคืน
    if (v_wind_n.WindSpeed_m_s(i,1)) <= 5 %ถ้าความเร็วลมไม่เกิน 5 ho_n
        คำนวณจากสมการที่ 16
        ho_n(i,1) = 5.62+(3.9*v_wind_n.WindSpeed_m_s(i,1));
    else
        ho_n(i,1) = 25;           %ถ้าความเร็วลมเกิน 5 ho_d เท่ากับ 25
    end
end

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

end

% Determination of surface areas and store volume
AN= WR*HR; %คำนวณพื้นที่ผนังทิศเหนือ [m^2]
AE= LR*HR; %คำนวณพื้นที่ผนังทิศตะวันออก [m^2]
AW= LR*HR; %คำนวณพื้นที่ผนังทิศตะวันตก [m^2]
AS= WR*HR; %คำนวณพื้นที่ผนังทิศใต้ [m^2]
AR= WR*LR; %คำนวณพื้นที่เพดาน [m^2]
AF= WR*LR; %คำนวณพื้นที่พื้น [m^2]
VR= WR*LR*HR; %คำนวณปริมาตรห้อง [m^3]

%wall color ค่าความร้อนจากการแผ่รังสีดวงอาทิตย์
%east
if EWC == 1
    SEE = 5; %ถ้า EWC = 1 แล้ว SEE = 5
elseif EWC == 2
    SEE = 4; %ถ้า EWC = 2 แล้ว SEE = 4
elseif EWC == 3
    SEE = 3; %ถ้า EWC = 3 แล้ว SEE = 3
else
    SEE = 0; %ถ้า EWC = 0 แล้ว SEE = 0
end
%west
if WWC == 1
    SEW = 5; %ถ้า WWC = 1 แล้ว SEW = 5
elseif WWC == 2
    SEW = 4; %ถ้า WWC = 2 แล้ว SEW = 4
elseif WWC == 3
    SEW = 3; %ถ้า WWC = 3 แล้ว SEW = 3
else
    SEW = 0; %ถ้า WWC = 0 แล้ว SEW = 0
end
%south
if SWC == 1
    SES = 3; %ถ้า SWC = 1 แล้ว SES = 3
elseif SWC == 2
    SES = 3; %ถ้า SWC = 2 แล้ว SES = 3
elseif SWC == 3
    SES = 2; %ถ้า SWC = 3 แล้ว SES = 2
else
    SES = 0; %ถ้า SWC = 0 แล้ว SES = 0
end
%roof
if RWC == 1
    SER = 11; %ถ้า RWC = 1 แล้ว SER = 11
elseif RWC == 2
    SER = 9; %ถ้า RWC = 2 แล้ว SER = 9
elseif RWC == 3
    SER = 5; %ถ้า RWC = 3 แล้ว SER = 5
else
    SER = 0; %ถ้า RWC = 0 แล้ว SER = 0
end

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

% 1.inside wall or 2.outside wall
%north -----
if NW == 1 %คำนวณ tranmission load ผนังทิศเหนือ กรณีอยู่ในอาคาร
    UWN= 1/(1/hi+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat transfer coefficient
    [W/m^2*K]
    qtrans_N_d= ones(td,1);
    qtrans_N_d= qtrans_N_d*(UWN*AN*(TN-Tth))/1000; %[kW] ช่วงกลางวัน

    qtrans_N_n= ones(tn,1);
    qtrans_N_n= qtrans_N_n*(UWN*AN*(TN-Tth))/1000; %[kW] ช่วงกลางคืน

else %คำนวณ qtrans ผนังทิศเหนือ กรณีอยู่นอกอาคาร
    for i=1:td %ช่วงกลางวัน
        UWN_d(i,1) = 1/(1/ho_d(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K]
        qtrans_N_d(i,1) = UWN_d(i,1)*AN*(Tday.Temperature_C_(i,1)-
        Tth)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางวัน
    end

    for i=1:tn %ช่วงกลางคืน
        UWN_n(i,1) = 1/(1/ho_n(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K]
        qtrans_N_n(i,1) = UWN_n(i,1)*AN*(Tnight.Temperature_C_(i,1)-
        Tth)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางคืน
    end
end

%east -----
if EW == 1 %คำนวณ tranmission load ผนังทิศตะวันออก กรณีอยู่ในอาคาร

    UWE= 1/(1/hi+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat transfer coefficient
    [W/m^2*K]

    qtrans_E_d= ones(td,1);
    qtrans_E_d= qtrans_E_d*(UWE*AE*(TE-Tth))/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
    กลางวัน

    qtrans_E_n= ones(tn,1);
    qtrans_E_n= qtrans_E_n*(UWE*AE*(TE-Tth))/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
    กลางคืน

else %คำนวณ tranmission load ผนังทิศตะวันออก กรณีอยู่นอกอาคาร
    for i=1:td
        UWE_d(i,1) = 1/(1/ho_d(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K]
        qtrans_E_d(i,1) = UWE_d(i,1)*AE*(Tday.Temperature_C_(i,1)-
        Tth+SEE)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางวัน
    end

    for i=1:tn
        UWE_n(i,1) = 1/(1/ho_n(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K]
        qtrans_E_n(i,1) = UWE_n(i,1)*AE*(Tnight.Temperature_C_(i,1)-
        Tth)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางคืน
    end
end

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

end
end

%west -----
if WW == 1 %คำนวณ tranmission load ผนังที่ติดตะวันตกกรณีอยู่ในอาคาร
    UWW= 1/(1/hi+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat transfer coefficient
    [W/m^2*K]

    qtrans_W_d= ones(td,1);
    qtrans_W_d= qtrans_W_d*(UWW*AW*(TW-Tth))/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
    กลางวัน

    qtrans_W_n= ones(tn,1);
    qtrans_W_n= qtrans_W_n*(UWW*AW*(TW-Tth))/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
    กลางคืน

else %คำนวณ tranmission load ผนังที่ติดตะวันตกกรณีอยู่นอกอาคาร
    for i=1:td
        UWW_d(i,1) = 1/(1/ho_d(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K] สมการที่ 15
        qtrans_W_d(i,1) = UWW_d(i,1)*AW*(Tday.Temperature_C_(i,1)-
        Tth+SEW)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางวัน
    end

    for i=1:tn
        UWW_n(i,1) = 1/(1/ho_n(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K]
        qtrans_W_n(i,1) = UWW_n(i,1)*AW*(Tnight.Temperature_C_(i,1)-
        Tth)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางคืน
    end
end

%south -----
if SW == 1 %คำนวณ tranmission load ผนังที่ติดวันใต้กรณีอยู่ในอาคาร
    UWS= 1/(1/hi+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat transfer coefficient
    [W/m^2*K]

    qtrans_S_d= ones(td,1);
    qtrans_S_d= qtrans_S_d*(UWS*AS*(TS-Tth))/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
    กลางวัน

    qtrans_S_n= ones(tn,1);
    qtrans_S_n= qtrans_S_n*(UWS*AS*(TS-Tth))/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
    กลางคืน

else %คำนวณ tranmission load ผนังที่ติดวันใต้กรณีอยู่นอกอาคาร
    for i=1:td
        UWS_d(i,1) = 1/(1/ho_d(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi); %overall heat
        transfer coefficient [W/m^2*K] สมการที่ 15
        qtrans_S_d(i,1) = UWS_d(i,1)*AS*(Tday.Temperature_C_(i,1)-
        Tth+SES)/1000; %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางวัน
    end
end

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

    for i=1:tn
        UWS_n(i,1) = 1/(1/ho_n(i,1)+Clife*ew/kw+1/hi);    %overall heat
transfer coefficient [W/m^2*K]
        qtrans_S_n(i,1) = UWS_n(i,1)*AS*(Tnight.Temperature_C_(i,1)-
Tth)/1000;    %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางคืน
    end
end

%roof -----
if RW == 1    %คำนวณ tranmission load เพดานกรณีอยู่ในอาคาร
for i=1:td
    UR_d(i,1) = 1/(1/hi+Clife*Rr+1/hi); %overall heat transfer coefficient
[W/m^2*K]

    qtrans_R_d(i,1) = UR_d(i,1)*AR*(TR-Tth)/1000;    %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
กลางวัน
end

for i=1:tn
    UR_n(i,1) = 1/(1/hi+Clife*Rr+1/hi);%overall heat transfer coefficient
[W/m^2*K]

    qtrans_R_n(i,1) = UR_n(i,1)*AR*(TR-Tth)/1000;    %[kW] คำนวณ qtrans ช่วง
กลางคืน
end

else %คำนวณ tranmission load เพดานกรณีอยู่นอกอาคาร
%day
for i=1:td
    UR_d(i,1) = 1/(1/ho_d(i,1)+Clife*Rr+1/hi);    %overall heat transfer
coefficient [W/m^2*K]

    qtrans_R_d(i,1) = UR_d(i,1)*AR*(Tday.Temperature_C_(i,1)-Tth+SER)/1000;
    %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางวัน
end

%night
for i=1:tn
    UR_n(i,1) = 1/(1/ho_n(i,1)+Clife*Rr+1/hi);    %overall heat transfer
coefficient [W/m^2*K]

    qtrans_R_n(i,1) = UR_n(i,1)*AR*(Tnight.Temperature_C_(i,1)-Tth)/1000;
    %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางคืน
end
end

%floor -----
%day %คำนวณ tranmission load พื้น ตอนกลางวัน
for i=1:td
    UF(i,1)= 1/(Clife*Rf+1/hi);
%overall heat transfer coefficient [W/m^2*K]
    qtrans_F_d(i,1)= UF(i,1)*AF*((Tday.Temperature_C_(i,1)-5.5)-Tth)/1000;
    %[kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางวัน

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

end
%night %คำนวณ tranmission load พื้น ตอนกลางคืน
for i=1:tn
    UF(i,1)= 1/(Clife*Rf+1/hi); %overall heat transfer coefficient
    [W/m^2*K]
    qtrans_F_n(i,1)= UF(i,1)*AF*(Tnight.Temperature_C_(i,1)-Tth)/1000;
    [kW] คำนวณ qtrans ช่วงกลางคืน
end

qtrans_N_d = addvars(tday,qtrans_N_d,'NewVariableNames','qtrans_N');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_N_d ในตารางเวลา qtrans_N
qtrans_N_n = addvars(tnight,qtrans_N_n,'NewVariableNames','qtrans_N');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_N_n ในตารางเวลา qtrans_N
qtrans_E_d = addvars(tday,qtrans_E_d,'NewVariableNames','qtrans_E');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_E_d ในตารางเวลา qtrans_E
qtrans_E_n = addvars(tnight,qtrans_E_n,'NewVariableNames','qtrans_E');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_E_n ในตารางเวลา qtrans_E
qtrans_W_d = addvars(tday,qtrans_W_d,'NewVariableNames','qtrans_W');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_W_d ในตารางเวลา qtrans_W
qtrans_W_n = addvars(tnight,qtrans_W_n,'NewVariableNames','qtrans_W');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_W_n ในตารางเวลา qtrans_W
qtrans_S_d = addvars(tday,qtrans_S_d,'NewVariableNames','qtrans_S');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_S_d ในตารางเวลา qtrans_S
qtrans_S_n = addvars(tnight,qtrans_S_n,'NewVariableNames','qtrans_S');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_S_n ในตารางเวลา qtrans_S
qtrans_R_d = addvars(tday,qtrans_R_d,'NewVariableNames','qtrans_R');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_R_d ในตารางเวลา qtrans_R
qtrans_R_n = addvars(tnight,qtrans_R_n,'NewVariableNames','qtrans_R');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_R_n ในตารางเวลา qtrans_R
qtrans_F_d = addvars(tday,qtrans_F_d,'NewVariableNames','qtrans_F');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_F_d ในตารางเวลา qtrans_F
qtrans_F_n = addvars(tnight,qtrans_F_n,'NewVariableNames','qtrans_F');
%เพิ่มตัวแปร qtrans_F_n ในตารางเวลา qtrans_F

qtrans_N = [qtrans_N_d;qtrans_N_n]; %รวมตัวแปรเข้าด้วยกัน
qtrans_N = sortrows(qtrans_N); %เรียงลำดับข้อมูลตามเวลา
qtrans_E = [qtrans_E_d;qtrans_E_n]; %รวมตัวแปรเข้าด้วยกัน
qtrans_E = sortrows(qtrans_E); %เรียงลำดับข้อมูลตามเวลา
qtrans_W = [qtrans_W_d;qtrans_W_n]; %รวมตัวแปรเข้าด้วยกัน
qtrans_W = sortrows(qtrans_W); %เรียงลำดับข้อมูลตามเวลา
qtrans_S = [qtrans_S_d;qtrans_S_n]; %รวมตัวแปรเข้าด้วยกัน
qtrans_S = sortrows(qtrans_S); %เรียงลำดับข้อมูลตามเวลา
qtrans_R = [qtrans_R_d;qtrans_R_n]; %รวมตัวแปรเข้าด้วยกัน
qtrans_R = sortrows(qtrans_R); %เรียงลำดับข้อมูลตามเวลา
qtrans_F = [qtrans_F_d;qtrans_F_n]; %รวมตัวแปรเข้าด้วยกัน
qtrans_F = sortrows(qtrans_F); %เรียงลำดับข้อมูลตามเวลา

qtrans = [qtrans_N qtrans_E qtrans_W qtrans_S qtrans_R qtrans_F];
%รวมตารางเวลาเข้าด้วยกัน
qtrans = mergevars(qtrans,1:6,'NewVariableName','qtrans');
%รวมตัวแปร qtrans_N qtrans_E qtrans_W qtrans_S qtrans_R qtrans_F เป็น qtrans
qtrans.qtrans = sum(qtrans.qtrans,2);
%คำนวณผลรวมของตัวแปร qtrans_N qtrans_E qtrans_W qtrans_S qtrans_R qtrans_F

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Qtrans = retime(qtrans,'monthly','sum');      %คำนวณ tranmission load แต่ละ
เดือน [kWh]

%----- Q2 heat through the door opening-----
%----- (ASHRAE REFIG)-----

%inside air-----
Ta_i= ones(tT,1)*(Tth+273.15); %Air temperature inside room [K]
rh_i= rh_i*ones(tT,1);

%คำนวณ ความดันของไอน้ำอิ่มตัวในอากาศ (Saturated water vapor pressure) (Pa)
for i=1:tT
    if Ta_i(i,1)>=273.15      %กรณีอุณหภูมิอากาศสูงกว่า 0 C
        Qi(i,1)= Ta_i(i,1)+(N9/(Ta_i(i,1)-N10));
        Ai(i,1)= Qi(i,1)^2+(N1*Qi(i,1))+N2;
        Bi(i,1)= (N3*Qi(i,1)^2)+(N4*Qi(i,1))+N5;
        Ci(i,1)= (N6*Qi(i,1)^2)+(N7*Qi(i,1))+N8;
        pws_i(i,1)= (10^6)*((2*Ci(i,1))/(-Bi(i,1)+(Bi(i,1)^2-
4*Ai(i,1)*Ci(i,1))^0.5))^4;      %สมการที่ 28 Saturated water vapor pressure
[Pa] T>0 (Gatley,2013)
    else
%กรณีอุณหภูมิต่ำกว่า 0 C
        Qi(i,1)= Ta_i(i,1)/273.16;
        pws_i(i,1) =
611.657*exp((a1*Qi(i,1)^b1+a2*Qi(i,1)^b2+a3*Qi(i,1)^b3)/Qi(i,1)); Saturated
water vapor pressure [Pa] T<0 (Gatley,2013)
    end
end

%คำนวณ ความดันของไอน้ำในอากาศ (Water vapor pressure) (Pa) และ ความชื้นสัมพัทธ์ของ
อากาศ (Relative humidity) (%)
for i=1:tT
    pwv_i(i,1)= pws_i(i,1)*(rh_i(i,1)/100); %Actual water vapor pressure
[Pa]
    Xi(i,1)= (Mwv/Mda)*(pwv_i(i,1)/(P_atm-pwv_i(i,1))); %Humidity
ratio [kg water vapor/kg dry air]
    rho_i(i,1)= (Mda*P_atm)/(Ru*Ta_i(i,1)*(1+(Mda/Mwv)*Xi(i,1)));
%density of outside air [kg/m^3]
end

% %outside air-----
if Aroom == 1%กรณีมีห้องเตรียม
    Ta_o= ones(tT,1)*(To+273.15);      %Air temperature inside room [K]
    rh_o= rh_o*ones(tT,1);
    for i=1:tT
        %คำนวณ ความดันของไอน้ำอิ่มตัวในอากาศ (Saturated water vapor pressure) (Pa)
        if Ta_o>=273.15
            %กรณีอุณหภูมิอากาศสูงกว่า 0 C
            Qo(i,1)= Ta_o(i,1)+(N9/(Ta_o(i,1)-N10));
            Ao(i,1)= Qo(i,1)^2+(N1*Qo(i,1))+N2;
            Bo(i,1)= (N3*Qo(i,1)^2)+(N4*Qo(i,1))+N5;
            Co(i,1)= (N6*Qo(i,1)^2)+(N7*Qo(i,1))+N8;

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

        pws_o(i,1)= (10^6)*((2*Co(i,1))/(-Bo(i,1)+(Bo(i,1)^2-
4*Ao(i,1)*Co(i,1))^0.5))^4; %Saturated water vapor pressure [Pa] T>0
(Gatley,2013)
    else
%กรณีอุณหภูมิต่ำกว่า 0 C
        Q_o(i,1)= Ta_o(i,1)/273.16;
        pws_o(i,1) =
611.657*exp((a1*Q_o(i,1)^b1+a2*Q_o(i,1)^b2+a3*Q_o(i,1)^b3)/Q_o(i,1)); %
Saturated water vapor pressure [Pa] T<0 (Gatley,2013)
    end

        %คำนวณ ความดันของไอน้ำในอากาศ (Water vapor pressure) (Pa) และ ความชื้น
สัมพัทธ์ของอากาศ (Relative humidity) (%)
        pwv_o(i,1)= pws_o(i,1)*(rh_o(i,1)/100);
% Actual water vapor pressure [Pa]
        Xo(i,1)= (Mwv/Mda)*(pwv_o(i,1)/(P_atm-pwv_o(i,1)));
% Humidity ratio kg water vapor/kg dry air
        rho_o(i,1)= (Mda*P_atm)/(Ru*Ta_o(i,1)*(1+(Mda/Mwv)*Xo(i,1)));
% density of outside air [kg/m^3]
    end

else
%กรณีไม่มีห้องเตรียม
    To= BKK(:, "Temperature_C");
%รับค่าตัวแปร To
    Ta_o= (To.Temperature_C+273.15);
%ตัวแปร Ta_o
    rh_o= BKK(:, "RelativeHumidity___");
%รับค่าตัวแปร rh_o
    for i=1:tT
%คำนวณ ความดันของไอน้ำอิ่มตัวในอากาศ (Saturated water vapor pressure) (Pa)
        Qo(i,1)= Ta_o(i,1)+(N9/(Ta_o(i,1)-N10));
        Ao(i,1)= Qo(i,1)^2+(N1*Qo(i,1))+N2;
        Bo(i,1)= (N3*Qo(i,1)^2)+(N4*Qo(i,1))+N5;
        Co(i,1)= (N6*Qo(i,1)^2)+(N7*Qo(i,1))+N8;
        pws_o(i,1)= (10^6)*((2*Co(i,1))/(-Bo(i,1)+(Bo(i,1)^2-
4*Ao(i,1)*Co(i,1))^0.5))^4;
%สมการที่ 28 Saturated water vapor pressure [Pa] T>0 (Gatley,2013)

        pwv_o(i,1)= pws_o(i,1)*(rh_o.RelativeHumidity__(i,1)/100);
%Actual water vapor pressure [Pa]
        Xo(i,1)= (Mwv/Mda)*(pwv_o(i,1)/(P_atm-pwv_o(i,1)));
%Humidity ratio kg water vapor/kg dry air
        rho_o(i,1)= (Mda*P_atm)/(Ru*Ta_o(i,1)*(1+(Mda/Mwv)*Xo(i,1)));
%density of outside air [kg/m^3]
    end
end

for i=1:tT
    Fm(i,1)= (2/(1+(rho_i(i,1)/rho_o(i,1))^(1/3)))^1.5 ; %density factor
    F1(i,1)= (1-(rho_o(i,1)/rho_i(i,1)))^0.5;
    mdo(i,1)= (1-
E)*0.221*(Dw*Dh)*rho_i(i,1)*F1(i,1)*((9.81*Dh)^0.5)*Fm(i,1); %อัตราการการไหล
ของอากาศร้อนที่เข้ามาภายในห้องเย็นขณะเปิดประตู [kg/s]

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

    mds(i,1)= v*rho_i(i,1)*L_ds;          %อัตราการไหลของอากาศร้อนเข้ามาภายในห้อง
    บริเวณขอบประตู [kg/s]
    m_ad(i,1)= mds(i,1)+mdo(i,1);        %อัตราการไหลของอากาศร้อนเข้ามาภายในห้อง
    ทั้งหมด [kg/s]
    qdo(i,1)= ND*m_ad(i,1) * (cp_a*(Ta_o(i,1)-Ta_i(i,1))+Xo(i,1)-
    Xi(i,1))*(l_fu+l_v)) * tdo*Ndo/(24*3600*1000); %ปริมาณความร้อนจากอากาศ
    ร้อนเข้ามาภายในห้องเย็น [kW]
    end

    qdo = addvars(t,qdo,'NewVariableNames','qdo'); %เพิ่มตัวแปรเวลา t กับ ตัวแปร
    qdo ในตารางเวลา
    Qdo = retime(qdo,'monthly','sum'); %คำนวณ infiltration load แต่ละเดือน
    [kWh]

%-----Q3 people, forklift, light -----
% Determination of surface areas and store volume

Alamp = AF+AN+AE+AW+AS;
%Selection of luminous efficacy of lamps used [lm/W]
%PHILIPS Lighting price list 2019-2020 (PHILIPS ELECTRONICS (THAILAND)
CO., LTD.)
    switch Lamp %รับค่าตัวแปร elamp ตาราง 7
    case 1
        elight = 130; %LED T5
    case 2
        elight = 105; %LED T8
    case 3
        elight = 89; %Fluorescent T5
    case 4
        elight = 72; %Fluorescent T8
    case 5
        elight = 49.1; %Halogen
    end

%light
pl= (LF*Alamp)/elight; %ปริมาณความร้อนจากระบบแสงสว่าง [W]
qlight= pl*tlight/(24*1000); %ปริมาณความร้อนจากระบบแสงสว่างในช่วงเวลาใช้งาน
qlight= qlight*ones(tT,1);
qlight = addvars(t,qlight,'NewVariableNames','qlight'); %เพิ่มตัวแปร
เวลา t กับ ตัวแปร qlight ในตารางเวลา
Qlight = retime(qlight,'monthly','sum'); %คำนวณ lighting load แต่ละเดือน
[kWh]

%fork lift
qfork= Nfork*Pfork*tfork/(24*1000);%heat load from fork lift [kW]
qfork= qfork*ones(tT,1);
qfork = addvars(t,qfork,'NewVariableNames','qfork'); %เพิ่มตัวแปรเวลา t
กับ ตัวแปร qf1 ในตารางเวลา
Qfork = retime(qfork,'monthly','sum'); %คำนวณ fork lift load แต่ละ
เดือน [kWh]

%people

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

    qpeople= 1.25*Npeople*(272-6*Tth)*(tpeople/24)/1000; %ปริมาณความร้อนจาก
    รยกสินค้าที่ทำงานภายในห้องเย็น [kW]
    qpeople= qpeople*ones(tT,1);
    qpeople = addvars(t,qpeople,'NewVariableNames','qpeople'); %เพิ่มตัวแปร
    เวลา t กับ ตัวแปร qpeople ในตารางเวลา
    Qpeople = retime(qpeople,'monthly','sum'); %คำนวณ peolple load แต่
    ละเดือน[kWh]

%----- Q4 Evaporator fans (motors)-----
%-----%
eff_efan = eff_efan/100;
    for i=1:tT
        qefan(i,1) = DC*Nefan*(Pefan/eff_efan)/1000; %ปริมาณความร้อนจาก
        พัดลม [kW]
    end

qefan = addvars(t,qefan,'NewVariableNames','qefan');%เพิ่มตัวแปรเวลา t กับ ตัวแปร
qpfan ในตารางเวลา
Qefan = retime(qefan,'monthly','sum'); %คำนวณ fan load แต่ละเดือน[kWh]

%----- Q5 Products-----
%-----%

switch Prod
    case 1 %กรณีอาหารไม่มีการ precooling
        switch app.ColdStoreTypeDropDown.Value
            case 'Chilled cold store'
                for i=1:tT
                    qpd(i,1) = (Mpd*cp_pr*(Tpd0-Tth))/(24*3600); %สมการที่ 41 ปริมาณความ
                    ร้อนที่ใช้ลดอุณหภูมิสินค้า [W]
                    qres(i,1) = (10.7*fres/3600)*(((9*Tth/5)+32)^gres)*(Mpd/24); %
                    สมการที่ 42 ปริมาณความร้อนจากการหายใจของสินค้าจำพวกผักและผลไม้ [W]
                    qprod(i,1) = (qpd(i,1)+qres(i,1))/1000; %ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่
                    จัดเก็บภายในห้องเย็น [kW]
                end

                case 'Frozen cold store'
                    for i=1:tT
                        qpdab(i,1) = (Mpd*cp_pr*(Tpd0-0))/(24*3600); %สมการที่ 41 ปริมาณความ
                        ร้อนที่ใช้ลดอุณหภูมิสินค้า [W] เหนือจุดเยือกแข็ง
                        qpdbe(i,1) = (Mpd*cp_prbe*(0-Tth))/(24*3600); %ปริมาณความร้อนที่ใช้ลด
                        อุณหภูมิสินค้า [W] ต่ำจุดเยือกแข็ง
                        qpdla(i,1) = (Mpd*la_pr)/(24*3600); %ปริมาณความร้อนที่เปลี่ยนสถานะของ
                        ของเหลวในอาหาร
                        qprod(i,1) = (qpdab(i,1)+qpdbe(i,1)+qpdla(i,1))/1000; %ภาระทาง
                        ความร้อนจากสินค้าที่จัดเก็บภายในห้องเย็น [kW]
                    end
                end

            end

        case 2 %กรณีอาหารมีการ precooling
            qpd = zeros(tT,1); %ปริมาณความร้อนที่ใช้ลดอุณหภูมิสินค้า [W]

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

qres = zeros(tT,1); %ปริมาณความร้อนจากการหายใจของสินค้าจำพวกผักและ
ผลไม้ [W]
qprod = zeros(tT,1); %ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่จัดเก็บภายใน
ห้องเย็น [kW]
end

qprod = addvars(t,qprod,'NewVariableNames','qprod'); %เพิ่มตัวแปรเวลา t
กับ ตัวแปร qprod ในตารางเวลา
Qprod = retime(qprod,'monthly','sum'); %คำนวณ product load แต่ละเดือน
[kWh]

%----- Q6 = Defrost operation -----
%-----
switch Defr
case 1
for i=1:tT %ระบบละลายน้ำแข็งที่เป็นการละลายน้ำแข็งโดย heater
eff_defr = 0.3;
qdefr(i,1) = ((1/eff_defr)-1) * (m_ad(i,1)*(Xo(i,1)-Xi(i,1))) *
(1_fu/1000)* tdo*Ndo/(24*3600); %ปริมาณความร้อนจากเครื่องทำความร้อนของระบบละลาย
น้ำแข็ง [kW]
end
case 2 %ระบบละลายน้ำแข็งที่เป็นการละลายน้ำแข็งโดยธรรมชาติ (ปิดระบบทำความเย็น)
หรือใช้แก๊สรีดร้อน
qdefr(1:tT,1) = 0;
end

qdefr = addvars(t,qdefr,'NewVariableNames','qdefr'); %เพิ่มตัวแปรเวลา t กับ ตัวแปร
qdefr ในตารางเวลา
Qdefr = retime(qdefr,'monthly','sum'); %คำนวณ defrost load แต่ละเดือน [kWh]

qheat = [qtrans qdo qpeople qlight qfork qefan qprod qdefr];
%รวมตัวแปร qtrans qdo qpeople qlight qf1 qefan qpd qdefr ให้อยู่ตารางเวลาเดียวกัน
qheat_total = mergevars(qheat,1:8,'NewVariableName','qheat');
%รวมตัวแปร qtrans qdo qpeop qlight qf1 qefan qpd qdefr เข้าด้วยกัน qheat_total
qheat_total.qheat = sum(qheat_total.qheat,2);
%รวมค่าตัวแปร qtrans qdo qpeop qlight qf1 qefan qpd qdefr เข้าด้วยกัน qheat

Qheat = [Qtrans Qdo Qpeople Qlight Qfork Qefan Qprod Qdefr];
%รวมตัวแปร Qtrans Qdo Qpeople Qlight Qfork Qefan Qpd Qdefr ให้อยู่ตารางเวลาเดียวกัน
Qheat_total = mergevars(Qheat,1:8,'NewVariableName','Qheat');
%รวมตัวแปร Qtrans Qdo Qpeople Qlight Qfork Qefan Qpd Qdefr เข้าด้วยกัน
Qheat_total
Qheat_total.Qheat = sum(Qheat_total.Qheat,2);
%รวมค่าตัวแปร Qtrans Qdo Qpeople Qlight Qfork Qefan Qpd Qdefr เข้าด้วยกัน Qheat

% %% ----- Electrical power [W]-----
--
% %-----COP & compressor-----
--
eff_comp = 0.25; %สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น

for i=1:tT

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Tcold(i,1) = (Tth-10)+273.15; %evaporating temperature [K] Steven
et al. (2021)
%-----
Thot(i,1) = (Tamb.Temperature_C_(i,1)+10)+273.15; %condensing
temperature [K] Steven et al. (2021)
end

for i=1:tT
    COPc(i,1) = Tcold(i,1)/(Thot(i,1)-Tcold(i,1));
    Pcom(i,1) = (DC*qheat_total.qheat(i,1))/(COPc(i,1)*eff_comp);
%พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของเครื่องอัดไอ [kW]
end


COPc = addvars(t,COPc,'NewVariableNames','COPc'); %เพิ่มตัวแปรเวลา t กับ ตัวแปร
COPc ในตารางเวลา
COPc = retime(COPc,'monthly','mean'); %หาค่าเฉลี่ย COPc แต่ละเดือน

Pcom = addvars(t,Pcom,'NewVariableNames','Pcom'); %เพิ่มตัวแปรเวลา t กับ ตัวแปร
Pcom ในตารางเวลา
Pcom = retime(Pcom,'monthly','sum'); %ผลรวม Pcom แต่ละเดือน [kWh]
Pcomyearly=retime(Pcom,'yearly','sum');%ผลรวม Pcom ทั้งปี [kWh]

for i=1:12
    Pcold(i,1) = Pcom.Pcom(i,1)/cf; %พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของห้องเย็น [kW]
end

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ง
ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกอุณหภูมิและอุณหภูมิภายใน
ห้องเย็นแต่ละห้อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ห้องเย็น F1

(1) ลักษณะของห้องเย็น

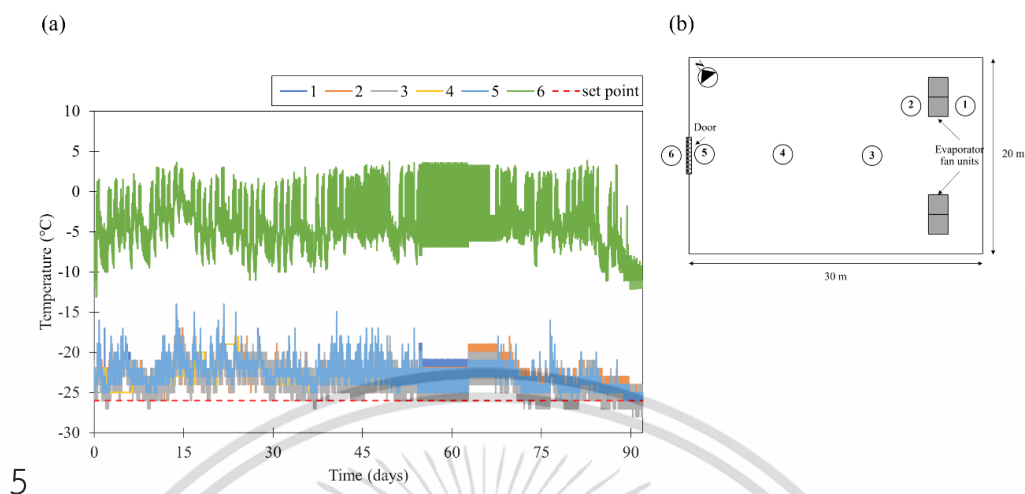
ลักษณะของห้องเย็น F1 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.1

ตารางที่ ง.1 ลักษณะของห้องเย็น F1

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 20 เมตร ยาว 30 เมตร สูง 8 เมตร ปริมาตร 4,800 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : แอมโมเนีย (R717) อุณหภูมิตั้งค่า : -26 °C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน กว้าง 2.5 เมตร สูง 3 เมตร มีม่านพลาสติกป้องกันหน้าประตู มีห้องพักอากาศหน้าประตู (อุณหภูมิ -2 °C)
สินค้า	ผลไม้แช่แข็ง (เช่น ทูเรียน, มะม่วง, มังคุด) มีการลดอุณหภูมิของผลไม้ก่อนนำมาเก็บไว้ในห้องเย็น โดยใช้เครื่องแช่แข็งแบบลมเย็นเป่า

(2) อุณหภูมิภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) แสดงดังรูปที่ ง.1 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน แต่พบว่าอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (-26 °C, เส้นประสีแดง)



5

รูปที่ ๑.1 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัด

อุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ -24°C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ 2°C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุด 1°C แสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นมีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิ (TTF) ภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่งพบว่า อุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงเกิน 2°C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 3°C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ (STF) พบว่ามีค่าสูงเกิน 2°C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 11°C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน -14°C และต่ำสุดไม่เกิน -31°C ดังแสดงในตารางที่ ๑.2

ตารางที่ ง.2 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F1

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	-23	1	-16	-26	10
2	-24	2	-16	-28	12
3	-25	2	-18	-28	10
4	-25	3	-18	-31	13
5	-23	1	-14	-26	12
ค่าเฉลี่ย	-24				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	0.6				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	1				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ -5°C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 4°C และน้อยสุดไม่เกิน -13°C ดังแสดงในตารางที่ ง.3

ตารางที่ ง.3 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นของ F1

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
6	-5	3	4	-13	16.88

จากข้อมูลที่วัดได้นี้ ห้องเย็น F1 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือ อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นและความแปรปรวนของอุณหภูมิอยู่ในระดับเหมาะสม แต่ความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่นั้นสูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

2. ห้องเย็น F2

(1) ลักษณะของห้องเย็น

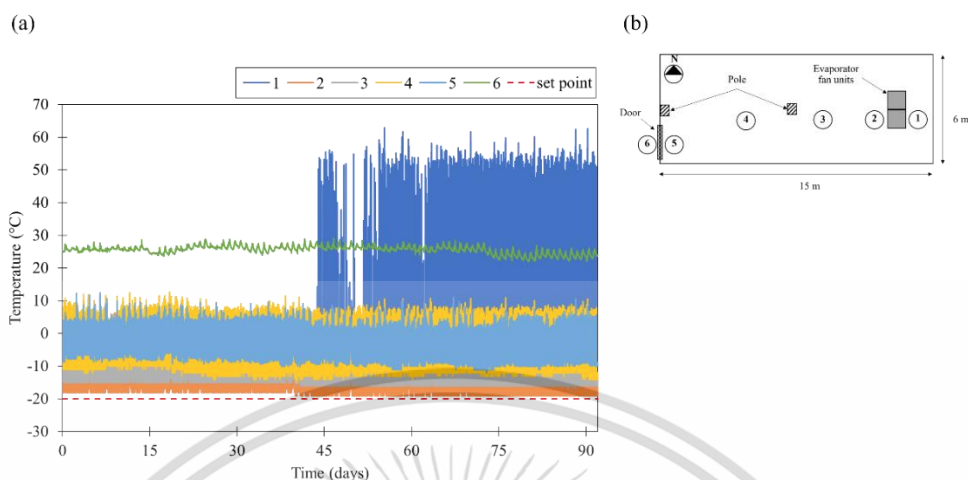
ลักษณะของห้องเย็น F2 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.4

ตารางที่ ง.4 ลักษณะของห้องเย็น F2

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 6 เมตร ยาว 15 เมตร สูง 2.6 เมตร ปริมาตร 234 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : R22 อุณหภูมิตั้งค่า : -20°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด กว้าง 1.5 สูง 2.2 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นพื้นที่ไม่ปรับอากาศ แต่อุณหภูมิ หน้าประตูมีค่าเฉลี่ยประมาณ 24°C
สินค้า	อาหารแปรรูปแช่แข็ง (ขนมหวาน) มีการลดอุณหภูมิของอาหารก่อนนำมาเก็บไว้ในห้อง เย็น โดยใช้เครื่องแช่แข็งแบบลมเย็นเป่า (Air blast freezer)

(2) อุณหภูมิภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) แสดงในรูปที่ ง.2 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน แต่พบว่าอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (-20°C , เส้นประสีแดง)



รูปที่ ๖.๒ (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัด

อุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ -10°C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้สูงถึง 10°C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุด 8°C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นไม่ความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง (TTF) พบว่าอุณหภูมิมี่ความแปรปรวนสูงเกิน 2°C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 12°C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ (STF) พบว่า มีค่าสูงเกิน 2°C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 57°C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 63°C และต่ำสุดไม่เกิน -19°C ดังแสดงในตารางที่ ๖.๕

ตารางที่ ๖.๕ อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F2

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)	
1	-11	12	63	-19	82
2	-14	6	11	-19	30
3	-12	6	11	-17	28
4	-9	5	13	-15	28
5	-6	4	12	-12	24
ค่าเฉลี่ย	-10				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	3				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	8				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ 26 °C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 29 °C และน้อยสุดไม่เกิน 22 °C แสดงดังตารางที่ ง.6

ตารางที่ ง.6 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น F2

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
6	26	1	29	22	7

จากการเก็บข้อมูลที่วัดได้ พบว่า ห้องเย็น F2 ประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมಿಯู่ในระดับ **ควรปรับปรุง** กล่าวคือ อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นสูงกว่าอุณหภูมิที่เหมาะสม (-18 °C สำหรับสินค้าแช่เยือกแข็ง) รวมทั้งความแปรปรวนของอุณหภูมิและความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนดไว้

3. ห้องเย็น F3

(1) ลักษณะห้องเย็น

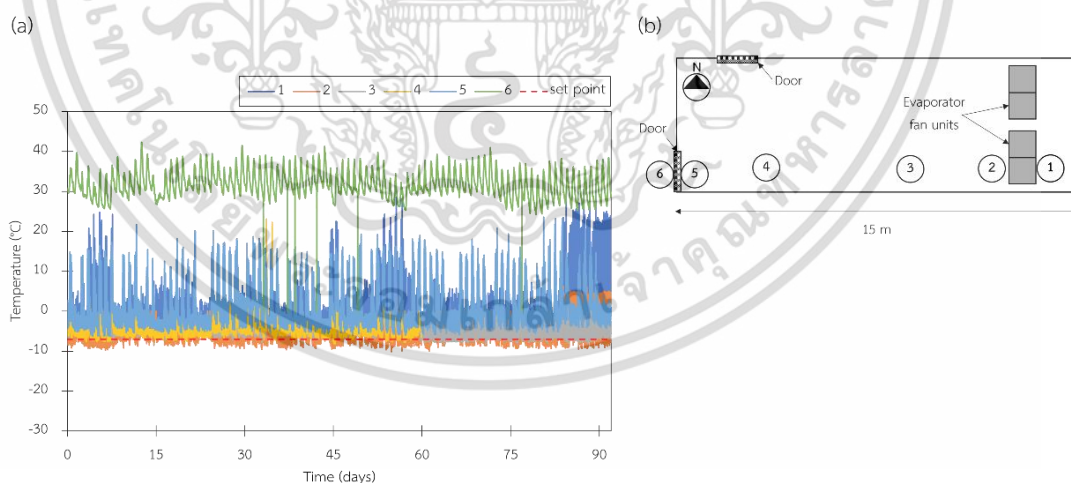
ลักษณะของห้องเย็น F3 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.7

ตารางที่ ง.7 ลักษณะของห้องเย็น F3

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 5 เมตร ยาว 15 เมตร สูง 3.5 เมตร ปริมาตร 262.5 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : R404a อุณหภูมิตั้งค่า : -7°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด กว้าง 1.5 สูง 2 เมตร จำนวน 2 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นพื้นที่ไม่ปรับอากาศ (31.3°C)
สินค้า	อาหารแปรรูปแช่แข็ง ไม่มีการลดอุณหภูมิของสินค้าเบื้องต้นก่อนนำมาเก็บไว้ในห้องเย็น

(2) อุณหภูมิภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน แสดงรูปที่ ง.3 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน แต่พบว่าอุณหภูมิที่บางตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (-7°C เส้นประสีแดง)



รูปที่ ง.3 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ -3.1°C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ตั้งค่าไว้ 4 °C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุด 5.4 °C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นไม่มีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงเกิน 2 °C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 4.5 °C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่ามีค่าสูงเกิน 2 °C เช่นกัน (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 29.9 °C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 31.5 °C และต่ำสุดไม่เกิน -10.0 °C ดังแสดงในตารางที่ ง.8

ตารางที่ ง.8 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F3

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	-3.4	2.6	31.5	-8.5	40.0
2	-4.6	2.0	20.2	-10.0	30.2
3	-4.2	1.6	16.5	-8.0	24.5
4	-3.9	2.2	23.0	-8.0	31.0
5	0.8	4.5	23.5	-6.2	29.7
ค่าเฉลี่ย	-3.1				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	2.0				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	5.4				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ 31.7 °C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 42.3 °C และน้อยสุดไม่เกิน 24.2 °C แสดงดังตารางที่ ง.9

ตารางที่ ง.9 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น F3

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
6	31.7	3.3	42.3	24.2	18.1

จากการเก็บข้อมูลที่วัดได้ ห้องเย็น F3 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในเกณฑ์ปานกลาง กล่าวคือ ความแปรปรวนของอุณหภูมิอยู่ในระดับเหมาะสม แต่อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นสูงกว่าอุณหภูมิที่เหมาะสม (-18 °C สำหรับอาหารแช่เยือกแข็ง) และความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

4. ห้องเย็น F4

(1) ลักษณะของห้องเย็น

ลักษณะของห้องเย็น F4 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.10

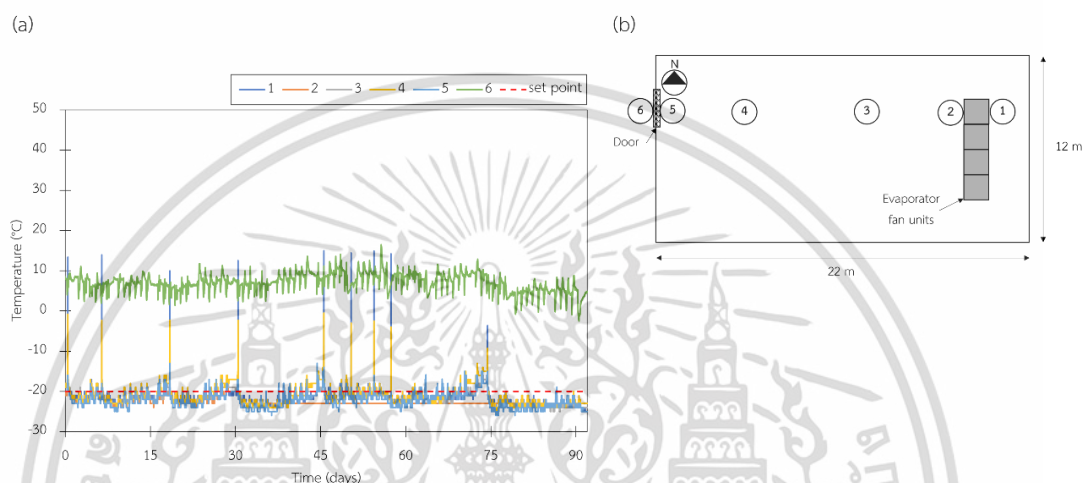
ตารางที่ ง.10 ลักษณะของห้องเย็น F4

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 12 เมตร ยาว 22 เมตร สูง 7 เมตร ปริมาตร 1848 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : แอมโมเนีย (R717) อุณหภูมิตั้งค่า : -20°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด กว้าง 2.4 สูง 3 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นห้องพัก (5.8°C)
สินค้า	อาหารทะเลแช่แข็ง มีการลดอุณหภูมิของสินค้าก่อนนำมาเก็บไว้ในห้องเย็น ด้วยเครื่องแช่เยือกแข็งที่ใช้การพ่นลมเย็นจัด (air blast freezer)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(2) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน แสดงในรูปที่ 4 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน และพบว่าอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (-20°C เส้นประสีแดง)



รูปที่ 4 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ -22°C ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ 2°C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุด 1°C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นมีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงไม่เกิน 2°C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 2°C) แต่เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่าอุณหภูมามีความแปรปรวนเชิงพื้นที่สูงเกิน 2°C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 38°C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 15°C และต่ำสุดไม่เกิน -26°C ดังแสดงในตารางที่ 4.11

ตารางที่ ง.11 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นของห้องเย็น F4

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)		(°C)	(°C)	
1	-21	2	15	-25	40
2	-23	1	-7	-24	17.4
3	-22	2	-3	-25	22.5
4	-21	2	-1	-25	24.5
5	-22	2	-13	-26	13
ค่าเฉลี่ย	-22				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	1				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	1				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ 7 °C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 17 °C และน้อยสุดไม่เกิน -3 °C แสดงดังตารางที่ ง.12

ตารางที่ ง.12 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นของห้องเย็น F4

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)		(°C)	(°C)	
6	7	2	17	-3	19

จากข้อมูลที่วัดได้ ห้องเย็น F4 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือ อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นต่ำกว่าอุณหภูมิที่เหมาะสม (-18 °C สำหรับอาหารแช่เยือกแข็ง) และความแปรปรวนของอุณหภูมิไม่เกิน 2 °C อย่างไรก็ตามความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

5. ห้องเย็น F5

(1) ลักษณะของห้องเย็น

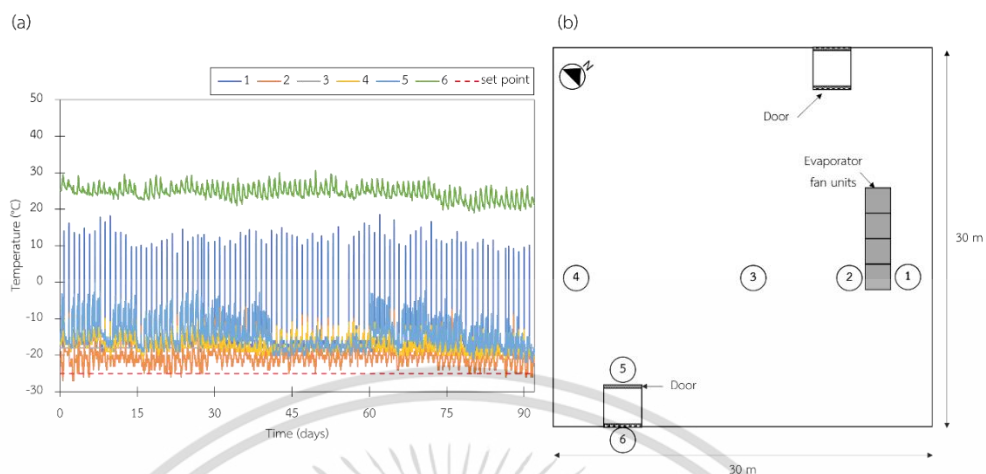
ลักษณะของห้องเย็น F5 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.13

ตารางที่ ง.13 ลักษณะของห้องเย็น F5

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 18 เมตร ยาว 18 เมตร สูง 9 เมตร ปริมาตร 2,916 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : แอมโมเนีย (R717) อุณหภูมิตั้งค่า : -25°C
ทางเข้า	ประตูบานม้วน ขนาด กว้าง 2.5 สูง 3 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นห้องพักมีลักษณะเป็นอุโมงค์
สินค้า	อาหารทะเลแช่แข็ง มีการลดอุณหภูมิของสินค้าก่อนนำมาเก็บไว้ในห้องเย็น โดยใช้เครื่องแช่แข็งแบบลมเย็นเป่าแบบสายพานเกลียว (Spiral Blast Freezer)

(2) อุณหภูมิภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน แสดงในรูปที่ ง.5 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นแตกต่างกันอย่างชัดเจน และพบว่าอุณหภูมิทุกตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (-25°C เส้นประสีแดง)



รูปที่ ๕.๕ (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัด

อุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ -17°C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ 8°C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุดเกิน 6°C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นไม่มีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงเกิน 2°C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 4°C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่ามีค่าสูงเกิน 2°C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกันเท่ากับ 36°C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 18°C และต่ำสุดไม่เกิน -27°C แสดงดัง ตารางที่ ๕.14

ตารางที่ ง.14 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น F5

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)		(°C)	(°C)	
1	-16	4	18	-21	39
2	-21	2	-6	-27	21
3	-18	0	-18	-18	0
4	-18	2	-10	-21	11.5
5	-15	4	-0	-22	21.7
ค่าเฉลี่ย	-17				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	2				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	6				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ 25 °C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 31 °C และน้อยสุดไม่เกิน 19 °C แสดงดังตารางที่ ง.15

ตารางที่ ง.15 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)		(°C)	(°C)	
6	25	2	31	19	12

จากข้อมูลที่วัดได้ ห้องเย็น F5 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือความแปรปรวนของอุณหภูมิอยู่ในระดับที่เหมาะสม แต่อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นสูงกว่าอุณหภูมิที่เหมาะสมและความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

6. ห้องเย็น C1

(1) ลักษณะห้องเย็น

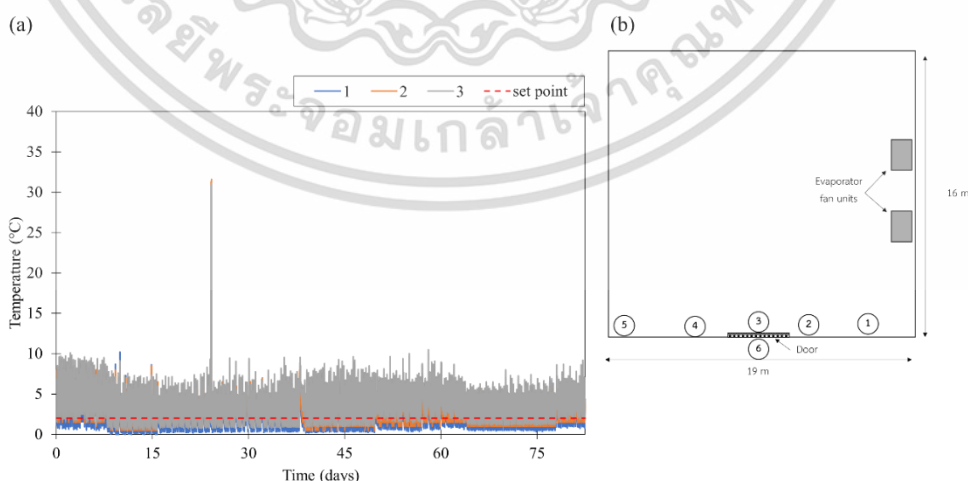
ลักษณะของห้องเย็น C1 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.16

ตารางที่ ง.16 ลักษณะของห้องเย็น C1

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 16 เมตร ยาว 16 เมตร สูง 6.3 เมตร ปริมาตร 1915.2 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : อุณหภูมิตั้งค่า : 2°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด 2.5 กว้าง สูง 3 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกันและม่าน อากาศ พื้นที่หน้าประตูเป็นพื้นที่ไม่ปรับอากาศ
สินค้า	ผลไม้แช่เย็น

(2) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 82 วัน แสดงในรูปที่ ง.6 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน และอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (2 °C เส้นประสีแดง) อย่างไรก็ตามตำแหน่งที่ 4, 5 และ 6 ไม่มีข้อมูลอุณหภูมิ



รูปที่ ง.6 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 82 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 82 วัน (ตั้งแต่ 10 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 11:50 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ 3 °C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ 1 °C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยของแต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุดเกิน 1 °C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นมีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงไม่เกิน 2 °C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 2 °C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่ามีค่าสูงเกิน 2 °C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 6 °C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 31.6 °C และต่ำสุดไม่เกิน 0 °C ดังแสดงในตารางที่ ง.17

ตารางที่ ง.17 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C1

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	3	2	31.3	0	31.3
2	3	1	31.6	0.5	31.1
3	4	2	31.1	0.6	30.5
ค่าเฉลี่ย	3.2				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	0.3				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	0.8				

จากข้อมูลที่วัดได้ ห้องเย็น C1 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือ อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นต่ำกว่าอุณหภูมิที่เหมาะสม (10 °C สำหรับผักและผลไม้) และความแปรปรวนของอุณหภูมิไม่เกิน 2 °C อย่างไรก็ตามความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. ห้องเย็น C2

(1) ลักษณะห้องเย็น

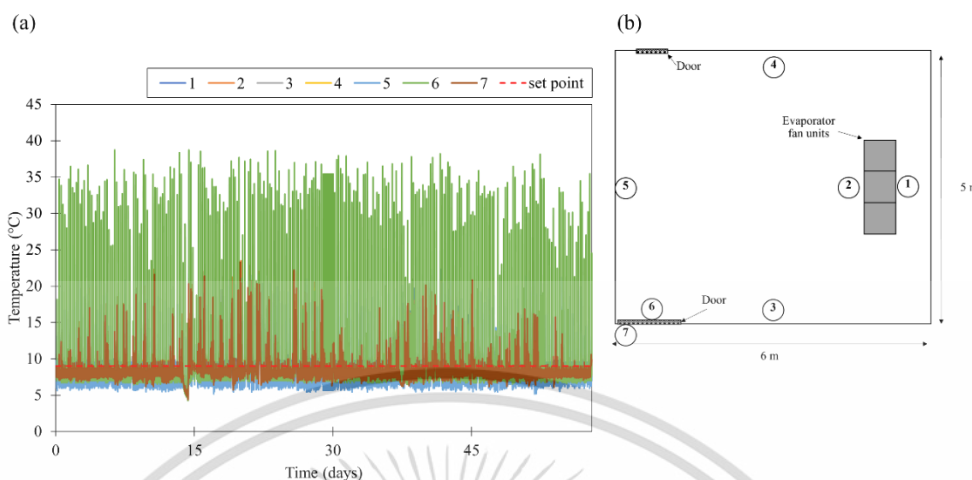
ลักษณะของห้องเย็น C2 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.18

ตารางที่ ง.18 ลักษณะของห้องเย็น C2

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 5 เมตร ยาว 8 เมตร สูง 3 เมตร ปริมาตร 124 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : R22 อุณหภูมิตั้งค่า : 9°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด กว้าง 1.4 สูง 2 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน ประตูบานพับ ขนาด กว้าง 0.5 เมตร สูง 0.5 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นพื้นที่ปรับอากาศ
สินค้า	ผักและผลไม้สดตัดแต่ง ไม่มีการลดอุณหภูมิของสินค้าก่อนนำมาเก็บไว้ในห้องเย็น

(2) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 58 วัน แสดงในรูปที่ ง.7 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน และอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (9 °C เส้นประสีแดง)



รูปที่ ๗.๗ (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 58 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัด

อุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 58 วัน (ตั้งแต่ 1 พฤศจิกายน พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 29 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ 9.0°C ซึ่งมีค่าเท่ากับอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุดไม่เกิน 0.5°C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นมีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงเกิน 2°C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 4.1°C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่ามีค่าสูงเกิน 2°C เช่นกัน (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 27°C) โดยตลอดช่วงเวลา 58 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 38.7°C และต่ำสุดไม่เกิน 4.3°C ดังแสดงในตารางที่ ๗.19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ง.19 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C2

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	9.2	4.1	38.7	4.3	34.5
2	8.7	2.1	23.2	5.0	18.2
3	9.0	1.2	19.2	4.5	14.7
4	9.0	1.4	21.0	5.5	15.5
5	8.7	1.6	23.5	5.0	18.5
6	9.2	1.5	22.2	5.0	17.2
ค่าเฉลี่ย	9.0				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	0.2				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	0.5				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 58 วัน มีค่าเท่ากับ 8.4 °C โดยตลอดช่วงเวลา 58 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 23.2 °C และน้อยสุดไม่เกิน 4.4 °C แสดงดังตารางที่ ง.20

ตารางที่ ง.20 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น C2

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
7	8.4	1.5	23.2	4.4	18.8

จากข้อมูลที่ได้ ห้องเย็น C2 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือ อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นอยู่ในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสม (ไม่เกิน 10 °C สำหรับเก็บรักษาผักและผลไม้) ความแปรปรวนของอุณหภูมิไม่เกินเกณฑ์ที่กำหนดแต่ความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

8. ห้องเย็น C3

(1) ลักษณะห้องเย็น

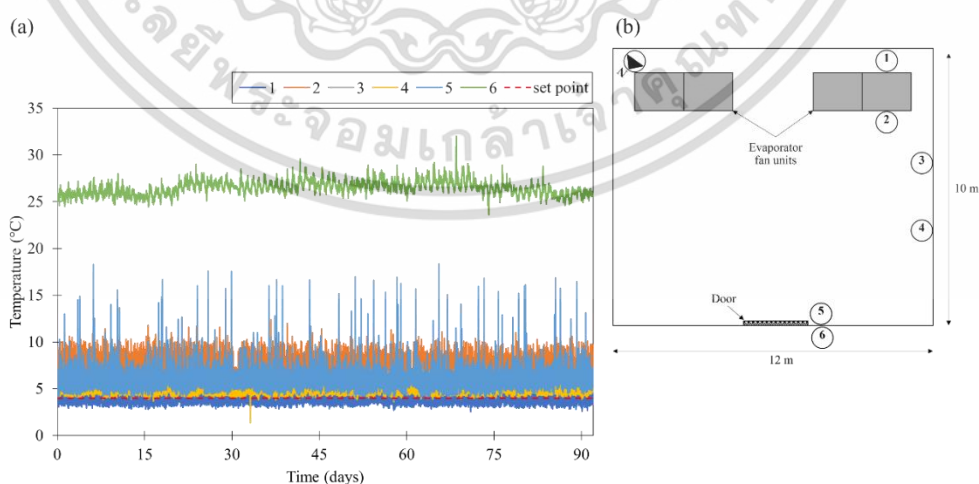
ลักษณะของห้องเย็น C3 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.21

ตารางที่ ง.21 ลักษณะของห้องเย็น C3

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 10 เมตร ยาว 12 เมตร สูง 4 เมตร ปริมาตร 262.5 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : R22 อุณหภูมิตั้งค่า : 4°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด กว้าง 2.5 สูง 2.5 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นพื้นที่ปรับอากาศ (22°C)
สินค้า	ไข่และผลิตภัณฑ์แปรรูปจากไข่ (เต้าหู้) สินค้าเข้าเก็บในห้องเย็นมีอุณหภูมิเริ่มต้น 25°C

(2) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน แสดงในรูปที่ ง.8 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน และอุณหภูมิบางตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (4 °C เส้นประสีแดง)



รูปที่ ง.8 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ 5.8 °C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ 1-2 °C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุดไม่เกิน 0.8 °C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นมีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงไม่เกิน 2 °C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 1.2 °C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่ามีค่าสูงเกิน 2 °C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 12 °C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 18.3 °C และต่ำสุดไม่เกิน 1.4 °C ดังแสดงในตารางที่ ง.22

ตารางที่ ง.22 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C3

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	5.4	1.2	11.6	2.6	9.0
2	6.2	0.9	12.4	4.6	7.8
3	5.7	0.7	9.4	3.8	5.6
4	5.4	0.7	9.2	1.4	7.8
5	6.1	1.0	18.3	3.8	14.6
ค่าเฉลี่ย	5.8				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	0.3				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	0.8				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ 26.5 °C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 32.0 °C และน้อยสุดไม่เกิน 23.6 °C ดังตารางที่ ง.23

ตารางที่ ง.23 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น C3

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
6	26.5	0.7	32.0	23.6	8.4

จากข้อมูลที่ได้พบว่า ห้องเย็น C3 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือ อุณหภูมิความแปรปรวนของอุณหภูมิไม่เกิน 2 °C อย่างไรก็ตามอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นอยู่ในช่วงอุณหภูมิที่ไม่เหมาะสม (เกิน 5 °C สำหรับเก็บรักษาไข่ไก่) และความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด

9. ห้องเย็น C4

(1) ลักษณะห้องเย็น

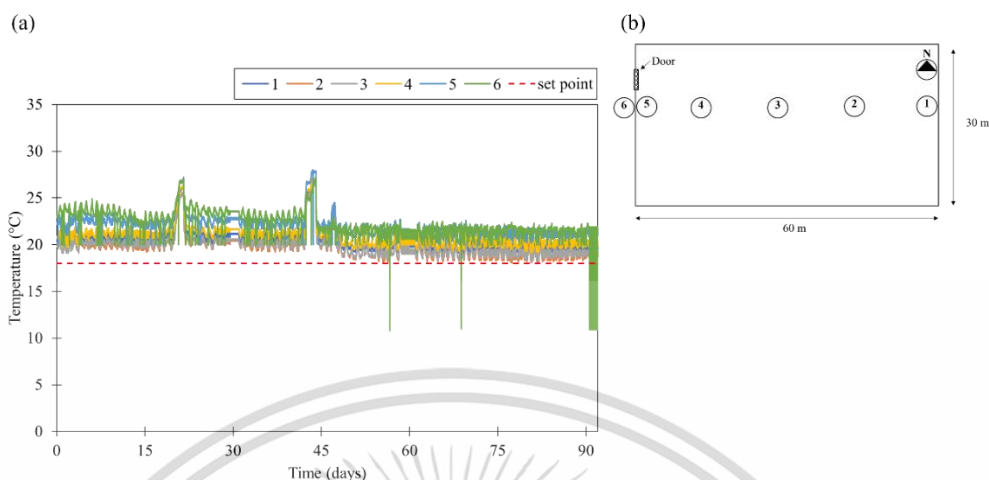
ลักษณะของห้องเย็น C4 ได้แก่ แผนผังห้องเย็น ขนาดห้องเย็น ระบบทำความเย็น ทางเข้า และสินค้า แสดงในตารางที่ ง.24

ตารางที่ ง.24 ลักษณะของห้องเย็น C4

ขนาดห้องเย็น	กว้าง 30 เมตร ยาว 60 เมตร สูง 10 เมตร ปริมาตร 18000 ลูกบาศก์เมตร
ระบบทำความเย็น	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สารทำความเย็น : R134a อุณหภูมิตั้งค่า : 18°C
ทางเข้า	ประตูบานเลื่อน ขนาด กว้าง 2.5 สูง 4 เมตร จำนวน 1 ประตู มีม่านพลาสติกป้องกัน พื้นที่หน้าประตูเป็นพื้นที่ปรับอากาศ (18°C)
สินค้า	ยาและเวชภัณฑ์ สินค้าเข้าเก็บในห้องเย็นมีอุณหภูมิต่ำ

(2) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็น

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน แสดงในรูปที่ ง.9 พบว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็นไม่แตกต่างกันอย่างชัดเจน แต่พบว่าอุณหภูมิที่แต่ละตำแหน่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ (18.0 °C เส้นประสีแดง)



รูปที่ 5.9 (a) อุณหภูมิภายในห้องเย็นตลอดระยะเวลา 92 วัน และ (b) ตำแหน่งของอุปกรณ์วัด

อุณหภูมิ

อุณหภูมิเฉลี่ยทุกตำแหน่งภายในห้องเย็นตลอด 92 วัน (ตั้งแต่ 1 ตุลาคม พ.ศ. 2565 เวลา 00:00 น. ถึง 31 ธันวาคม พ.ศ. 2565 เวลา 23:55 น.) มีค่าเท่ากับ 20.6°C ซึ่งมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิที่ตั้งค่าไว้ 2°C ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งมีค่าแตกต่างกันมากที่สุดไม่เกิน 2.2°C ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการกระจายอุณหภูมิภายในห้องเย็นมีความสม่ำเสมอ เมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิภายในห้องเย็นแต่ละตำแหน่ง พบว่าอุณหภูมิมีความแปรปรวนสูงไม่เกิน 2°C (ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐานสูงสุดเท่ากับ 1.3°C) และเมื่อพิจารณาความแปรปรวนของอุณหภูมิเชิงพื้นที่ พบว่ามีค่าสูงเกิน 2°C (ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าสูงสุดและอุณหภูมิตำแหน่งที่มีค่าต่ำสุด ณ เวลาเดียวกัน เท่ากับ 7°C) โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 28.0°C และต่ำสุดไม่เกิน 18.1°C ดังตารางที่ ง.25

ตารางที่ ง.25 อุณหภูมิเฉลี่ยที่แต่ละตำแหน่งภายในห้องเย็น C4

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
1	20.5	1.2	27.2	19.0	8.2
2	19.8	1.3	26.7	18.1	8.6
3	19.9	1.2	26.5	18.2	8.3
4	20.9	1.2	27.1	19.1	8.0
5	22.0	1.2	28.0	20.0	8.0
ค่าเฉลี่ย	20.6				
ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	0.8				
ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยสูงสุดและต่ำสุด	2.2				

อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็นตลอด 92 วัน มีค่าเท่ากับ 22.4 °C โดยตลอดช่วงเวลา 92 วัน อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าสูงสุดไม่เกิน 27.1 °C และน้อยสุดไม่เกิน 10.8 °C ดังตารางที่ ง.26

ตารางที่ ง.26 อุณหภูมิเฉลี่ยที่ตำแหน่งประตูภายนอกห้องเย็น C4

ตำแหน่ง	อุณหภูมิเฉลี่ย	ส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน	อุณหภูมิสูงสุด	อุณหภูมิต่ำสุด	ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิสูงสุดและต่ำสุด
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
6	22.4	1.2	27.1	10.8	16.3

จากข้อมูลที่วัดได้ ห้องเย็น C4 มีประสิทธิภาพการรักษาอุณหภูมิอยู่ในระดับปานกลาง กล่าวคือ อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องเย็นอยู่ในช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสม (ไม่เกิน 10 °C สำหรับเก็บรักษา

ผักและผลไม้) และความแปรปรวนของอุณหภูมิไม่เกิน 2 °C อย่างไรก็ตามความแปรปรวนของอุณหภูมิ
เชิงพื้นที่สูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เวลา	ภาระทางความร้อน จากการส่งผ่านความ ร้อนผ่านผนัง Q_{trans} (kW)	ภาระทางความร้อน จากอากาศร้อน ภายนอกที่เข้ามา ภายในห้องเย็นจาก การเปิดประตู Q_{do} (kW)	ภาระทางความร้อน จากพนักงานภายใน ห้องเย็น Q_{people} (kW)	ภาระทางความร้อน จากแสงสว่าง Q_{light} (kW)	ภาระทางความร้อน จากรถยกสินค้า Q_{fork} (kW)	ภาระทางความร้อน จากมอเตอร์พัดลมของ เครื่องปรับอากาศ Q_{efan} (kW)	ภาระทางความร้อน จากสินค้าที่เก็บภายใน ห้องเย็น Q_{pd} (kW)	ภาระทางความร้อน จากเครื่องทำความ ร้อนของระบบละลาย น้ำแข็ง Q_{defr} (kW)
0:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
1:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
2:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
3:00	0.46	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
4:00	0.46	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
5:00	0.46	0.27	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
6:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
7:00	0.49	0.29	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
8:00	0.50	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
9:00	0.51	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
10:00	0.52	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
11:00	0.52	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
12:00	0.52	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
13:00	0.52	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
14:00	0.52	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
15:00	0.52	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
16:00	0.51	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
17:00	0.51	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.03
18:00	0.49	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04

เวลา	ภาระทางความร้อน จากการส่งผ่านความ ร้อนผ่านผนัง Q_{trans} (kW)	ภาระทางความร้อน จากอากาศร้อน ภายนอกที่เข้ามา ภายในห้องเย็นจาก การเปิดประตู Q_{do} (kW)	ภาระทางความร้อน จากพนักงานภายใน ห้องเย็น Q_{people} (kW)	ภาระทางความร้อน จากแสงสว่าง Q_{light} (kW)	ภาระทางความร้อน จากรถยกสินค้า Q_{fork} (kW)	ภาระทางความร้อน จากมอเตอร์พัดลมของ เครื่องปรับอากาศ Q_{efan} (kW)	ภาระทางความร้อน จากสินค้าที่เก็บภายใน ห้องเย็น Q_{pd} (kW)	ภาระทางความร้อน จากเครื่องทำความ ร้อนของระบบละลาย น้ำแข็ง Q_{defr} (kW)
19:00	0.48	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
20:00	0.48	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
21:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
22:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04
23:00	0.47	0.28	0.01	0.00	0.00	0.48	0.00	0.04

ภาคผนวก ฉ
พารามิเตอร์ที่ใช้ในการคำนวณภาระทางความร้อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น F1	ห้องเย็น F2	ห้องเย็น F3	ห้องเย็น F4	ห้องเย็น F5
0. ระบบทำความเย็น							
อุณหภูมิตั้งค่า (°C)	T_{th}	Tth	-26	-20	-7	-20	-25
ระยะเวลาเครื่องอัดไอทำงานต่อวัน (h)	t_{CN}	tCN	12	13.3	9.1	12	12
ประสิทธิภาพของระบบทำความ เย็น	η	eff_comp	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
อายุใช้งานห้องเย็น	C_{life}	Clife	>15	>15	5-10	>15	>15
1. ลักษณะของห้องเย็น							
1.1 ขนาดห้อง							
ความกว้าง (m)	W_R	WR	30	15	15	22	18
ความยาว (m)	L_R	LR	20	6	5	12	18
ความสูง (m)	H_R	HR	8	2.5	3.5	7	9
1.2 ทิศเหนือ							
อุณหภูมิผนังทิศเหนือ (°C)	T_N	TN	-26	T_{amb}	T_{amb}	-20	20
ผนังทิศเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร		NW	ในอาคาร	นอก อาคาร	นอก อาคาร	ในอาคาร	ภายใน
สีของผนัง		NWC	ขาว	ในร่ม	ในร่ม	ขาว	ขาว
1.3 ทิศตะวันออก							
อุณหภูมิผนัง (°C)	T_E	TE	T_{amb}	T_{amb}	T_{amb}	5	-25
ผนังทิศตะวันออกอยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร		EW	ภายนอก	นอก อาคาร	นอก อาคาร	ในอาคาร	ภายใน
สีของผนัง		EW	ในร่ม	ในร่ม	ในร่ม	ขาว	ขาว
อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	$T_{solar,E}$	SEE	0	0	0	0	0
1.4 ทิศตะวันตก							
อุณหภูมิผนัง (°C)	T_W	TW	-5	-20	T_{amb}	T_{amb}	T_{amb}
ผนังทิศตะวันตกอยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร		WW	ภายใน	ภายใน	นอก อาคาร	นอก อาคาร	ภายนอก
สีของผนัง		WWC	ขาว	ขาว	ในร่ม	ขาว	ขาว
อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	$T_{solar,W}$	SEW	0	0	0	3	3
1.5 ทิศใต้							
อุณหภูมิผนัง (°C)	T_S	TS	-26	T_{amb}	T_{amb}	-20	20
ผนังทิศใต้อยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร		SW	ภายใน	ภายนอก	นอก อาคาร	ในอาคาร	ภายใน
สีของผนัง		SWC	ขาว	ในร่ม	ขาว	ขาว	ขาว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น F1	ห้องเย็น F2	ห้องเย็น F3	ห้องเย็น F4	ห้องเย็น F5
อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	$T_{solar,S}$	SES	0	0	2	0	0
1.6 เพดาน อุณหภูมิเพดาน (°C) ผนังที่ติดเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร สีของผนัง อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	T_R $T_{solar,R}$	TR RW RWC SER	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0
1.7 ฝ้า อุณหภูมิฝ้า (°C)	T_F	TF	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5
1.8 ฉนวนผนัง ความหนาของฉนวน (m) ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ร้อน ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	e_{wall} k_{wall}	ew kW	0.15 0.023 (PUR)	0.15 0.023 (PUR)	0.1 0.023 (PUR)	0.15 0.023 (PUR)	0.25 0.023 (PUR)
1.9 ฉนวนเพดาน ความหนาของฉนวน (m) ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ร้อน ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	e_{roof} k_{roof}	er kr	0.15 0.023 (PUR)	0.15 0.023 (PUR)	0.1 0.023 (PUR)	0.76 0.036 (corkboard)	0.25 0.023 (PUR)
1.10 ฉนวนพื้น ความหนาของฉนวนชั้นที่ 1 (m) ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนชั้น ที่ 1 ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$) ความหนาของฉนวนชั้นที่ 2 (m) ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนชั้น ที่ 2 ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$) ความหนาของฉนวนชั้นที่ 3 (m) ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนชั้น ที่ 3 ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	e_{floor1} k_{floor1} e_{floor2} k_{floor2} e_{floor3} k_{floor3}	ef1 kf1 ef2 kf2 ef3 kf3	0.14 2.25 (Concrete) 0.15 0.023 (PUR) 0.15 2.25 (Concrete)	0.14* 2.25 (Concrete)* 0.15 0.023 (PUR) 1 2.25 (Concrete)*	0.14 2.25 (Concrete)* 0.15 0.023 (PUR) 0.15 2.25 (Concrete)*	0.2 2.25 (Concrete)* 0.15 0.023 (PUR) 1 2.25 (Concrete)*	0.14* 2.25 (CONCRETE)* 0.15* 0.023 (PUR)* 0.15* 2.25 (CONCRETE)*
2. ทางเข้า							
2.1 ประตู จำนวนประตู ความกว้างของประตู (m)	W_{do}	Dw	1 2.5	1 1.5	2 1.5	1 2.4	2 2.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น F1	ห้องเย็น F2	ห้องเย็น F3	ห้องเย็น F4	ห้องเย็น F5
ความสูงประตู (m)	H_{do}	Dh	3	2.2	2	3	3
จำนวนครั้งการเปิด/ปิดประตูต่อ วัน	N_{do}	Ndo	12	12*	12	8	12*
ระยะเวลาการเปิดประตูแต่ละครั้ง (s)	t_{do}	tdo	300	300*	300	120	300*
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ป้องกัน อากาศไหลผ่านประตู	E	E	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
ความยาวของยางกันซึม (m)	L_{ds}	L_ds	11	7	7	10.8	11
อัตราการไหลของอากาศผ่านยาง กันซึม (m^2s^{-1})	v	v	0.0006	0.0006	0.0006	0.0006	0.0006
2.2 ห้องพัก มีห้องพักหรือไม่		Aroom	มี	ไม่มี	ไม่มี	มี	มี
อุณหภูมิห้องพัก ($^{\circ}C$)	T_o	To	-5	T_{amb}		5	0
ความชื้นสัมพัทธ์ห้องพัก (%)	rh_o	rh_O	90%	rh_{amb}		90	90
3. พนักงาน จำนวนพนักงาน	N_{people}	Npeople	2*	2*	2*	2	2
ระยะเวลาทำงานภายในห้องเย็น ต่อวัน ($h \cdot day^{-1}$)	t_{do}	tpeople	1*	1*	1*	0.27	1
4. รถยกสินค้า จำนวน	N_{fork}	Nfork	1	0	0	1	1
กำลังไฟฟ้าของรถยก (W)	P_{fork}	Pfork	9500			9500	9500
ระยะเวลาใช้งานภายในห้องเย็นต่อ วัน (h/day)	t_{fork}	tfork	1			0.27	1
5. ระบบแสงสว่าง ประเภทหลอดไฟ		Lamp	Fluoresc ent T8*	Fluores cent T8*	LED T8	LED T8	Fluores cent T8*
ประสิทธิภาพการส่องสว่าง ($lm \cdot W^{-1}$)	η_{light}	elight	72	72	72	105	72
ระยะเวลาใช้งานต่อวัน ($h \cdot day^{-1}$)	t_{light}	tlight	1	1	1	8	8
ความเข้มแสงสว่าง	L_F	LF	200	70	240	28	23
6. ระบบละลายน้ำแข็ง ประเภทระบบละลายน้ำแข็ง		Defr	Hotgas	Heater	Offcycle	Hotgas	Hotgas
ประสิทธิภาพระบบละลายน้ำแข็ง (%)	η_{defr}	eff_defr		30%			
7. พัดลมคอยล์เย็น							

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น F1	ห้องเย็น F2	ห้องเย็น F3	ห้องเย็น F4	ห้องเย็น F5
จำนวน	N_{efan}	Nefan	4	2	4	4	4
กำลังไฟฟ้าต่อเครื่อง (W)	P_{efan}	Pefan	750	300	160	750	600
ประสิทธิภาพ (%)	η_{efan}	eff_efan	83%	67.5%	67.5	83	81.5
8. สินค้า							
ประมาณสินค้าต่อวัน ($\text{kg}\cdot\text{day}^{-1}$)	m_{pd}	mpd	1000*	1000*	1000	1000	1000
อุณหภูมิสินค้าเริ่มต้น	T_{pd0}	Tpd0	-24	-20	35	-20	-25
ความจุความร้อนจำเพาะของสินค้า เหนือจุดเยือกแข็ง ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$)	$C_{p,pd}$	cp_pr	0	0	3131	0	0
ความจุความร้อนจำเพาะของสินค้า ต่ำจุดเยือกแข็ง ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$)	$C_{p,pd}$	cp_prbe	0	0	3200	0	0
ความร้อนแฝง ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)	$C_{p,pd}$	la_pr	0	0	100	0	0
สัมประสิทธิ์การหายใจของสินค้า	f_{res}	fres	0	0	0	0	0
สัมประสิทธิ์การหายใจของสินค้า	g_{res}	gres	0	0	0	0	0

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น C1	ห้องเย็น C2	ห้องเย็น C3	ห้องเย็น C4
0. ระบบทำความเย็น						
อุณหภูมิตั้งค่า ($^{\circ}\text{C}$)	T_{th}	Tth	2	9	4	18
ระยะเวลาเครื่องอัดไอทำงานต่อวัน (h)	t_{CN}	tCN	12*	12	8.5	12
ประสิทธิภาพของระบบทำความ เย็น	η	eff_comp	0.25	0.25	0.25	0.25
อายุใช้งานห้องเย็น	C_{life}	Clife	3-5	5-10	10-15	5-10
1. ลักษณะของห้องเย็น						
1.1 ขนาดห้อง						
ความกว้าง (m)	W_R	WR	19	6	12	60
ความยาว (m)	L_R	LR	16	5	10	30
ความสูง (m)	H_R	HR	6.3	3	4	10
1.2 ทิศเหนือ						
อุณหภูมิผนังทิศเหนือ ($^{\circ}\text{C}$)	T_N	TN	T_{amb}	T_{amb}	22	18
ผนังทิศเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร		NW	ภายใน	ภายนอก	ภายใน	ภายใน
สีของผนัง		NWC	ในร่ม	ในร่ม	ขาว	ขาว
1.3 ทิศตะวันออก						
อุณหภูมิผนัง ($^{\circ}\text{C}$)	T_E	TE	T_{amb}	8.4	4	T_{amb}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น C1	ห้องเย็น C2	ห้องเย็น C3	ห้องเย็น C4
ผนังทึบเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร สีของผนัง อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	$T_{solar,E}$	EW EWC SEE	ภายใน ในร่ม 0	ภายใน ขาว 0	ภายใน ขาว 0	ภายนอก ขาว 3
1.4 ทึบตะวันตก อุณหภูมิผนัง (°C) ผนังทึบเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร สีของผนัง อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	T_W $T_{solar,W}$	TW WW WWC SEW	T_{amb} ภายใน ในร่ม 0	-20 ภายใน ขาว 0	4 ภายใน ขาว 0	18 ภายใน ขาว 0
1.5 ทึบใต้ อุณหภูมิผนัง (°C) ผนังทึบเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร สีของผนัง อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	T_S $T_{solar,S}$	TS SW SWC SES	T_{amb} ภายใน ในร่ม 0	8.4 ภายใน ขาว 0	22 ภายใน ขาว 0	T_{amb} ภายนอก ขาว 2
1.6 เพดาน อุณหภูมิเพดาน (°C) ผนังทึบเหนืออยู่ภายในหรือ ภายนอกอาคาร สีของผนัง อุณหภูมิขีดเซยจากการแผ่รังสี ความร้อนของดวงอาทิตย์ (°C)	T_R $T_{solar,R}$	TR RW RWC SER	T_{amb} ภายใน ในร่ม 0	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0	T_{amb} ภายนอก ในร่ม 0	T_{amb} ภายใน ในร่ม 0
1.7 พื้น อุณหภูมิพื้น (°C)	T_F	TF	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5	T_{amb}^- 5.5
1.8 ฉนวนผนัง ความหนาของฉนวน (m) ค่าสัมประสิทธิ์ การนำความ ร้อน ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	e_{wall} k_{wall}	ew kW	0.15 0.037 (EPS)	0.1 0.023 (PUR)	0.1 0.027 (PIR)	0.15 0.023 (PUR)
1.9 ฉนวนเพดาน ความหนาของฉนวน (m) ค่าสัมประสิทธิ์ การนำความ ร้อน ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	e_{roof} k_{roof}	er kr	0.15 0.037 (EPS)	0.1 0.023 (PUR)	0.1 0.027 (PIR)	0.15 0.023 (PUR)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น C1	ห้องเย็น C2	ห้องเย็น C3	ห้องเย็น C4
1.10 ฉนวนพื้น						
ความหนาของฉนวนชั้นที่ 1 (m)	e_{floor1}	ef1	0.14*	0.14*	0.14	0.14
ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนชั้น ที่ 1 ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	k_{floor1}	kf1	2.25 (CONCR ETE)*	2.25 (CONCR ETE)*	2.25 (CONCR ETE)	2.25 (CONCR ETE)
ความหนาของฉนวนชั้นที่ 2 (m)	e_{floor2}	ef2	0.15	0.15*	0.15	0.15
ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนชั้น ที่ 2 ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	k_{floor2}	kf2	0.037 (EPS)	0.023 (PUR)*	0.023 (PUR)	0.023 (PUR)
ความหนาของฉนวนชั้นที่ 3 (m)	e_{floor3}	ef3	0.15*	0.15*	1	1
ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนชั้น ที่ 3 ($W \cdot m^{-1} K^{-1}$)	k_{floor3}	kf3	2.25 (CONCR ETE)*	2.25 (CONCR ETE)*	2.25 (CONCR ETE)	2.25 (CONCR ETE)
2. ทางเข้า						
2.1 ประตู						
จำนวนประตู		ND	1	1	1	1
ความกว้างของประตู (m)	W_{do}	Dw	2.5*	1.2	2.5	2.5
ความสูงประตู (m)	H_{do}	Dh	3*	2	2.5	4
จำนวนครั้งการเปิด/ปิดประตูต่อ วัน	N_{do}	Ndo	12*	60	5	15
ระยะเวลาการเปิดประตูแต่ละครั้ง (s)	t_{do}	tdo	300*	210	300	120
ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ป้องกัน อากาศไหลผ่านประตู	E	E	0.8*	0.8	0.8	0
ความยาวของยางกันซึม (m)	L_{ds}	L_ds	11	6.4	10	13
อัตราการไหลของอากาศผ่านยาง กันซึม ($m^2 s^{-1}$)	v	v	0.0006	0.003	0.0006	0.0006
2.2 ห้องพัก						
มีห้องพักหรือไม่		Aroom	ไม่มี	มี	มี	มี
อุณหภูมิห้องพัก ($^{\circ}C$)	T_o	To	T_{amb}	9	25	18
ความชื้นสัมพัทธ์ห้องพัก (%)	rh_o	rh_o	rh_{amb}	90	60	50
3. พนักงาน						
จำนวนพนักงาน	N_{people}	Npeople	2	2	2	2
ระยะเวลาทำงานภายในห้องเย็น ต่อวัน ($h \cdot day^{-1}$)	t_{do}	tpeople	4	3.5	0.42	0.5
4. รถยกสินค้า						
จำนวน	N_{fork}	Nfork	2	0	0	1
กำลังไฟฟ้าของรถยก (W)	P_{fork}	Pfork	3,000			9500

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์	ตัวแปร ในสมการ	ตัวแปรใน โปรแกรม	ห้องเย็น C1	ห้องเย็น C2	ห้องเย็น C3	ห้องเย็น C4
ระยะเวลาใช้งานภายในห้องเย็นต่อ วัน (h/day)	t_{fork}	tfork	4			0.5
5. ระบบแสงสว่าง ประเภทหลอดไฟ		Lamp	Fluoresc ent T8*	Fluores cent T8*	LED T8	LED T8
ประสิทธิภาพการส่องสว่าง (lm•W ⁻¹)	η_{light}	elight	72	72	105	105
ระยะเวลาใช้งานต่อวัน (h•day ⁻¹)	t_{light}	tlight	8	8	8	8
ความเข้มแสงสว่าง	L_F	LF	300	200	300	80
6. ระบบละลายน้ำแข็ง ประเภทระบบละลายน้ำแข็ง		Defr	heater	offcycle	Offcycl e	Offcycl e
ประสิทธิภาพระบบละลายน้ำแข็ง (%)	η_{defr}	eff_defr				
7. พัดลมคอยล์เย็น จำนวน	N_{efan}	Nefan	4	3	4	1
กำลังไฟฟ้าต่อเครื่อง (W)	P_{efan}	Pefan	600	160	160	3730
ประสิทธิภาพ (%)	η_{efan}	eff_efan	83	67.5	67.5	87
8. สิ้นค้า ประมาณสิ้นค้าต่อวัน (kg•day ⁻¹)	m_{pd}	mpd	15000	255	6000	1000*
อุณหภูมิสิ้นค้าเริ่มต้น	T_{pd0}	Tpd0	35	35	25	18*
ความจุความร้อนจำเพาะของสิ้นค้า เหนือจุดเยือกแข็ง (J•kg ⁻¹ •C ⁻¹)	$C_{p,pd}$	cp_pr	2370	3517	2936	0
สัมประสิทธิ์การหายใจของสิ้นค้า	f_{res}	fres	0	2.835	0	0
สัมประสิทธิ์การหายใจของสิ้นค้า	g_{res}	gres	0	0.00020 007	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข
ภาระทางความร้อนเฉลี่ยของห้องเย็นในงานศึกษานี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.1 การใช้พลังงานของห้องเย็นในแต่ละเดือน

เดือน	ห้องเย็น F1		ห้องเย็น F2		ห้องเย็น F3		ห้องเย็น F4		ห้องเย็น F5	
	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)
1. มกราคม	7,262	9,310	1,805	2,314	1,309	1,679	2,383	3,056	4,453	5,708
2. กุมภาพันธ์	6,593	8,452	1,684	2,159	1,222	1,567	2,190	2,807	4,084	5,236
3. มีนาคม	7,555	9,686	2,055	2,634	1,498	1,921	2,550	3,269	4,731	6,065
4. เมษายน	7,396	9,482	1,982	2,541	1,448	1,856	2,529	3,242	4,679	5,999
5. พฤษภาคม	7,626	9,777	1,983	2,543	1,439	1,845	2,512	3,220	4,668	5,984
6. มิถุนายน	7,410	9,499	1,934	2,480	1,404	1,799	2,451	3,143	4,551	5,834
7. กรกฎาคม	7,586	9,725	1,987	2,547	1,440	1,847	2,508	3,216	4,661	5,976
8. สิงหาคม	7,509	9,627	1,947	2,496	1,409	1,807	2,474	3,172	4,604	5,903
9. กันยายน	7,196	9,226	1,853	2,376	1,340	1,717	2,367	3,035	4,411	5,655
10. ตุลาคม	7,324	9,389	1,837	2,356	1,326	1,700	2,379	3,050	4,446	5,700
11. พฤศจิกายน	7,087	9,086	1,796	2,303	1,298	1,664	2,312	2,965	4,319	5,537
12. ธันวาคม	6,941	8,899	1,619	2,075	1,163	1,491	2,230	2,859	4,196	5,380

ตารางที่ ข.1 (ต่อ) การใช้พลังงานของห้องเย็นในแต่ละเดือน

เดือน	ห้องเย็น C1		ห้องเย็น C2		ห้องเย็น C3		ห้องเย็น C4	
	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (kWh)	การใช้พลังงานไฟฟ้าของห้องเย็น (kWh)
1. มกราคม	5,628	10,823	386	743	1,056	2,031	5,686	10,934
2. กุมภาพันธ์	5,193	9,986	353	679	976	1,877	5,227	10,052
3. มีนาคม	7,620	14,653	419	807	1,178	2,265	7,196	13,839
4. เมษายน	7,480	14,384	411	790	1,134	2,182	7,490	14,403
5. พฤษภาคม	7,365	14,163	398	766	1,130	2,172	6,568	12,630
6. มิถุนายน	7,275	13,991	386	743	1,102	2,119	6,365	12,241
7. กรกฎาคม	7,641	14,694	395	760	1,137	2,187	6,195	11,914
8. สิงหาคม	7,403	14,236	389	748	1,119	2,152	5,861	11,272
9. กันยายน	7,085	13,624	370	711	1,071	2,059	5,296	10,184
10. ตุลาคม	6,843	13,160	373	717	1,068	2,054	4,873	9,371
11. พฤศจิกายน	6,373	12,257	365	702	1,048	2,015	4,898	9,419
12. ธันวาคม	5,724	11,008	342	658	962	1,851	3,262	6,273

ตารางที่ ข.2 สัดส่วนภาระทางความร้อนเฉลี่ยของห้องเย็น

ประเภทภาระทางความร้อน (Type of heat load)	ภาระทางความร้อน (Heat loads)									
	ห้องเย็น F1		ห้องเย็น F2		ห้องเย็น F3		ห้องเย็น F4		ห้องเย็น F5	
	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(kW)	(%)
1. ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง	13.34	82.87%	2.24	53.70%	1.96	33.90%	3.79	63.62%	3.79	63.62%
2. ภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิดประตู	0.38	2.36%	1.24	29.77%	1.63	28.29%	0.18	2.96%	0.18	2.96%
3. ภาระทางความร้อนจากพนักงานภายในห้องเย็น	0.04	0.28%	0.04	0.98%	0.03	0.57%	0.01	0.18%	0.01	0.18%
4. ภาระทางความร้อนจากแสงสว่าง	0.13	0.81%	0.01	0.19%	0.13	2.31%	0.07	1.10%	0.07	1.10%
5. ภาระทางความร้อนจากรถยกสินค้า	0.40	2.46%	0.00	0.00%	0.00	0.00%	0.11	1.79%	0.11	1.79%
6. ภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์	1.81	11.22%	0.49	11.81%	0.36	6.23%	1.81	30.33%	1.81	30.33%
7. ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่เก็บภายในห้องเย็น	0.00	0.00%	0.00	0.00%	1.53	26.50%	0.00	0.00%	0.00	0.00%
8. ภาระทางความร้อนจากเครื่องทำความร้อนของระบบละลายน้ำแข็ง	0.00	0.00%	0.15	3.56%	0.13	2.17%	0.00	0.00%	0.00	0.00%

ตารางที่ ข.2 (ต่อ) สัดส่วนภาระทางความร้อนเฉลี่ยของห้องเย็น

ประเภทภาระทางความร้อน (Type of heat load)	ภาระทางความร้อน (Heat loads)							
	ห้องเย็น C1		ห้องเย็น C2		ห้องเย็น C 3		ห้องเย็น C 4	
	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(kW)	(%)	(kW)	(%)
1. ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง	5.91	20.02%	0.40	26.31%	1.60	23.37%	30.89	84.24%
2. ภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิดประตู	5.56	18.82%	0.25	16.09%	0.34	4.99%	0.00	0.00%
3. ภาระทางความร้อนจากพนักงานภายในห้องเย็น	0.11	0.37%	0.09	6.20%	0.01	0.16%	0.01	0.02%
4. ภาระทางความร้อนจากแสงสว่าง	2.59	8.76%	0.09	5.81%	0.28	4.11%	3.43	9.35%
5. ภาระทางความร้อนจากรถยกสินค้า	1.00	3.39%	0.00	0.00%	0.00	0.00%	0.20	0.54%
6. ภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์	1.08	3.67%	0.36	23.24%	0.34	4.90%	2.14	5.85%
7. ภาระทางความร้อนจากสินค้าที่เก็บภายในห้องเย็น	12.34	41.80%	0.34	22.39%	4.28	62.42%	0.00	0.00%
8. ภาระทางความร้อนจากเครื่องทำความร้อนของระบบละลายน้ำแข็ง	0.93	3.16%	0.00	0.00%	0.00	0.00%	0.00	0.00%

1. ห้องเย็น F1

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เยือกแข็งนี้มีค่า SEC $23.37 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 112,158 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนพฤษภาคม (9,777 kWh) และต่ำสุดในเดือนกุมภาพันธ์ (8,452 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 82.87 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 11.22 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

2. ห้องเย็น F2

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เยือกแข็งนี้มีค่า SEC $128.11 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 28,824 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนกรกฎาคม (2,547 kWh) และต่ำสุดในเดือนธันวาคม (2,075 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 53.70 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิดประตู ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 29.77 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

3. ห้องเย็น F3

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เยือกแข็งนี้มีค่า SEC $111.43 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 20,893 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (1,921 kWh) และต่ำสุดในเดือนธันวาคม (1,491 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 33.90 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากอากาศร้อนภายนอกที่เข้ามาภายในห้องเย็นจากการเปิดประตู ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 28.29 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

4. ห้องเย็น F4

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เยือกแข็งนี้มีค่า SEC $20.04 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 37,034 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (3,269 kWh) และต่ำสุดในเดือนกุมภาพันธ์ (2,807 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 63.62 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 30.33 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ห้องเย็น F5

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เยือกแข็งนี้มีค่า SEC $23.65 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 68,977 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (6,065 kWh) และต่ำสุดในเดือนกุมภาพันธ์ (5,236 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 70.01 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 14.55 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

6. ห้องเย็น C1

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เย็นนี้มีค่า SEC $81.96 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 156,979 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (14,653 kWh) และต่ำสุดในเดือนกุมภาพันธ์ (9,986 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากสินค้าที่เก็บภายในห้องเย็นซึ่งคิดเป็นร้อยละ 41.80 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 20.02 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

7. ห้องเย็น C2

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เย็นนี้มีค่า SEC $98.04 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 8,824 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (807 kWh) และต่ำสุดในเดือนธันวาคม (658 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 26.31 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากมอเตอร์พัดลมของอีวาโปเรเตอร์ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 23.24 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

8. ห้องเย็น C3

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เย็นนี้มีค่า SEC $52.01 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 24,964 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (2,265 kWh) และต่ำสุดในเดือนธันวาคม (1,851 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือภาระทางความร้อนจากสินค้าที่เก็บภายในห้องเย็น ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 62.42 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด

ตามด้วยภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 23.37 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2

9. ห้องเย็น C4

จากการคำนวณพบว่า ใน 1 ปี ห้องแช่เย็นนี้มีค่า SEC $7.36 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{year}^{-1}$ และมีการใช้พลังงานไฟฟ้าเท่ากับ 132,532 kWh โดยมีค่าสูงสุดในเดือนมีนาคม (14,403 kWh) และต่ำสุดในเดือนธันวาคม (6,273 kWh) ดังตารางที่ ข.1 และภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นส่วนใหญ่คือ ภาระทางความร้อนจากการส่งผ่านความร้อนผ่านผนัง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 84.24 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ตามด้วยภาระทางความร้อนจากแสงสว่าง ซึ่งคิดเป็นร้อยละ 9.35 ของภาระทางความร้อนทั้งหมด ดังตารางที่ ข.2



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Energy Consumption and Temperature Performance of Cold Stores in the Food Industries of Thailand

T Nuangjamnong^{1, a)}, N Chaomuang^{1, b)} and P Ongkunaruk^{2, c)}

¹ Department of Food Engineering, School of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
1 Soi Chalong Krung 1, Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand

² Department of Industrial Engineering, Faculty of Engineering, Kasetsart University, 50 Ngamwongwan Road,
Latyao, Chatuchak, Bangkok, 10900, Thailand

a) 63601293@kmitl.ac.th

b) Corresponding author: nattawut.ch@kmitl.ac.th

c) pornthipa.o@ku.ac.th

Abstract. Refrigeration is an important part of the food supply chain because a low temperature environment helps to maintain the quality of perishable products, thus prolonging their shelf life. However, refrigeration systems require a considerable amount of energy. This fact contributes to an increased cost for electricity and reduced competitiveness in markets. The current status of the energy consumption performance of cold stores in food companies in Thailand is scarcely available. The company stakeholders usually have no tool to evaluate their cold stores and cannot effectively implement energy-efficiency measures. In this study, a simple model based on thermal loads was developed and used to estimate the energy consumption of seven cold stores. On-site investigations were also conducted to assess their temperature performance. The results showed that the energy consumption of all investigated cold stores appeared to be better than both international and national average practices. Conversely, most cold stores exhibited moderate temperature performance. A case study of one cold store was conducted to improve its energy performance. Energy savings of 20% can be achieved by either precooling product prior to storage or using curtain strips.

INTRODUCTION

Globally, one-third of foods produced are lost annually [1]. Bundhurat *et al.* [2] reported that up to 60% of vegetables were lost along the supply chain in Thailand. Refrigeration is thus an important part of post-harvest processes because a low temperature environment helps to slow the growth of microorganisms and preserve the quality of products, thus prolonging shelf life. About 13% of food losses could be avoided in the supply chain when the refrigeration is sufficient [3]. This necessitates the use of refrigeration in the food supply chain, a so-called cold chain.

Cold storage is broadly used in food industry. It is generally driven by a mechanical vapor-compression refrigeration system which is known to be an energy-intensive system [4]. For instance, it could account for 35% of the total energy consumption of the whole food production plant [5]. Numerous studies were conducted to investigate the energy consumption of cold stores and specific energy consumption (SEC) is typically used as an indicator according to the European Standard (EN 1621:2012). Figure 1 illustrates the SEC values of cold stores in various countries [6]. In Thailand, Tachajapong *et al.* [7] observed that the SECs varied between 37-481 kWh m⁻³·year⁻¹ and 46-212 kWh m⁻³·year⁻¹ for chilled and frozen cold stores, respectively. These findings demonstrated a substantial variation in the SECs that result from the differences in temperature settings, operations, and the use of energy efficient technologies [5]. These data enable engineers and policymakers to effectively apply energy saving measures. Many food companies in Thailand are small and medium-sized enterprises (SMEs) which accounts for approximately 99.8% of all food manufacturing companies [8]. These companies often do not have trained cold store operators. Therefore, it can be challenging for them to analyze the current performance of their cold stores.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

This study aimed to propose a simple tool for SMEs to investigate the current status of energy consumption of their cold stores and benchmark against “average practices” indicating average energy use in a typical cold store with the same volume. The model was developed based on quantification of total thermal loads in a cold store, which could enable appropriate recommendation of energy reduction measures. To demonstrate implementation of the developed model, several field investigations were performed to collect data of existing cold stores in food companies, which were input into the model to present an overview of energy consumption of the cold stores used by SMEs together with their temperature performance. A case study of one investigated cold store was conducted.

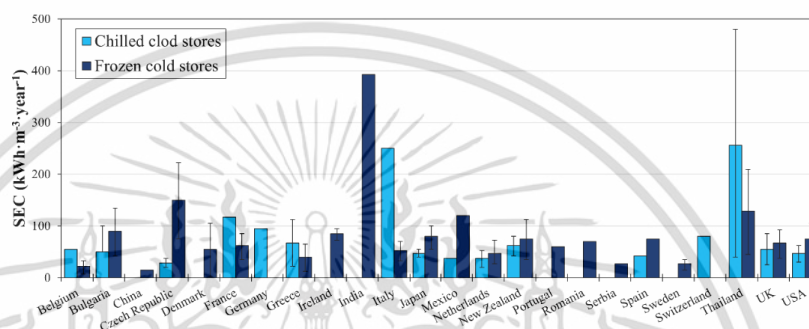


FIGURE 1. SECs for chilled and frozen cold stores in different countries [6, 7]

MATERIALS AND METHODS

Field Investigation

In this study, both in-person interviews and on-site measurements were carried out to collect information on cold stores used in Thai food processing companies. There were seven participating companies in the study. Each company selected one of their cold stores for performance evaluation, thus seven cold stores were investigated in total. According to a classification based on the set temperature [5], the investigated cold stores were divided into one ‘chilled’ cold store (-1 to 10 °C) and six ‘frozen’ cold stores (below -18 °C). Data collected from the interviews involved the information related to construction (e.g., store dimensions, envelope and door characteristics, as well as the refrigeration system) and operating conditions (e.g., set temperature, product throughput, door opening frequencies, defrost operation). These data were further input into a mathematical model developed in the study to predict the energy consumption of the cold stores.

Air temperature in the cold stores was also measured on-site using a temperature data logger (Eitech RC-5, precision ± 0.5 °C). Five data loggers were installed to monitor the internal air temperature at different positions across the cold store (from an evaporative fan unit to the main entrance) and another data logger was installed at the door outside the cold store. Figure 2 illustrates an example of a cold store layout and the positions of temperature measurement. To avoid the interruption of regular operations, these data loggers were attached to the storage racks or the walls at the mid-height of the store, or dangled from the store ceiling, depending on accessibility. All data loggers were set to record the temperature at 30 s intervals for 7 days.

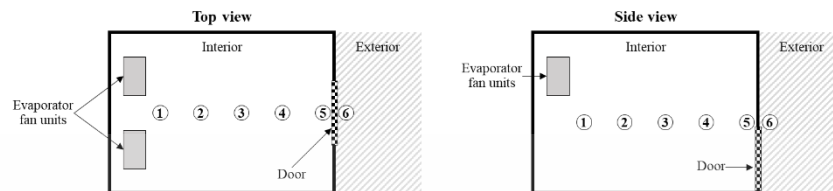


FIGURE 2. A layout of a cold store and temperature measurement positions indicated by numbers 1-6.

Model development

An energy consumption model was developed using MATLAB based on the quantification of total thermal loads (Q_T) in the cold store.

$$Q_T = Q_r + Q_{in} + Q_{pr} + Q_{el} + Q_{pe} + Q_{de} \quad (1)$$

where Q_r is the heat transmission through the cold store envelope, Q_{in} is the heat of external air infiltration through door seals and door openings, Q_{pr} is the heat generation of stored products and the heat required for product cooling, Q_{el} is the heat dissipation of electrical equipment (e.g., motors, lights), Q_{pe} is the heat generation of people, and Q_{de} is the heat required to defrost. All these thermal loads are calculated based on methods described by ASHRAE [9], Duret *et al.* [10], and Foster *et al.* [11]. A model developed based on these method is usually a steady-state model in which external temperature variations were not considered. Therefore, the prediction of the energy consumption of the cold store for a whole year could be overdetermined [12]. To address this limitation, the model developed in the present study used historical local weather data retrieved from the NASA Langley Research Center Power Project (<https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer>) to calculate energy consumption on an hourly basis, thus more realistic annual energy consumption.

Energy performance evaluation

To benchmark the energy performance of the cold store, energy consumption predicted from the model was used to determine the specific energy consumption (SEC), which represents the ratio of annual energy consumption to total store volume (V) expressed as

$$SEC = \frac{\sigma P_c}{V} \quad (2)$$

where σ is a correction factor to include the energy consumed by other electrical equipment of the cold store such as fans, lights, defrost heaters, *etc.* According to a survey conducted by the Department of Alternative Energy Development and Efficiency (DEDE) [13], the contribution of energy consumed by the compressor to the total energy consumption of the cold store is 52% and 78% for chilled and frozen cold stores, respectively. Based on these values, correction factors of 1.923 and 1.282 were input in the model. P_c is the electrical energy consumption of the compressor, which depends on the global performance coefficient (η_c) and the coefficient of performance (COP) of the cooling unit.

$$P_c = \frac{Q_T}{\eta_c \cdot COP} \quad (3)$$

$$COP = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

where T_c and T_h are respectively the temperature of the evaporator and condenser of the refrigeration system. In the model, these temperatures were estimated from the set temperature and the ambient temperature using a temperature pinch of 10 °C [10]. The SECs of individual cold stores were then compared to the average values of other cold stores in Thailand [7] and international ‘Best Practices’ [14].

Temperature performance evaluation

In view of temperature performance, a good cold store should satisfy the following performance parameters so that the safety and/or quality of the stored food products will not be affected.

(i) Mean temperature is the average of the time-averaged temperature of each measured position over seven days. According to the Notification of the Ministry of Public Health of Thailand [15], the storage temperature of chilled cold stores should be equal to or less than 5 °C and 10 °C for animal-based food products and fruits and vegetables, respectively. For frozen cold stores, the storage temperature should be equal to or less than –18 °C.

(ii) Temporal temperature fluctuation is the standard deviation of the time-averaged temperature of each measured position over seven days. The maximum TTF is expected to be less than 2 °C [16].

(iii) Spatial temperature fluctuation is the temperature difference between two positions with the maximum and minimum temperatures at a given time. The maximum STF is expected to be less than 2 °C [16].

The temperature performance is considered as ‘Good’, ‘Moderate’, and ‘Poor’ when all, at least one, and none of these parameters are satisfied, respectively.

RESULTS AND DISCUSSION

Model validation

Before further use, the model was validated against the measured energy consumption of the cold store reported by Evans *et al.* [12]. The values of all input parameters were the same as those used in their study. Some parameters were assumed due to lack of available data in their study. Two calculations were conducted, one with a constant external temperature (steady state) and another with a variable external temperature (transient). A comparison of the results is depicted in Figure 3. The model exhibited a good agreement between measured and predicted data with differences of approximately 7.7% and 4.6% for steady state and transient calculations, respectively. Due to its better accuracy, the model with transient calculation was further used to predict the energy consumption of the investigated cold stores.

Energy performance

Based on the annual energy consumption predicted by the developed model, the SECs of investigated chilled and frozen cold stores were determined and compared against the national “average practices” [7] and the international “best practices” [14] as illustrated in Figure 4. It was observed that both chilled and frozen cold stores had the SECs lower than these practices. This implied that these cold stores operated at better performance than average. Therefore, implementation of any energy reduction measures would further strengthen their energy performance. Nevertheless, these results should be considered with caution as they were solely based on model predictions.

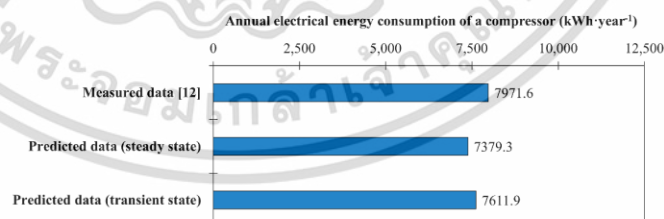


FIGURE 3. Comparison of measured and predicted annual energy consumption of a compressor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

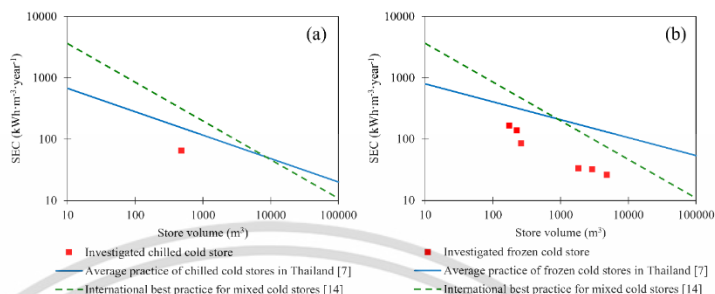


FIGURE 4. SECs of the investigated (a) chilled and (b) frozen cold stores compared against the national “average practices” [7] and the international “best practices” [14].

Temperature performance

Based on the on-site temperature measurements, the temperature performance of the investigated cold stores was also evaluated in terms of mean temperature (MT), temporal temperature fluctuation (TTF), and spatial temperature fluctuation (STF). As shown in Table 1, it was found that no cold store had good temperature performance. One chilled cold store and four frozen cold stores had a moderate temperature performance, whereas two frozen cold stores had a poor temperature performance, since none of the criteria were satisfied. Since temperature is an important factor determining the safety and quality of food products, these cold stores required immediate action to correct their storage temperatures.

IMPLEMENTATION OF ENERGY EFFICIENCY MEASURES – A CASE STUDY

Following the findings in the previous section, there are incentives for cold store operators to reduce energy consumption. One of the investigated cold stores was selected and used as a case study to demonstrate the potential of energy savings through different measures. Five measures were selected based on the thermal loads with substantial contributions to the total energy consumption (Figure 5). Corresponding energy savings predicted by the model are depicted in Figure 6. Despite its largest contribution, the measure for the reduction of the transmission load was not selected since it requires modifications to the existing construction of the cold store. The selected cold store is a frozen cold store of frozen steamed food without precooling prior to storage. Therefore, the result clearly showed that an energy saving of 20% could be achieved if precooling was implemented. Meanwhile, the use of new curtain strips could achieve the same percentage of energy savings. However, the former measure requires relatively higher capital costs compared to the latter one. Therefore, the cold store owner needs to tradeoff between capital costs, acquired savings, and product quality to make the suitable decision for the business. Nevertheless, if the quality of the products is prioritized, precooling is recommended since the products frozen by static air often have lower quality than the ones cooled by forced air [17].

TABLE 1. Temperature performance of investigation cold stores.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Cold store	Set temperature (°C)	Mean temperature (°C)	Criteria			Temperature performance
			MTC ≤ 5 °C MTF ≤ -18 °C	TTF ≤ 2 °C	STF ≤ 2 °C	
<i>Chilled cold store</i>						
C1	4	5.9		✓		Moderate
<i>Frozen cold store</i>						
F1	-7	-4		✓		Moderate
F2	-26	-25	✓	✓		Moderate
F3	-25	-20.4	✓	✓		Moderate
F4	-20	-12.7				Poor
F5	-20	-24	✓	✓		Moderate
F6	-25	-14.6				Poor

MTC = Mean temperature for chilled cold stores; MTF = Mean temperature for frozen cold stores; TTF = Temporal temperature fluctuation; STF = Spatial temperature fluctuation.

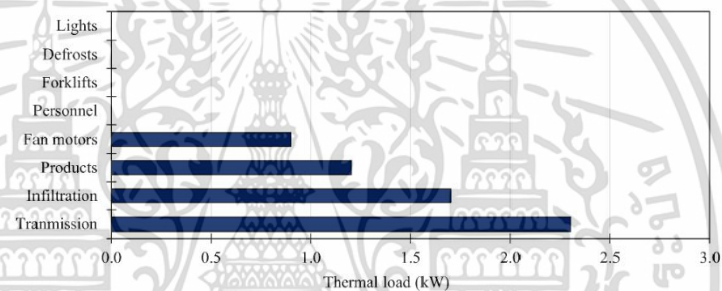


FIGURE 5. Predicted thermal loads in selected frozen cold stores.

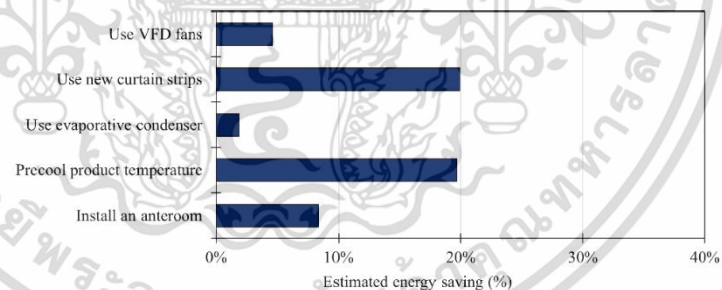


FIGURE 6. Savings from different energy efficiency measures.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

CONCLUSIONS

The present study presents the current status of energy consumption and temperature performance of cold stores used in seven food companies in Thailand. It was found that the energy consumption of the investigated cold stores was in a good condition when compared with national and international baselines. Most cold stores had moderate temperature performance, thus necessitating the immediate actions for the correction of storage temperature. A case study was conducted to demonstrate the energy saving potentials using the developed model. It was shown to be a useful tool for cold store operators to select and implement appropriate energy saving measures for their facilities.

ACKNOWLEDGEMENTS

This study was a part of the project financially supported by the Program Management Unit Competitiveness (PMUC), Office of National Higher Education Science Research and Innovation Policy Council (NXPO), Thailand (contact no. C10F640318).

REFERENCES

1. J. Gustavsson, C. Cederberg and U. Sonesson, Global Food Losses and Food Waste—extent, causes and prevention, Technical report, FAO and Swedish Institute for Food and Biotechnology (SIK), 2011.
2. D. Bundhurat, V. Changrue, P.B. Poonlarp and D. Boonyakiat, Loss Investigation in supply chain management process of Chinese kale in Chiang Mai province. *Agricultural Science Journal* 296-299, 43 (2012).
3. IIR (International Institute of Refrigeration), The role of refrigeration in worldwide nutrition. 5th Informatory Note on Refrigeration and Food (2009).
4. Pezzutto, S., et al., Screening of cooling technologies in Europe: Alternatives to vapour compression and possible market developments, *Sustainability* 14 (2022).
5. J.A. Evans, A.M. Foster, J.M. Huet, L. Reinholdt, K. Fikiin, C. Zilio, M. Houska, A. Landfeld, C. Bond, M. Scheurs and T.W.M. Van Sambeek, Specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores, *Energy and Buildings* 141-151, 74 (2014).
6. J.A. Evans, A.M. Foster, J.M. Huet, L. Reinholdt, K. Fikiin, C. Zilio, M. Houska, A. Landfeld, C. Bond, M. Scheurs and T.W.M. Van Sambeek, *Specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores*, 24th IIR International Congress of Refrigeration, (Yokohama, Japan, 2015).
7. W. Tachajapong, K. Wiratkasem, N. Kammuang-lue and S. Pattana, Preliminary study on specific energy consumption of cold storage room in Thailand's cold chain. *Energy Reports* 336-341, 8 (2022).
8. Office of SMEs Promotion, SME White Paper (2019).
9. ASHRAE, Refrigeration Handbook (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2019).
10. S. Duret, E. Hamon, H. Hoang, V. Stahl, E.D. Bertheau, A. Delahaye and O. Laguerre, Modelling methodology of temperature and energy consumption in food plant: Application to puff pastry. *International Journal of Refrigeration* 28-38, 115 (2020).
11. A.M. Foster, L.P. Reinholdt, T. Brown, E.C. Hammond and J.A. Evans, Reducing energy consumption in cold stores using a freely available mathematical model. *Sustainable Cities and Society* 26-34, 21 (2016).
12. J. Evans, A. Foster, C. Zilio M. Corradi and L. Reinholdt, *Freely available cold store energy models*, 2nd IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain, (Paris, French, 2013).
13. DEDE (Department of Alternative Energy Development and Efficiency), *Study of energy-saving potential of cold chain transport systems*, (Ministry of Energy of Thailand, 2020).
14. A. Pearson, *Energy performance of industrial cold storage facilities*, 25th IIR International Congress of Refrigeration, (Montréal, Canada, 2019).
15. Ministry of Public Health Thailand, *Notification of Ministry of Public Health B.E. 2561 (2018) Re: Principles and method of determining the temperature for stored food fresh in distribution location*. (Ministry of Public Health Thailand, Thailand, 2018).
16. S.J. James and C. James, *Chapter 20 - Chilling and Freezing: Food Safety Management*, edited by Y. Motarjemi and H. Lelieveld (Academic Press, San Diego, 2014). p. 481-510.
17. J.F. Velez-Ruiz and M.S. Rahman, *Freezing Methods of Foods: Handbook of Food Preservation*. (CRC Press, 2020). p. 681-690.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล ธานี เนื่องจำนงค์
 วัน เดือน ปีเกิด 1 ตุลาคม 2539
 E-mail thanut.nua@gmail.com
 ประวัติการศึกษา
 2562 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
 สาขาวิศวกรรมอาหาร คณะวิศวกรรมศาสตร์
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
 ประสบการณ์การทำงาน
 พ.ศ. 2562 - 2563 Phelps Dodge International (Thailand) Limited
 ตำแหน่ง วิศวกรเครื่องกล
 -ควบคุมการซ่อมบำรุงและติดตั้งเครื่องจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้