รายงานการปฏิบัติงานสหกิจศึกษา

การคำนวณภาระการทำความเย็นสำหรับห้องบดและผสมอาหารสัตว์ โครงการ พีซีจี เว็ท แพลน

Cooling Load Calculation for Crush and Mixing Room PCG WET PLANT PROJECT

โดย

นายนิธิ นาคทับที 6204100009

รายงานนี้เป็นส่วนหนึ่งของวิชาสหกิจศึกษา

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสยาม

ภาคการศึกษา 3 ปีการศึกษา 2563

หัวข้อโครงงาน : การคำนวณภาระการทำความเย็นสำหรับ ห้องบดและผสมอาหารสัตว์ โครงการ พีซีจี เว็ท แพลน

รายชื่อผู้จัดทำ : นายนิธิ นาคทับที 6204100009

ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล

คณะ : วิศวกรรมศาสตร์

ปีการศึกษา : 3/2563

อาจารย์ที่ปรึกษา : ดร.ชาญชัย วิรุณฤทธิชัย

อนุมัติให้โครงการนี้เป็นส่วนหนึ่งของการปฏิบัติงานสหกิจศึกษาภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ ปีการศึกษา 3/2563

คณะกรรมการการสอบโครงงาน

..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(ดร.ชาญชัย วิรุณฤทธิชัย)

..... พนักงานที่ปรึกษา
(นาย ชิษณุพงศ์ วันเพ็ง)

..... กรรมการกลาง
(อาจารย์ สมบัติ หิรัญวรรณพงษ์)

.....ผู้ช่วยอธิการบดีและผู้อำนวยการสำนักสหกิจศึกษา
(ผศ.ดร. มารุจ ลิมปะวัฒนะ)

ชื่อโครงการ	: การคำนวณภาระการทำความเย็นสำหรับ ห้องบดและผสมอาหารสัตว์ (โครงการ พีซีจี เว็ท แพลน)
ชื่อนักศึกษา	: นายนิธิ นาคทับที 6204100009
อาจารย์ที่ปรึกษา	: ดร.ชาญชัย วิรุณฤทธิชัย
ระดับการศึกษา	: วิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต
ภาควิชา	: วิศวกรรมเครื่องกล
คณะ	: วิศวกรรมศาสตร์
ภาคการศึกษา	: 3/2563

บทคัดย่อ

ในการทำงานของระบบปรับอากาศของโรงงานผลิตอาหารสัตว์ พื้นที่ 2,160 ตารางเมตร นั้นได้ประสบปัญหาเครื่องปรับอากาศไม่สามารถทำความเย็นได้ตามที่ออกแบบที่ 25 องศาเซลเซียสทำให้สินค้าเกิดความเสียหายแล้วคำนวณภาระทำความเย็นด้วยโปรแกรมสำเร็จรูปโดยจะได้ภาระทำความเย็นเดิมคือ 1,066,796.752 Btu/hr (314 kW) จึงทำการคำนวณภาระทำความเย็นอีกครั้งเพื่อเปรียบเทียบกับการออกแบบห้องบดและผสมอาหารสัตว์ให้กับโครงการ PCG WET PLANT หลักการออกแบบใช้วิธีการคำนวณ Cooling Load Temperature Different โดยคิดภาระโหลดสูงสุดของหม้อต้มไอน้ำ (Steam Boiler) ในขณะที่ทำงานเต็มระบบ เพื่อนำไปใช้เลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมและเพิ่มจำนวนของเครื่องปรับอากาศให้เพียงพอตามการออกแบบใหม่ ผลจากการคำนวณภาระทางความร้อนของห้องได้ภาระทางความร้อนใหม่ คือ 475.21 kW และภาระทำความเย็นที่ออกแบบเผื่อไว้ที่ 5% เป็น 489.77 kW

คำสำคัญ : ภาระทำความเย็น , การบดอาหาร , การผสมอาหาร

ผู้ตรวจ
.....

Project Title	: Cooling Load Calculation on feed milling and mixing room (PCG WET PLANT PROJECT)
Author	: Mr. Nithi Narktubtee
Advisor	: Dr. Chanchai Wiroonritichai
Degree	: Bachelor of Engineering
Department	: Mechanical Engineering
Faculty	: Engineering
Semester / Academic	: 3/2020

Abstract

During the study of the air-conditioning systems in the animal feed factory, with an area of 2,160 square meters, a problem has been found regarding the air conditioner. The air conditioner was unable to reach the set temperature of 25°C, this in turn causes damage to the products. The calculation from automatic program had a cooling load of 1,066,796.752 Btu/hr (314 kW); however, the cooling load was recalculated in order when compared with the new design on feed milling and mixing room for the PCG WET PLANT project. The design principle was based on the Cooling Load Temperature Difference method by calculating the maximum load of the steam boiler while running on the full capacity. The result was applied to choose the appropriate size of the air conditioner, as well as determine on the increased number of air conditioners for the new design. The new result from calculating the heat load of the room was 475.21 kW, and the new designed cooling load at the allowance of 5% was 489.77 kW.

Keyword: Cooling Load , Feed Milling , Mixing Room

Approved:

.....

กิตติกรรมประกาศ

(Acknowledgement)

การที่ผู้จัดทำ ได้เข้ามาปฏิบัติงานในโครงการสหกิจศึกษา ณ บริษัท สุวิศว์ จำกัด ตั้งแต่วันที่ 17 พฤษภาคม 2564 – 28 สิงหาคม 2564 ส่งผลให้ผู้จัดทำได้รับความรู้และประสบการณ์ต่าง ๆ ที่มีค่ามากมายสำหรับโครงงาน หรือรายงานสหกิจศึกษาเล่มนี้สำเร็จลงได้ด้วยดีจากความร่วมมือและสนับสนุนจากหลายฝ่ายดังนี้

1. ดร.ชาญชัย วิรุณฤทธิชัย อาจารย์ที่ปรึกษาโครงการ
2. นาย ชิษณุพงศ์ วันเพ็ง ตำแหน่ง วิศวกรเครื่องกล

และบุคคลท่านอื่น ๆ ที่ไม่ได้กล่าวนามทุกท่านที่ได้ให้คำแนะนำช่วยเหลือในการจัดทำรายงานครั้งนี้

ผู้จัดทำขอขอบพระคุณผู้ที่มีส่วนเกี่ยวข้องทุกท่านที่มีส่วนร่วมในการให้ข้อมูลและเป็นที่ปรึกษาในการทำรายงานฉบับนี้จนเสร็จสมบูรณ์ ตลอดจนให้การดูแลและให้ความเข้าใจกับชีวิตของการปฏิบัติงานจริง ซึ่งผู้จัดทำขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้ด้วย

ผู้จัดทำ
นาย นิธิ นาคทับที
28 สิงหาคม 2564

สารบัญ

	หน้า
จดหมายนำส่ง	ก
กิตติกรรมประกาศ	ข
บทคัดย่อ	ค
Abstract	ง
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงงาน	1
1.3 ขอบเขตของโครงงาน	1
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ	1
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
2.1 ภาระทำความเย็น	2
2.2 สภาวะอากาศ	2
2.3 ความหมายของการปรับอากาศ	3
2.4 วิธีการคำนวณ (Calculation Methods)	4
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษา	7
บทที่ 3 รายละเอียดการปฏิบัติงาน	
3.1 ชื่อและที่ตั้งของสถานประกอบการ	10
3.2 ลักษณะของสถานประกอบการ	11
3.3 ตำแหน่งและลักษณะงานที่ได้รับมอบหมาย	11
3.4 ชื่อและตำแหน่งงานของพนักงานที่ปรึกษา	11
3.5 ระยะเวลาที่ปฏิบัติงาน	11
3.6 ขั้นตอนและวิธีการดำเนินงาน	11
3.7 ขั้นตอนการคำนวณภาระทำความเย็นโดยรวม	13
3.8 เผื่อค่าความปลอดภัยสำหรับการออกแบบระบบปรับอากาศ	15
บทที่ 4 ผลการคำนวณภาระทำความเย็น	
4.1 ภาระทางความร้อนของห้องบดและผสมอาหารสัตว์	16
4.2 การคำนวณภาระทำความเย็นจากลมจ่าย	19
4.3 การเลือกอุปกรณ์ทำความเย็นจาก Psychometric Chart	20

สารบัญ(ต่อ)

หน้า

บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลโครงงาน 31

5.2 ปัญหาในการปฏิบัติงาน 32

5.3 ข้อเสนอแนะ 32

บรรณานุกรม 33

ภาคผนวก ก 34

ประวัติผู้จัดทำ 43

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 3.1 ระยะเวลาในการดำเนินโครงงาน 12

ตารางที่ 4.1 การออกแบบภาระทำความเย็นภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์ 16

ตารางที่ 4.2 แสดงข้อมูลจากการวัดในพื้นที่ห้องบดและผสมอาหารสัตว์ 19

ตารางที่ 4.3 แสดงค่า DB,WB,%RH และ h ในแต่ละจุดของ Psychometric Chart ของ AHU 21

ตารางที่ 4.4 แสดงค่า DB,WB,%RH และ h ในแต่ละจุดของ Psychometric Chart ของ AHU2 23

ตาราง ที่ 4.5 แสดงค่า DB,WB,%RH และ h ในแต่ละจุดของ Psychometric Chart ของ FCU 24

สารบัญรูปภาพ

หน้า

รูปที่ 2.1 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychometric Chart) 7

รูปที่ 3.1 สถานที่ตั้งของโครงการ 10

รูปที่ 3.2 แสดงรายละเอียดของผนังยิปซั่ม 14

รูปที่ 3.3 แสดงบริเวณพื้นที่ปรับอากาศของห้องบดและผสมอาหารสัตว์ 15

รูปที่ 4.1 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ภายในห้อง Mixing 20

รูปที่ 4.2 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ภายในห้อง Crushing 22

รูปที่ 4.3 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น FCU ใช้สำหรับหา ΔW 24

รูปที่ 4.4 แสดงอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของ AHU 25

รูปที่ 4.5 แสดงรายละเอียดของฟิลเตอร์ AHU 26

รูปที่ 4.6 แสดงรายละเอียดของกล่องผสมอากาศของ AHU 26

รูปที่ 4.7 แสดงรายละเอียดของ Coil R410a 27

รูปที่ 4.8 แสดงรายละเอียดของ พัดลมแบบ Centrifugal 28

รูปที่ 4.9 แสดงการเลือก ขนาด Fan Coil Unit (FCU) ภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์ 29

รูปที่ 4.10 การเลือกขนาด Condenser Unit (CDU) 30

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในการทำงานของระบบปรับอากาศของโรงงานผลิตอาหารสัตว์นั้นได้ประสบปัญหาเครื่องปรับอากาศไม่สามารถทำความเย็นได้ตามที่ออกแบบทำให้สินค้าเกิดความเสียหายจึงหาแนวทางในการแก้ไขปัญหาข้างต้น โดยทำการคำนวณภาระทำความเย็นอีกครั้งเพื่อเปรียบเทียบกับการออกแบบห้องบดและผสมอาหารสัตว์ให้กับโครงการ PCG WET PLANT โดยวิธี Cooling Load Temperature Different นำไปใช้เลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมและเพิ่มจำนวนของเครื่องปรับอากาศให้เพียงพอ

ดังนั้นในโครงงานเล่มนี้ จึงทำการคำนวณ ภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้การคำนวณมือควบคู่กับโปรแกรมสำเร็จรูปในการคำนวณ

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงงาน

1.2.1 วิเคราะห์ภาระทางความร้อนของห้องบดและผสมอาหารสัตว์

1.2.2 เพื่อเลือกขนาดเครื่องปรับอากาศและเพิ่มจำนวนของเครื่องปรับอากาศ

1.3 ขอบเขตของโครงงาน

1.3.1 ห้องบดและผสมอาหารสัตว์ พื้นที่ 2,160 ตารางเมตร

1.3.2 อุณหภูมิภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์อยู่ที่ 25 องศาเซลเซียส

1.3.3 ในงานวิจัยนี้จะไม่คำนึงถึง

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.4.1 เครื่องปรับอากาศสามารถทำงานได้เพียงพอกับความต้องการ

1.4.2 สามารถทำให้ระบบการผลิตในห้องทำงานได้อย่างเต็มประสิทธิภาพ

บทที่ 2
ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ภาระทำความเย็น

ภาระทำความเย็นคือ จำนวนความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นทั้งจากภายในห้องทำความเย็นและความร้อนจากภายนอกห้องทำความเย็น ซึ่งเป็นภาระที่เครื่องทำความเย็นจะต้องนำออกไปเพื่อลดและรักษาระดับอุณหภูมิภายในห้องตามที่ต้องการ

2.1.1 การแบ่งลักษณะทางความร้อน

ความร้อนสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด คือความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) และความร้อนแฝง (Latent Heat) ความร้อนสัมผัสสามารถแบ่งได้ 2 ลักษณะ ลักษณะแรกคือ การนำและการพาซึ่งจะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในห้องทันที ลักษณะที่ 2 คือการแผ่รังสี การแผ่รังสีนั้นเนื่องจาก อากาศเป็นตัวกลางโปร่งใสจึงไม่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอากาศในห้องโดนตรงแต่มีผลต่ออุณหภูมิของพื้น ผนัง เพดาน จากนั้นก็จะเปลี่ยนเป็นการพาความร้อนเข้าสู่อากาศในห้องในภายหลัง นั่นคือเวลาที่ความร้อนจากการแผ่รังสีเข้าสู่อากาศผ่านในห้องจะช้าลงซึ่งขึ้นอยู่กับความจุความร้อนของวัสดุก่อสร้างนั่นย่อมหมายถึงความร้อนที่เข้าสู่ห้องปรับอากาศที่เวลาหนึ่ง (Instantaneous Heat Gain) ก็ย่อมที่จะไม่เท่ากับภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ (Cooling Load) เพราะการทำความเย็นคือเอาความร้อนจากอากาศ ความร้อนแฝงจะเข้าสู่อากาศในห้องโดยตรง

2.2 สภาวะอากาศ

อากาศปกติหรืออากาศที่อยู่ล้อมรอบตัวเรามักมีไอน้ำปนนอยู่ด้วยเสมอ ซึ่งเรียกว่า อากาศชื้น นิยามอากาศชื้นว่า คือ การผสมระหว่างอากาศแห้งและไอน้ำ โดยไอน้ำอาจมีปริมาณ ได้ตั้งแต่ 0 ถึงสภาวะอิ่มตัว ดังนั้นอาจเรียกได้ว่า

อากาศ = อากาศแห้ง + ไอน้ำ

ภาวะอิ่มตัว หมายถึง ปริมาณไอน้ำที่อาจมิได้สูงสุดในอากาศที่อุณหภูมิใดๆ ถ้าฉีดฝอยน้ำเข้าไปในอากาศอิ่มตัว น้ำคงอยู่ในรูปสถานะของเหลว ไม่ระเหย แต่อาจตกสู่พื้นหรือแขวนลอยอยู่ในรูปละอองน้ำ ถ้าทำให้อากาศอิ่มตัวเย็นลงหรือมีอุณหภูมิลดลงเล็กน้อย ไอน้ำส่วนเกินจะกลั่นตัวออกมาในรูปน้ำค้างหรือหมอก

ความชื้น (Humidity)

เรียกว่าไอน้ำที่ผสมกับอากาศแห้งในบรรยากาศว่าความชื้น ปกติไอน้ำนี้ คือ ไอน้ำร้อนยวดยิ่ง (Superheated steam) ซึ่งมีความดัน (P) ต่ำมาก

ความชื้นสัมบูรณ์ (Specific Humidity)

คือ ปริมาณของไอน้ำ (โดยมวล) ต่อ ปริมาณของอากาศ (โดยมวล) ในปริมาตรหนึ่งๆ ที่อุณหภูมิหนึ่งๆ สำหรับคุณสมบัติของอากาศแล้ว อากาศที่อุณหภูมิสูงขึ้น จะสามารถเก็บ (Contain) ปริมาณไอน้ำไว้ได้มากกว่าอากาศที่อุณหภูมิต่ำกว่า โดยทั่วไปบอกเป็น Grains ของความชื้นต่อน้ำหนักเป็นปอนด์ของอากาศแห้ง โดย 7,000 grains มีค่าเท่ากับหนึ่งปอนด์

เปอร์เซ็นความชื้นสัมพัทธ์ (%RH ; Relative Humidity)

คือ อัตราส่วนโดยมวลของไอน้ำในอากาศในขณะหนึ่ง (ที่อุณหภูมิหนึ่ง) ต่อ ไอน้ำสูงสุดที่อากาศ (ที่อุณหภูมินั้น) สามารถแบกรับไว้ได้

เอนทัลปี (h ; Btu/lb)

คือ ระดับความร้อน (Heat content) ของอากาศชื้นต่อหน่วยน้ำ หนักอากาศแห้งเหนือระดับ อุณหภูมิอ้างอิง ในไซโคเมตริกชาร์ต จะเห็นแกน Enthalpy ซึ่งเป็นพลังงานที่มีอยู่ในอากาศ (ที่อาจจะ มีไอน้ำปนอยู่ด้วย) อากาศร้อนจะมีเอนทัลปีสูงกว่าอากาศเย็น ในขณะเดียวกันอากาศที่มีความชื้นสูง กว่าจะมีเอนทัลปีสูงกว่าอากาศที่เย็นกว่า เนื่องจากอากาศต้องการความร้อนมากกว่าที่จะทำให้ ความชื้นกลายเป็นไอ (ยิ่งอากาศมีความชื้นมากขึ้น ยิ่งต้องการความร้อนมากขึ้นที่จะทำให้ร้อนขึ้นและ ทำให้กลายเป็นไอ) ในทางกลับกันก็ต้องการพลังงานมากขึ้นเพื่อที่จะลดปริมาณของความชื้นลงและ ทำให้เย็นลง ตามปกติจะต้องใช้พลังงาน 1,061 BTU เพื่อทำให้น้ำ 1 ปอนด์ระเหยกลายเป็นไอ

อัตราส่วนความชื้น (W ; Humidity ratio)

อัตราส่วนความชื้น ของอากาศชื้น คือ น้ำหนักของน้ำที่บรรจุอยู่ในอากาศต่อหน่วยของอากาศแห้ง ซึ่งมักแสดงเป็นปอนด์ความชื้นต่ออากาศแห้งหนึ่งปอนด์ เนื่องจากอัตราส่วนความชื้นของอากาศชื้นไม่ได้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ เช่นเดียวกับความชื้นสัมพัทธ์ จึงง่ายต่อการใช้ในการคำนวณ พบอัตราส่วนความชื้นในแนวตั้ง แกน y โดยมีเส้นอัตราส่วนความชื้นคงที่วิ่งในแนวนอนทั่วทั้งแผนภูมิ

2.3 ความหมายของการปรับอากาศ

การปรับอากาศ คือ การทำให้ภาวะอากาศคงที่ที่อุณหภูมิและความชื้นที่ต้องการและให้อากาศสะอาดและกระจายทั่วบริเวณที่ปรับอากาศ ซึ่งสามารถที่จะอธิบายได้ดังนี้

2.3.1 การปรับอุณหภูมิ (Temperature)

ในระบบเครื่องปรับอากาศจะต้องปรับอุณหภูมิให้ เหมาะสมกับร่างกายมนุษย์ คือ ประมาณ 22 °C (อุณหภูมิของตัวคนจะประมาณ 98.6 F) หรือ 37 °C

2.3.2 การปรับความชื้น (Humidity)

คือปรับสภาพความชื้นของอากาศที่ เข้าไปอยู่ภายใน ห้องโดยการลดความชื้น (Dehumidifier) และการเพิ่มความชื้น (Humidifier) การลดความชื้น (Dehumidifier) เป็นตัวลดความชื้นให้น้อยลง ใช้สำหรับเมืองร้อนซึ่งในเมืองร้อนจะมีความชื้นมากต้อง ปรับให้ต่ำลงความชื้นมีหน่วยวัดเป็นเปอร์เซ็นต์เรียกว่าความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity) ความชื้นสัมพัทธ์ที่เหมาะกับร่างกายคนจะมีปริมาณ 50 - 55 % ส่วนการเพิ่มความชื้น (Humidifier) เป็นตัวให้ความชื้นมากขึ้น ใช้สำหรับเมืองหนาวหรือในโรงงานทอผ้าที่ต้องการความชื้นมาก

2.3.3 เครื่องกรองอากาศ (Air Filter)

เป็นระบบกรองอากาศให้สะอาดโดยอาจจะใช้ฟิลเตอร์ หรือเครื่องมือทางไฟฟ้าสำหรับกรองอากาศ

2.3.4 ระบบการถ่ายเทของอากาศ (Ventilation)

คือการถ่ายเทของอากาศดีเข้าภายในห้องและดูดอากาศเสียออกนอกห้องที่เครื่องปรับอากาศทุกเครื่องจะมีปุ่ม Vent. ไว้ทางด้านหน้า ถ้าเรา ต้องการให้อากาศภายนอกเข้ามาก็เปิดปุ่ม Vent. นี้จะไปดึงให้หน้าต่างเล็กๆที่กั้นระหว่างอากาศ ภายนอกและอากาศภายในเปิดให้อากาศเข้ามาภายใน การดูดอากาศออกกับการเปิดให้อากาศเข้า จะต้องสมดุลกันถ้าดูดอากาศออกมากกว่าอากาศเข้าแรงดันของอากาศภายในห้องจะน้อยกว่าแรงดัน ภายนอกเรียกว่าแรงดันลบ (Negative Pressure) แบบนี้ ไม่ดีเพราะจะทำให้อากาศร้อนภายนอก แทรกซึมเข้ามาภายในห้องและเพิ่มโหลดให้กับห้อง และจะเป็นอันตรายต่อร่างกาย ถ้าปล่อยให้ อากาศเข้ามีปริมาณมากกว่าอากาศที่ดูดออกจะเป็นแรงดันบวก (Positive Pressure) แบบนี้อากาศ ในห้องจะดีกว่า

2.3.5 ระบบการส่งแรงลม

คือระบบที่ส่งลมเย็นออกมาไปยังห้องหรือสถานที่จะให้เย็น ซึ่ง อาจทำได้เช่น เครื่องปรับอากาศแบบติดหน้าต่างและแบบกล่อง ซึ่งจะติดตั้งให้อีวาพอเรเตอร์อยู่ ภายในห้องและคอนเดนเซอร์หรือเครื่องควบแน่นอยู่ภายนอกห้อง หรือส่งโดยเดินท่อลม (Duct.) คือ การติดตั้งระบบเครื่องปรับอากาศไว้ภายนอกทั้งหมด แล้วเดินท่อลมจ่ายไปยังห้องที่ต้องการ

2.4 วิธีการคำนวณ (Calculation Methods)

CLTD/CLF Method (เริ่มปี 1977) ต่อมาได้มาการเสนอวิธี Cooling Load Temperature Difference / Solar Cooling Load / Cooling Load Factor (CLTD/SCL/CLF) ใน ASHRAE Handbook of Fundamentals เป็นครั้งแรกในปี ค.ศ. 1977 วิธีนี้เกิดจากความพยายามที่ จะลดขั้นตอนความยุ่งยากของวิธี Transfer Function และวิธี TETD/TA ลงโดยต้องการลดขั้นตอนการคำนวณทั้งหมดให้เหลือเพียงขั้นตอนเดียว ซึ่งเป็นการคำนวณโดยตรง จากข้อมูลดิบไปเป็นภาระทำความเย็น การลดขั้นตอนการคำนวณของวิธี CLTD/SCL/CLF นั้น ต้องอาศัย ฐานข้อมูลในรูปแบบตาราง

ที่ สร้างขึ้นโดย ASHRAE ซึ่งมีจำนวนจำกัด จึงเป็นการจำกัดการใช้งานของวิธีการนี้ ไปบ้าง นอกจากนี้ ผลลัพธ์ที่ได้จากวิธีนี้เป็นเพียงการประมาณค่าภาระทำความเย็นเท่านั้น อย่างไรก็ตาม การ คำนวณด้วยวิธีนี้ง่ายและสะดวกต่อการนำไปใช้งานมากที่สุด เมื่อเทียบกับวิธการอื่นๆ ที่ ASHRAE เคยเสนอมา ภาระทำความเย็นของห้อง ในบทนี้ จะแสดงวิธีการทำรายการคำนวณไป พร้อมกับการใช้แบบฟอร์ม Cooling Load ใช้วิธีการคำนวณแบบ CLTD/CLF Method ซึ่งเป็นวิธีที่ ง่ายต่อการ ใช้งาน โดยในแบบฟอร์ม Cooling Load จะมีกลุ่มของข้อมูลดังต่อไปนี้

2.4.1 ข้อมูลเบื้องต้นของอาคาร

ประกอบไปด้วยข้อมูลของเจ้าของโครงการ ชื่อโครงการ ชื่ออาคารและชื่อห้อง ซึ่ง การระบุรายละเอียดดังกล่าวจะช่วยทำให้เราสามารถแยกแยะเอกสารได้ว่าเป็นของงานไหน ห้องไหน

2.4.2 ขนาดและมิติของห้อง

ประกอบไปด้วยข้อมูลขนาดความกว้าง ความยาว ความสูงของห้อง ความสูงของ เพดาน ปริมาตรห้อง และพื้นที่ใช้งานจริงของห้อง (Effective area) และข้อมูลอื่นๆ

2.4.3 สภาวะอากาศภายในและภายนอกอาคาร

สภาวะอากาศภายนอก (Outdoor design criteria)

สำหรับสภาวะอากาศภายนอกที่ใช้ในการออกแบบนั้นเป็นค่าที่มีการเก็บข้อมูลเชิง สถิติของแต่ละ พื้นที่ซึ่งถูกแสดงไว้ใน ASHRAE Fundamentals Handbook ซึ่งในที่นี้ได้ตัดข้อมูล สภาวะอากาศภายนอก ของประเทศไทยมาแสดงไว้ใน เราสามารถเลือกสภาวะอากาศภายนอก สำหรับคำนวณภาระทำ ความเย็นได้ดังนี้

Cooling DB/MWB คือค่าสภาวะภายนอกของอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (DB) และอุณหภูมิ กระเปาะเปียกเฉลี่ย (MWB) สำหรับการออกแบบห้องปรับอากาศทั่วไป

Evaporation WB/MDB คือค่าสภาวะภายนอกของอุณหภูมิกระเปาะเปียก (WB) และ อุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ย (MDB) สำหรับการออกแบบห้องที่ต้องการเพิ่มความชื้น

Dehumidification DP/MDB คือสภาวะภายนอกของอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (DP) อุณหภูมิ กระเปาะแห้งเฉลี่ย (MDB) และสัดส่วนความชื้น (Humidity ratio) สำหรับการออกแบบ ห้องที่ ต้องการลดความชื้น

สภาวะอากาศภายใน (Indoor design criteria)

โดยสภาวะอากาศภายในห้องนั้นจะพิจารณาจากสภาวะสบายเชิงอุณหภูมิซึ่งได้ จากการทดสอบเชิง สถิติเช่นกัน ซึ่งในช่วงสภาวะอากาศที่อยู่ในย่านสบาย (Comfort zone) นั้น เป็นค่าที่คนส่วนใหญ่มากกว่า 80% รู้สึกสบาย โดยมีค่าอุณหภูมิอยู่ในช่วง 24-26องศาเซลเซียส สำหรับฤดูร้อน และ21-23 องศาเซลเซียส สำหรับฤดูหนาว และ ค่าความชื้นสัมพัทธ์จะอยู่ในช่วง 40-50% ในช่วงฤดูร้อน และจะอยู่ในช่วง 25-30 % สำหรับฤดูหนาว

บางอาคารหรือบางห้องอาจต้องการสภาวะอากาศภายในห้องที่ แตกต่างออกไป เช่น ห้อง รักษาผู้ป่วย ห้องเก็บยา หรือห้องควบคุมต่างๆภายในโรงงาน ซึ่งผู้ออกแบบจะต้องทราบข้อมูลเบื้องต้นในส่วน นี้จากเจ้าของอาคาร

2.4.4 การคำนวณภาระทำความเย็น

ซึ่งการคำนวณหาภาระทำความเย็นมี 2 กรณีคือ ความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) และความร้อนแฝง (Latent Heat)

$$Q_{total} = Q_{Sensible} + Q_{Latent}$$
$$Q_{Sensible} = 1.08 \times (\Delta T) \times cfm\ (Sensible\ Heat)$$
$$Q_{Latent} = 4{,}840 \times (\Delta W) \times cfm(Latet\ Heat)$$

2.4.5 การคำนวณภาระทางความร้อนผ่านผนังภายในห้อง

$$Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$$
$$U = 1/R$$

2.4.6 การคำนวณภาระทางความร้อนจากเนื้อสัตว์ที่ผ่านสายพานลำเลียง

$$Q_{Meal} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T\ (kW)$$

2.4.7 การคำนวณภาระโหลดอุปกรณ์

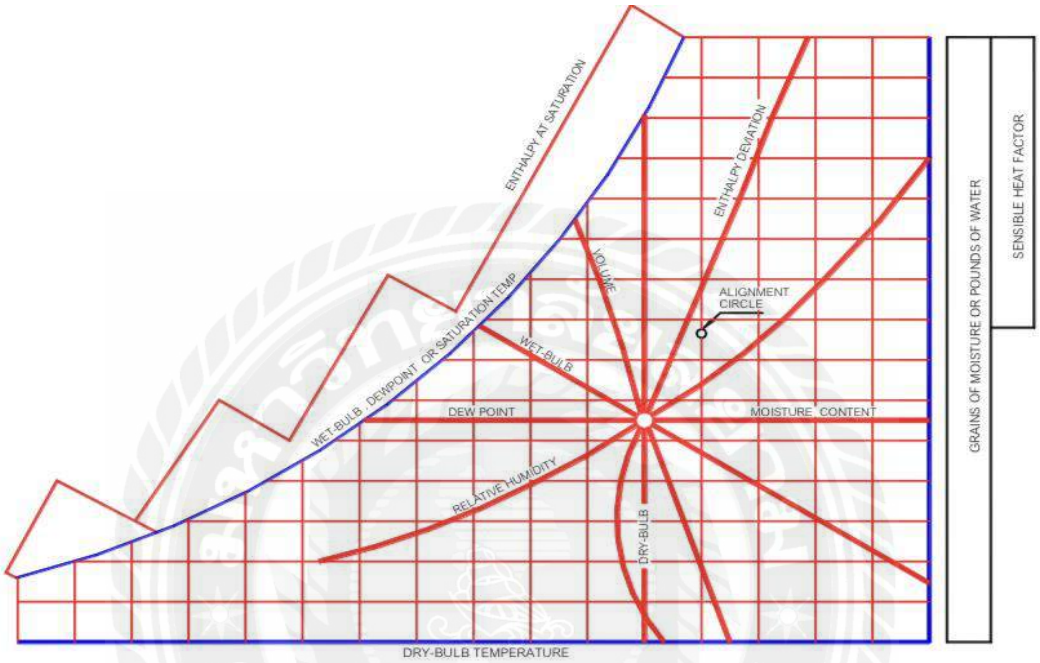
$$Q_{Load} = N \times Power\ (kW)$$

2.4.8 การคำนวณภาระโหลดจากผู้ปฏิบัติงาน

$$Q_{Human} = N \times Total\ Heat\ Gain\ (kW)$$

2.4.9 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychometric Chart)

เป็นแผนภูมิที่บอกถึงรายละเอียดของอากาศที่สภาวะต่าง ๆ เชื่อว่าหลายท่านที่ทำงานในสายงานเครื่องกล เช่น งานปรับอากาศและความเย็นคงจะรู้จักแผนภูมินี้ และการที่เราเข้าใจแผนภูมินี้จะทำให้เราเข้าใจถึงธรรมชาติและกระบวนการการเปลี่ยนแปลงของสภาวะของอากาศตลอดจนสามารถนำมาใช้งานและวิเคราะห์แก้ไขปัญหาในงานที่เกี่ยวข้องได้มากยิ่งขึ้น



รูปที่ 2.1 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychometric Chart)

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการศึกษา

2.5.1 การศึกษาทฤษฎีความน่าจะเป็นในการคำนวนภาระทำความเย็นจากการนำความร้อนผ่านผนัง ชื่อผู้แต่ง เทพฤทธิ์ ทองชุบ และ เชิดพันธ์ วิทูราภรณ์ นิสิตปริญญาเอก อาจารย์ประจำห้องปฏิบัติการเทคโนโลยีอาคารและสิ่งแวดล้อม ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

มีปัจจัยหลายประการที่มีผลต่อการคำนวณภาระทำความเย็น เช่น อุณหภูมิภายนอก, ความชื้นสัมพัทธ์, จำนวนคนและกิจกรรมภายในพื้นที่ เป็นต้น ปัจจัยต่างๆ นี้สามารถที่จะแปรผันได้ และบ่อยครั้งที่เราไม่สามารถทราบค่าที่แน่นอนแม้กระทั่งในช่วงเวลาที่กำหนดสำหรับการคำนวณ ทำให้เกิดความไม่แน่นอนขึ้นในการคำนวณ และเป็นการยากที่จะหาคำตอบที่เหมาะสม การกำหนดเงื่อนไขการออกแบบที่แตกต่างกันในแต่ละกรณีจะส่งผลให้คำตอบที่ได้ออกมาต่างกัน ดังนั้นกระบวนการในการตัดสินใจจึงเป็นปัจจัยสำคัญในการหาคำตอบที่เหมาะสม

บทความนี้จะแสดงการประยุกต์ใช้ทฤษฎีความน่าจะเป็นซึ่งจะเป็นเครื่องมือในการตัดสินใจหาผลลัพธ์ที่เหมาะสมในการคำนวณภาระทำความเย็น โดยที่บทความนี้จะแสดงวิธีการประยุกต์ในการคำนวณภาระทำความเย็นจากการนำความร้อนผ่านผนังภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด ซึ่งจะแสดงการคำนวณความน่าจะเป็นของภาระทำความเย็นที่เกิดขึ้นภายใต้เงื่อนไขที่ต่างกัน เมื่อทราบข้อมูลความน่าจะเป็นของภาระทำความเย็นที่เกิดจากการนำความร้อนผ่านผนังในแต่ละค่าแล้ว จะช่วยให้การตัดสินใจเลือกใช้ค่าภาระการทำความเย็นที่เหมาะสมมีความเป็นเหตุเป็นผลมากขึ้น ผลที่ได้คือการจัดการพลังงานที่มีประสิทธิภาพและความเสี่ยงในการลงทุนในระบบปรับอากาศ

2.5.2 การศึกษาการใช้ทฤษฎีความน่าจะเป็นในการคำนวนภาระทำความเย็น ชื่อผู้แต่ง เทพ ฤทธิ์ ทองชุบ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีปทุม

บทความนี้แสดงถึงการใช้ความน่าจะเป็นในการเป็นเครื่องมือเพื่อตัดสินใจในการเลือกผลลัพธ์ที่เหมาะสมที่ได้จากการคำนวณภาระการทำเวความเย็น ความร้อนจากการระบายอากาศซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของภาระการทำความเย็นได้ถูกนำมาใช้เพื่อแสดงถึงวิธีการที่นำเสนอในบทความนี้ ความน่าจะเป็นที่เกิดขึ้นของภาระความร้อนจากการระบายอากาศในแต่ละค่าที่ได้จากเงื่อนไขการออกแบบแต่ละเงื่อนไขได้ถูกคำนวณ ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้จากกรณีศึกษาที่นำเสนอมีการแปรเปลี่ยนของขนาดภาระความร้อนจากการระบายอากาศตั้งแต่ขนาด 436 kW จนถึง 593 kW ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขการออกแบบแต่ละเงื่อนไขที่ใช้ จากการใช้ค่า 98% ของฟังชั่นความหนาแน่นของความถี่สะสมชี้ให้เห็นว่าภาระความร้อนจากการระบายอากาศอยู่ที่ 537 kW ข้อมูลจากความน่าจะเป็นที่ได้ดังกล่าวจะช่วยให้ผู้ออกแบบสามารถตัดสินใจเลือกภาระความร้อนที่เหมาะสมจากการระบายอากาศและสานต่อไปถึงภาระการทำความเย็นที่เหมาะสมของระบบด้วย วิธีการดังกล่าวจะนำไปสู่การบริหารจัดการพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพรวมทั้งช่วยลดความเสี่ยงในการลงทุนเรื่องระบบปรับอากาศ

2.5.3 การศึกษาปัญหาการใช้งาน Air Handing Unit (AHU) ชื่อผู้แต่ง อภิชิต กรรมการผู้จัดการ บริษัท ไอ.ที.ซี. (1993) จำกัด Vice President 2003-2004 ASHRAE ประเทศไทย

Air Handling Unit (AHU) มีทั้งแบบประกอบเสร็จจากโรงงานผู้ผลิตและแบบสร้างที่หน้างาน โครงสร้างประกอบด้วย คอล์ย , พัดลม,ฟิลเตอร์ และอื่นๆ ซึ่งใช้ปรับสภาวะลม บางครั้งอาจออกแบบให้มีพัดลมระบายลมร้อน (Exhaust Fan) , พัดลมรีเทริ์น (Return Fan) หรือมีการควบคุมความชื้นด้วยก็ได้ ปัญหาส่วนใหญ่ของ AHU มักจะเกี่ยวกับการคบคุม (ในที่นี้จะไม่กล่าวถึงปัญหา ที่เกิดจากอุปกรณ์ ย่อย เช่น พัดลม , วาล์ว , บานปรับลม แต่จะเน้นปัญหาจากตัว AHU) ประเด็นสำคัญคือหลายครั้งที่มีปัญหาการควบคุมไม่ได้เกิดจากตัวระบบควบคุมเอง ถ้าใช้งาน AHU มาหลายปีโดยที่ไม่มีปัญหาอะไรเลยแล้วจู่ๆ ก็มีปัญหาด้านการควบคุม สาเหตุมิใช่อื่นใดเลยอาจเกิดจากฟิลเตอร์อุดตัน, สายพานหย่อน , มอเตอร์สูญเสียเฟส ,หรือปัญหาเรื่องแบริ่งเท่านั้นเอง จำไว้ว่าระบบควบคุมมีหน้าที่เพียงควบคุมการทำงานของ AHU มิได้มีหน้าที่ทำความร้อน

หรือเย็น ถ้าส่วนอื่นในระบบ HVAC เช่น ระบบท่อหม้อไอน้ำ , ชิลเลอร์ ,ปั๊ม และระบบไฟฟ้าทำงานผิดปกติก็จะส่งผลให้ AHU ทำงานไม่ถูกต้องไปด้วย

ไม่ใช่เรื่องแปลกที่ AHU ที่ออกแบบมาดีจะใช้งานได้หลายปีด้วยการซ่อมบำรุงและดูแลปกติ แต่กระนั้นในบางกรณีก็มีปัญหาโดยไม่ทราบสาเหตุทั้งที่ซ่อมบำรุงดีมาตลอดและสิ่งแรกที่มักจะทำกันคือเจาะจงสาเหตุไปที่ระบบควบคุมแต่เมื่อเวลาผ่านไปปัญหาก็ยังแก้ไม่ได้แถมอาจจะมีปัญหาใหม่ตามมาด้วย จริงๆ แล้วการหาสาเหตุควรจะเริ่มจากสิ่งที่เรามองเห็น เช่น เวลาที่รถแล่นไปแล้วจู่ๆ เครื่องดับ เราควรจะดูทีเกจน้ำมันก่อนว่ามีน้ำมันหรือเปล่าแล้วจึงไปดูเครื่องยนต์ปัญหา AHU ก็ควรใช้หลักการเดียวกันนี้ การแก้ปัญหาอย่างมีแบบแผนจะช่วยให้แก้ปัญหาได้รวดเร็วและประหยัดค่าใช้จ่าย

บทที่ 3
รายละเอียดการปฏิบัติงาน

3.1 ชื่อและที่ตั้งของสถานประกอบการ

โครงการ PCG WET PLANT

ที่ตั้ง : 169 กทม 23 หมู่ 16 ถนนเทพารักษ์ ตำบลบางเสาธง อำเภอบางเสาธง จังหวัดสมุทรปราการ 10540

โทรศัพท์ : 02-706-0000-9

เว็บไซต์ : http://www.perfectcompanion.com

รูปที่ 3.1 สถานที่ตั้งของโครงการ

3.2 ลักษณะของสถานประกอบการ

บริษัท เพอร์เฟค คอมพาเนียน กรุ๊ป จำกัด เป็นบริษัทที่ผลิตสินค้าประเภทอาหารสัตว์ให้กับหลายแบรนด์ เช่น Me-O , Smart Heart และแบรนด์อื่น

โดยทางบริษัทเป็นรายแรกในประเทศไทยที่ได้รับการรับรองมาตรฐาน ISO 9002 แต่เนื่องจากความต่อเนื่องในการพัฒนาสิ่งอำนวยความสะดวก จึงกลายเป็นบริษัทแรกๆ ที่ได้รับการรับรองมาตรฐาน ISO 9001 ที่เป็นที่ยอมรับในระดับสากล: Version 2000 จาก SGS, Good Manufacturing Practice (GMP) และ Hazard Analysis and Critical Control Point System (HACCP) จากกรมปศุสัตว์ กระทรวงเกษตรและสหกรณ์แห่งประเทศไทย นอกจากนี้ ในส่วนที่เกี่ยวกับอาหาร อาหารสัตว์เลี้ยงทั้งหมดที่ผลิตในโรงงาน ได้รับการจัดทำขึ้นเพื่อให้ตรงตามหรือเกินระดับโภชนาการที่กำหนดโดยสภาวิจัยแห่งชาติของสหรัฐอเมริกา (NRC) และสมาคมเจ้าหน้าที่ควบคุมอาหารแห่งอเมริกา (AAFCO)

3.3 ตำแหน่งและลักษณะงานที่ได้รับมอบหมาย

ตำแหน่งงาน : นาย นิธิ นาคทับที ได้ปฏิบัติงานในตำแหน่ง ผู้ช่วยวิศวกร

ลักษณะงานที่ได้รับมอบหมาย

มีหน้าที่ดูแลและตรวจเช็คระบบภายในอาคารเช่น ระบบปรับอากาศ ระบบประปา ระบบสุขาภิบาล ประจำทุกวัน และคอยควบคุมดูแลผู้รับเหมาที่เข้ามาปฏิบัติงานภายในอาคารให้เรียบร้อยไม่เกิดผลเสียกับระบบเครื่องปรับอากาศ

3.4 ชื่อและตำแหน่งงานของพนักงานที่ปรึกษา

นาย ชิษณุพงศ์ วันเพ็ง ตำแหน่ง วิศวกรเครื่องกล

3.5 ระยะเวลาที่ปฏิบัติงาน

ตั้งแต่วันที่ 17 พฤษภาคม 2564 ถึง 28 สิงหาคม 2564

3.6 ขั้นตอนและวิธีการดำเนินงาน

3.6.1 ปรึกษากับวิศวกรพี่เลี้ยงเรื่องของปัญญาทางวิศวกรรมภายในอาคาร

1.1 ศึกษาเกี่ยวกับปัญหาในการทำงานของเครื่องปรับอากาศ

3.6.2 ตั้งหัวข้อโครงงาน

2.1 หาหัวข้อโครงงาน โดยการปรึกษาอาจารย์ที่ปรึกษาถึงความเป็นไปได้ในการทำโครงงาน รวมถึงขอคำแนะนำเมื่อเจอปัญหาในการทำโครงงาน

3.6.3 การศึกษาเกี่ยวกับเครื่องปรับอากาศ

3.1 ทำการสำรวจเครื่องปรับอากาศ

3.2 ปัญหาที่พบคือภาระโหลดของอุปกรณ์มากกว่าภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

3.6.4 การศึกษาอุปกรณ์และออกแบบเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

4.1 ศึกษาเกี่ยวกับเครื่องปรับอากาศ

4.2 ออกแบบเพื่อปรับปรุงเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมกับการใช้งาน

4.3 เลือกรุ่นของเครื่องปรับอากาศจากการคำนวนภาระทำความเย็น

4.4 ออกแบบการตำแหน่งการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

3.6.5 การคำนวณโหลดโดยใช้การคำนวณมือ

5.1 ภาระทำทางความร้อนผ่านผนังภายในห้อง

5.2 ภาระโหลดจากผู้ปฏิบัติงาน

5.3 ภาระโหลดจากอุปกรณ์

5.4 ภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

5.5 ภาระทางความร้อนจากเนื้อสัตว์ที่ผ่านสายพานลำเลียง

3.6.6 จัดทำเอกสารประกอบรูปเล่มโดยมีอาจารย์ที่ปรึกษาคอยให้คำแนะนำในการทำรูปเล่ม

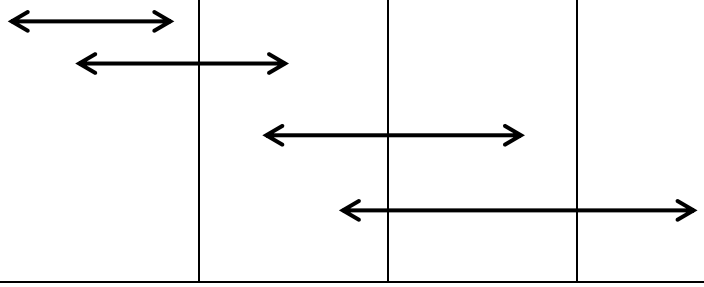
6.1 ศึกษาการทำรูปเล่มสหกิจโดยปรึกษาอาจารย์ที่ปรึกษา

6.2 จัดทำรูปเล่มโครงงานสหกิจศึกษา

3.6.7 ตรวจสอบรายละเอียดของโครงงานว่ามีเนื้อหาที่ครบถ้วนและถูกต้องเหมาะสม

7.1 ตรวจสอบความถูกต้องเรียบร้อยของรูปเล่ม การจัดหน้ากระดาษ ย่อหน้า การจัดวางรูปภาพ และตัวสะกดให้ถูกต้อง

ตารางที่ 3.1 ระยะเวลาในการดำเนินโครงงาน

ขั้นตอนการดำเนินการ	พ.ค. 64	มิ.ย. 64	ก.ค. 64	ส.ค. 64
1. รวบรวมข้อมูล 2. วิเคราะห์ระบบ 3. คำนวณและ ออกแบบระบบ 4. จัดทำเอกสาร				

3.7 ขั้นตอนการคำนวณภาระทำความเย็นโดยรวม

การคำนวณภาระการทำความเย็นนั้น สิ่งแรกที่ผู้ออกแบบต้องทราบคือ อาคารตั้งอยู่ที่ใด พื้นที่เท่าไหร่ ผนังทำการวัสดุอะไรหนาเท่าใด จำนวนคนปฏิบัติงานภายในห้อง ข้อมูลข้างต้นที่ได้กล่าวมาจะทำให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ แฟกซ์เตอร์ได้อย่างถูกต้อง

ขั้นตอนในการคำนวณภาระทำความเย็น

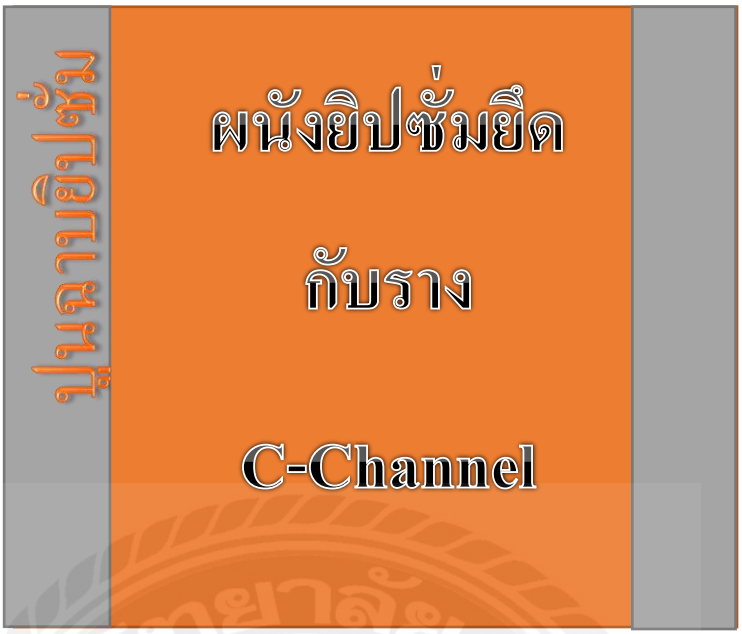
1. เลือกภาวะออกภายในและภาวะการออกแบบภายนอกจากการแนะนำของ ASHRAE
2. วัดขนาดของผนังห้องแต่ละด้านภายในพื้นที่โซนผลิต 1 และ 2
3. วัดอุณหภูมิภายในและภายนอกของโซนผลิต 1 และ 2
4. คำนวณหาพื้นทั้งหมดของโซน 1 และ 2
5. เลือกสัมประสิทธิ์ของวัสดุแต่ละชนิด
6. คำนวณหาภาระทำความเย็นภายในคือ คน อุปกรณ์ต่างๆ และการระบายอากาศ รวมถึงไฟฟ้าแสงสว่าง
7. เผื่อความปลอดภัย (Safety Factor) ในส่วนการคำนวณสุดท้าย

3.7.1 การคำนวณภาระทำความเย็นผ่านผนังภายในห้องห้องบดและผสมอาหารสัตว์

จากรูปที่ 3.2 แสดงพื้นที่ปรับอากาศของโครงการติดตั้งเครื่องปรับอากาศของโรงงาน PCG WET PLANT จะเห็นว่ามีผนังภายในมี 4 ด้านประกอบด้วย

1. ผนังด้าน A
2. ผนังด้าน B
3. ผนังด้าน C
4. ผนังด้าน D

จากรูปที่ 3.2 ผนังทั้ง 4 ด้านเป็นผนังยิปซั่มฉาบด้วยปูนยิปซั่มหนา 100 mm และด้านบนเป็นฝ้ายิปซั่ม ดังนั้นโหลดที่ผนังนี้ประกอบด้วย ปูนฉาบ,ยิปซั่ม และ ราง C-Channel



รูปที่ 3.2 แสดงรายละเอียดของผนังยิปซั่มขนาด 100 mm

3.7.2 การคำนวนภาระการทำความเย็นจากภายในส่วนที่ไม่เกี่ยวข้องกับอิทธิพลของสิ่งแวดล้อมและเวลา

1. ค่าภาระความร้อนจากคน

จากตารางในภาคผนวก ก จะได้อัตราความร้อนจากคนทีทำงานหนักที่ 450 W ต่อคน

2. ค่าความร้อนจากอุปกรณ์โดยในที่นี้จะมีอุปกรณ์ลำเลียงสินค้าชนิดสายพาน หม้อต้มไอน้ำ เครื่องแพ็คผลิตภัณฑ์

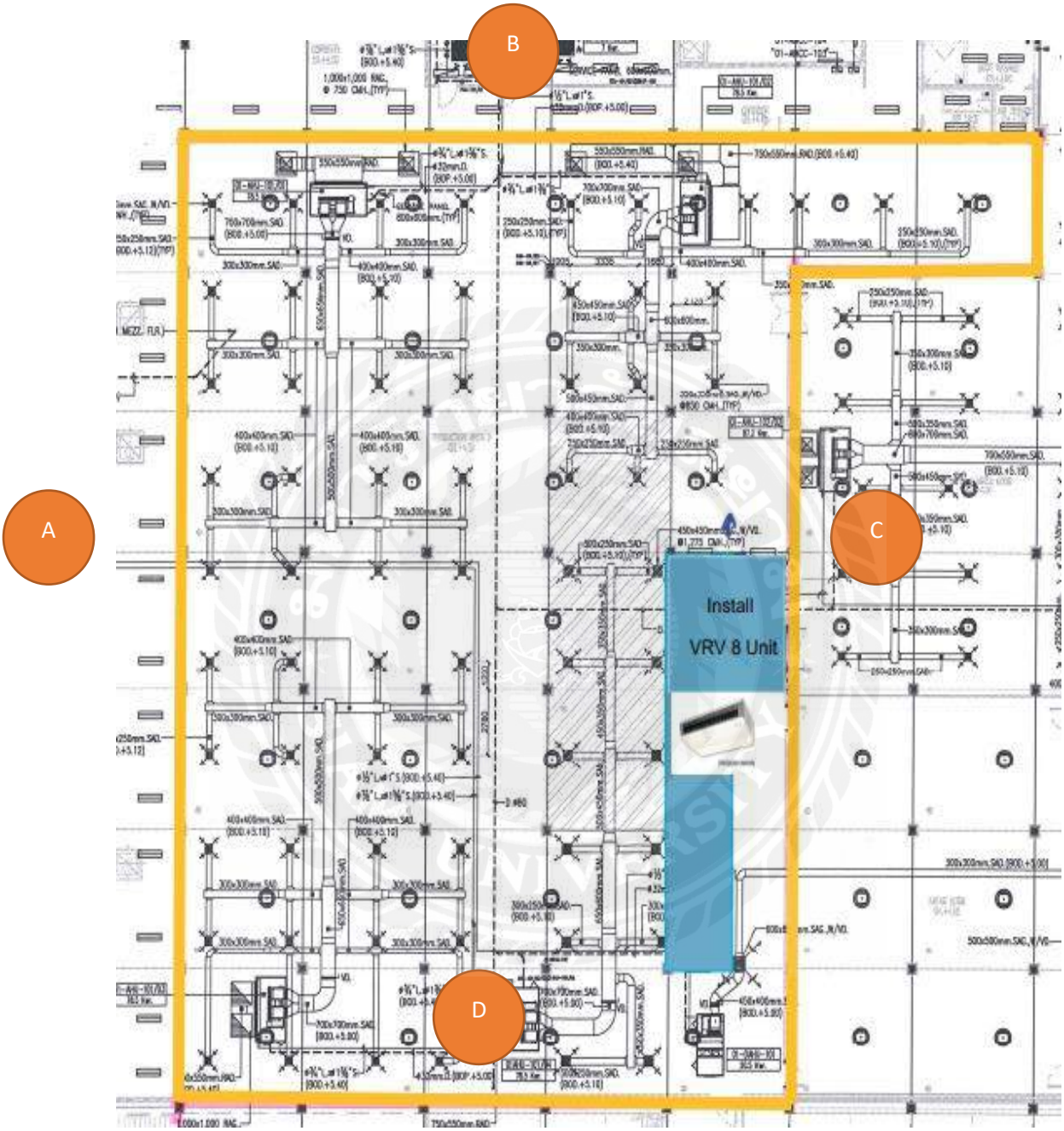
3. ค่าภาระทำความเย็น (Cooling Load)

(ในหน่วย Btu/hr.) หาได้จากสมการดังสมการที่ 2.1 และ 2.2 ตามมาตรฐานของ ASHRAE ส่วนค่าอัตราความชื้น (W) หาค่าได้จากแผนภูมิ Psychometric Chart เมื่อรู้ค่าอื่นในแผนภูมิอย่างน้อยสองอย่าง

4. ความร้อนจากมอเตอร์และอุปกรณ์อื่นๆที่ไม่สามารถระบุได้ จะนิยมเผื่อไว้เป็นค่าความปลอดภัย (Safety Factor) ที่ 10 %

3.8 เผื่อค่าความปลอดภัยสำหรับการออกแบบระบบปรับอากาศ

ในขั้นตอนสุดท้ายนั้นการออกแบบนั้นในการคำนวนจะต้องเผื่อค่าความปลอดภัยไว้สำหรับในการออกแบบเครื่องปรับอากาศที่ 15 % เพื่อใช้ในการเลือกเครื่องปรับอากาศต่อไป



รูปที่ 3.3 แสดงบริเวณพื้นที่ปรับอากาศของห้องบดและผสมอาหารสัตว์

บทที่ 4
ผลการคำนวณภาระทำความเย็น

จากการคำนวณภาระทำความเย็นทั้งหมดได้ผลการคำนวณดังต่อไปนี้ในส่วนของรายละเอียดการคำนวณดังแสดงตัวอย่างไว้ในภาคผนวก

4.1 ภาระทางความร้อนของห้องบดและผสมอาหารสัตว์

ได้คำนวณภาระทางความร้อนผ่านผนังห้องทั้ง 4 ด้านซึ่งเป็นการนำความร้อนผ่านผนังยิปซั่มที่มีความหนา 100 mm

จากการออกแบบของบริษัท Daikin

ตารางที่ 4.1 การออกแบบภาระทำความเย็นภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์

Zone : Production	**Design**		
Name : Equipment	**Air Flow (CMH)**	**Total Capacity(kW)**	**Total Capacity (kW)**
01-AHU-101/01	15,300	78.5	-
01-AHU-101/02	15,300	78.5	-
01-AHU-101/03	15,300	78.5	-
01-AHU-101/04	15,300	78.5	-
Total	61,200	314	-

จากการคำนวณมือ

4.1.1 ภาระทางความร้อนจากการนำความร้อนผ่านผนังทั้ง 4 ด้าน

- จากรูปที่ 3.2 ผนังด้าน A

จากสมการที่ $Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$

$U = 1/R$

$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$

$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$

$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$

$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$

ซึ่งในที่นี้ ค่า U ของผนังยิปซั่มจะคิดเป็นสัมประสิทธิ์รวมจะได้อยู่ที่ $0.87\ W/m^2 \cdot K$

$A = W \times H = 42 \times 4.5 = 189\ m^2$

$\Delta T = 38 - 26 = 12$ ℃

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน A คือ $0.58\ kW$

- จากรูปที่ 3.2 ผนังด้าน B

จากสมการที่ $Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$

$U = 1/R$

$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$

$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$

$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$

$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$

$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$

$A = W \times H = 42 \times 4.5 = 189\ m^2$

$\Delta T = 38 - 26 = 12$ ℃

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน B คือ $0.58\ kW$

- จากรูปที่ 3.2 ผนังด้าน C

จากสมการที่ $Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$

$U = 1/R$

$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$

$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$

$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$

$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$

$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$

$A = W \times H = 30 \times 4.5 = 135\ m^2$

$\Delta T = 38 - 26 = 12$ ℃

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน C คือ $0.41\ kW$

- จากรูปที่ 3.2 ผนังด้าน D

จากสมการที่ $Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$

$U = 1/R$

$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$

$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$

$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$

$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$

$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$

$A = W \times H = 54 \times 4.5 = 243\ m^2$

$\Delta T = 38 - 26 = 12$ ℃

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน D คือ $0.74\ kW$

ภาระทำความร้อนจากการนำความร้อนผ่านผนังยิปซั่มทั้งหมด 4 ด้าน คือ $2.31\ kW$

4.1.2 ภาระโหลดจากผู้ปฏิบัติงาน 50 คน

จากสมการ $Q_{Human} = N \times Total\ Heat\ Gain\ (kW)$

$Q_{Human} = 50 \times 450 = 22.5\ kW$

จะได้ความร้อนจากผู้ปฏิบัติงาน คือ $22.5\ kW$

4.1.3 ภาระโหลดจากอุปกรณ์

4.1.3.1 แสงสว่างภายในห้อง $Q_{Load} = N \times Power\ (kW)$

N คือจำนวนโซนภายในห้อง $Q_{Load} = 5 \times 4 = 20\ kW$

ภาระที่เกิดเครื่องอบไอน้ำที่ผ่านเข้ามาสู่ภายในห้องคือ $20\ kW$

4.1.3.2 สายพานและเครื่องซีนผลิตภัณฑ์ (Conveyor & Sealing Machine) ภาระที่เกิดจากสายพานและเครื่องซีนผลิตภัณฑ์ ในที่นี้เมื่อเทียบกับ หม้ออบไอน้ำและอาหารมีค่าน้อยมากจึงไม่นำมาคำนวณ

4.1.3.3 โหลดความร้อนจากเนื้อสัตว์ $Q_{Meal} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$

$\dot{m} = 10\ kg/s$

$c_p = 3.520\ kJ/kg \cdot K$

$\Delta T = 38 - 36 = 2$℃

$Q_{Meal} = 10 \times 3.520 \times 2 = 70.4\ kW$

4.1.3.4 หม้ออบไอน้ำ (Steam boiler) $Q_{Load} = N \times Power\ (kW)$

$Q_{Load} = 20 \times 18 = 360\ kW$

4.1.4 ภาระความร้อนจากการระบายอากาศ ในที่นี้จะไม่นำมาคำนวณ

สรุปภาระทางความร้อนของห้องบดและผสมอาหารสัตว์ใหม่ที่ได้ คือ

$0.58 + 0.58 + 0.41 + 0.74 + 22.5 + 20 + 70.4 + 360 = 475.21\ kW$

4.1.5 สรุปจากการเปรียบเทียบ

จากการคำนวณเพื่อเปรียบเทียบกับการออกแบบภาระทำความเย็นในห้อง กับภาระทางความร้อนที่คำนวณจะได้ว่า ภาระทำความร้อนของการออกแบบ คือ 314 kW และ ภาระทำความร้อนจากการคำนวณใหม่ คือ 475.21 kW จะเห็นได้ว่าภาระทางความร้อนจากการคำนวนมากกว่าการออกแบบอยู่ที่ 161.21 kW หรือ 550,439.607 Btu/hr

4.2 การคำนวณภาระทำความเย็นจากลมจ่าย

<u>จากการคำนวณมือ</u>

ตารางที่ 4.2 แสดงข้อมูลจากการวัดในพื้นที่ห้องบดและผสมอาหารสัตว์

ค่าที่ได้จากการตรวจสอบสถานที่		
Value	**CMH**	**CFM**
AIR FLOW	61,200	36,020.96
Value	℃	°F
TEMPERATURE INSIDE ROOM	25	79.7
TEMPERATUREOUTSIDE ROOM	36	59

จากสมการที่ 3.2 และ 3.3 สามารถหาภาระทางความเย็นได้ดังนี้

จะได้ $Q_{Sensible} = 1.08 \times (\Delta T) \times cfm\ (Sensible\ Heat)$

$Q_{Latent} = 4{,}840 \times (\Delta W) \times cfm\ (Latet\ Heat)$

ΔW หาจากกราฟไซโครเมตริกชาร์ท ในรูปที่ 4.2

เพราะฉะนั้น $Q_{Sensible} = 1.08 \times (79.7 - 59) \times 36{,}020.96 = 805{,}284.58\ Btu/hr$

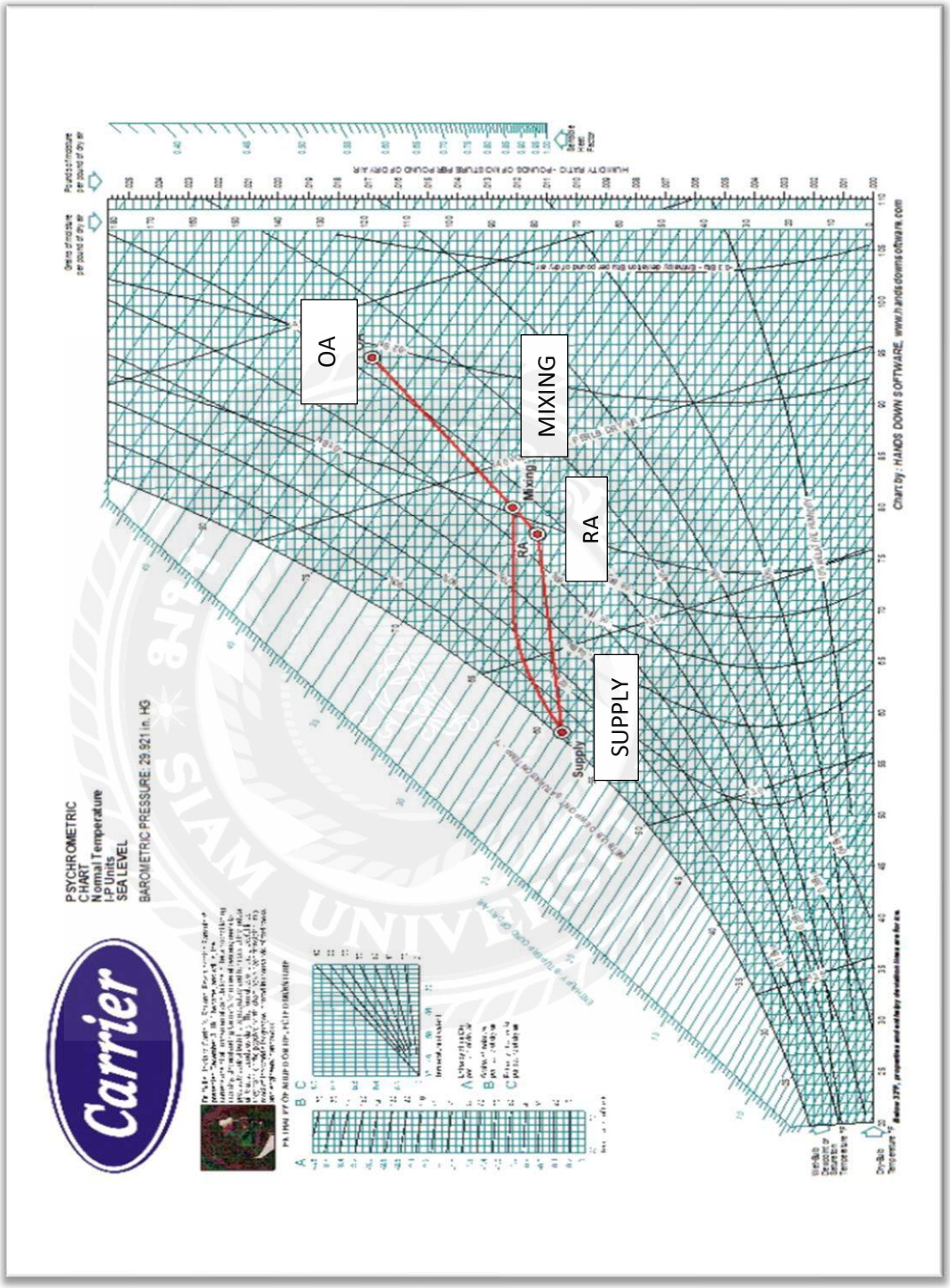
และ $Q_{Latent} = 4{,}840 \times (0.012 - 0.0105) \times 36{,}020.96 = 261{,}512.169\ Btu/hr$

จะได้ $Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{Latent} = 1{,}066{,}796.752$ Btu/hr

จากการคำนวณมือในการหาภาระทำความเย็นเดิมของเครื่องปรับอากาศ จะได้ภาระทำความเย็นรวมคือ 1,066,796.752 Btu/hr เพื่อตรวจสอบค่าที่ได้จากการวัดว่ามีความถูกต้องมากเท่าใด

4.3 การเลือกอุปกรณ์ทำความเย็นจาก Psychometric Chart

4.3.1 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ภายในห้องบดและผสมอาหาร



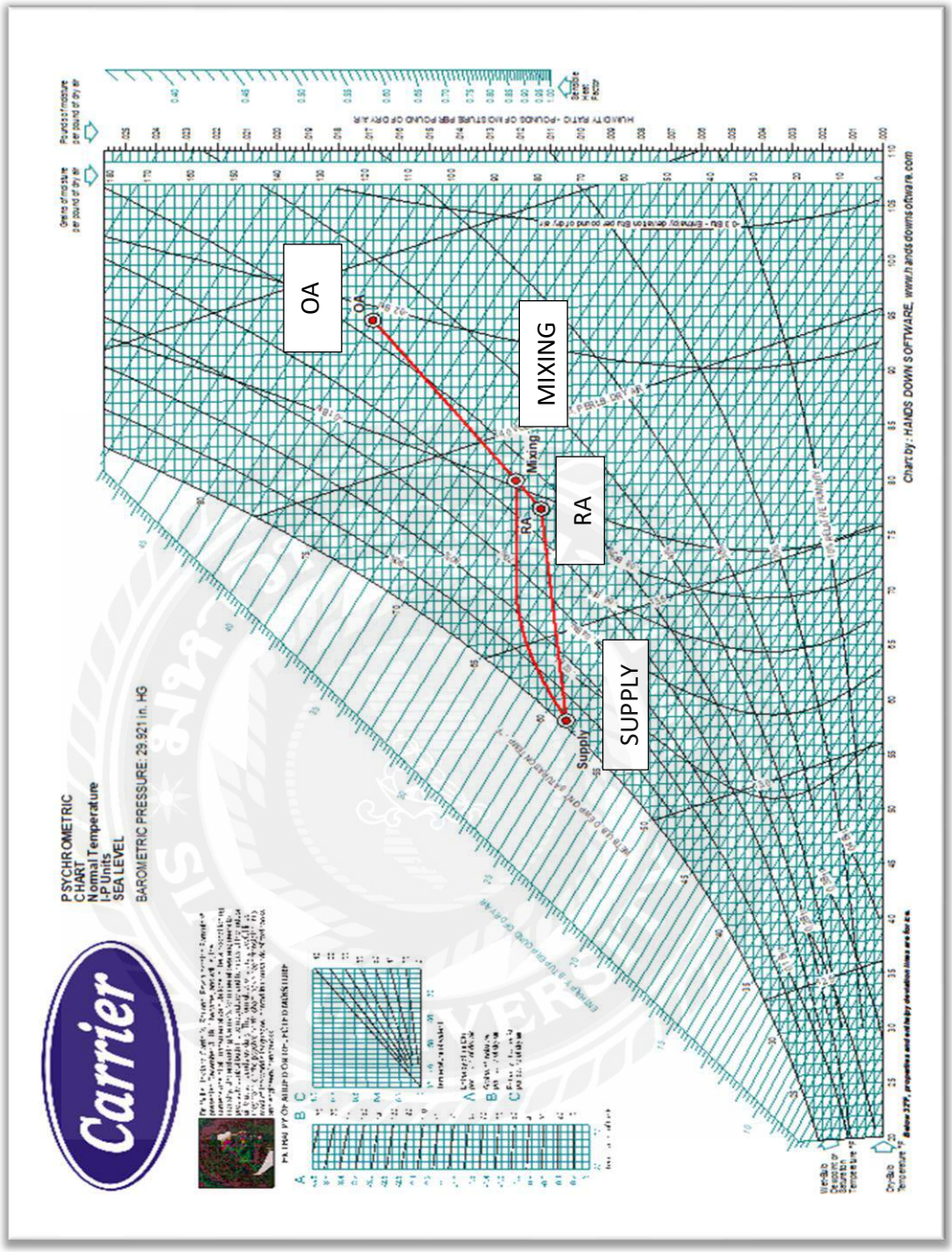
รูปที่ 4.1 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ภายในห้อง Mixing

จาก Psychometric Chart สามารถนำค่าในกราฟมาแสดงค่า DB,WB,%RH และ h ได้ดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 4.3 แสดงค่า DB,WB,%RH และ h ในแต่ละจุดของ Psychometric Chart ของ AHU

OA				
Air Flow	DB	WB	%RH	h
(CFM)	(°F)	(°F)	(%)	btu/hr
1351	95	78	47.3	41.6
RA				
Air Flow	DB	WB	%RH	h
(CFM)	(°F)	(°F)	(%)	btu/hr
7661	78	66.5	55	31.1
MIXING				
Air Flow	DB	WB	%RH	h
(CFM)	(°F)	(°F)	(%)	btu/hr
9012	80.5	85	55	33
SUPPLY				
Air Flow	DB	WB	%RH	h
(CFM)	(°F)	(°F)	(%)	btu/hr
9012	59	58.8	98	25.6

4.3.2 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ภายในห้อง Crushing



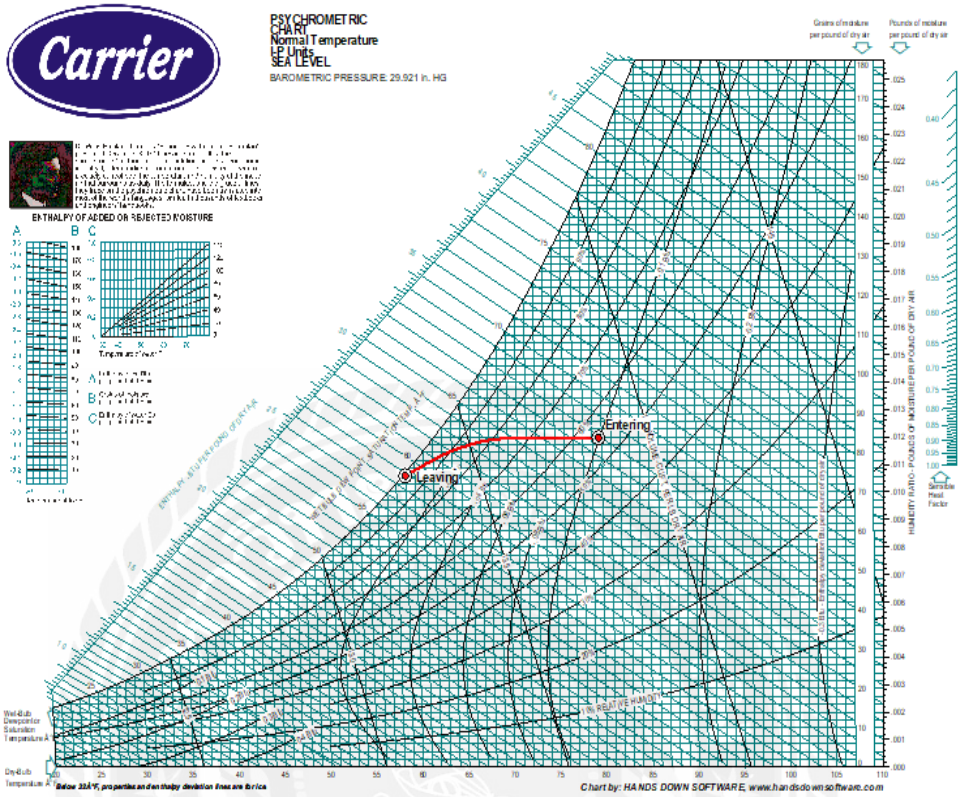
รูปที่ 4.2 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ภายในห้อง Crushing

จาก Psychometric Chart สามารถนำค่าในกราฟมาแสดงค่า DB,WB,%RH และ h ได้ดังตารางต่อไปนี้

ตารางที่ 4.4 แสดงค่า DB,WB,%RH และ h ในแต่ละจุดของ Psychometric Chart ของ AHU2

OA				
Air Flow	DB	WB	%RH	h
(CFM)	°F	°F	%	btu/hr
10006	95	78	48	41.6
RA				
Air Flow (85%OA)	DB	WB	%RH	h
(CFM)	°F	°F	%	btu/hr
8505.1	75	64	55	29.4
MIXING				
Air Flow (15%OA)	DB	WB	%RH	h
(CFM)	°F	°F	%	btu/hr
1500.9	81.8	69.3	53	33.6
CC				
Air Flow	DB	WB	%RH	h
(CFM)	°F	°F	%	btu/hr
10006	55	54.8	98	23

4.3.3 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น FCU

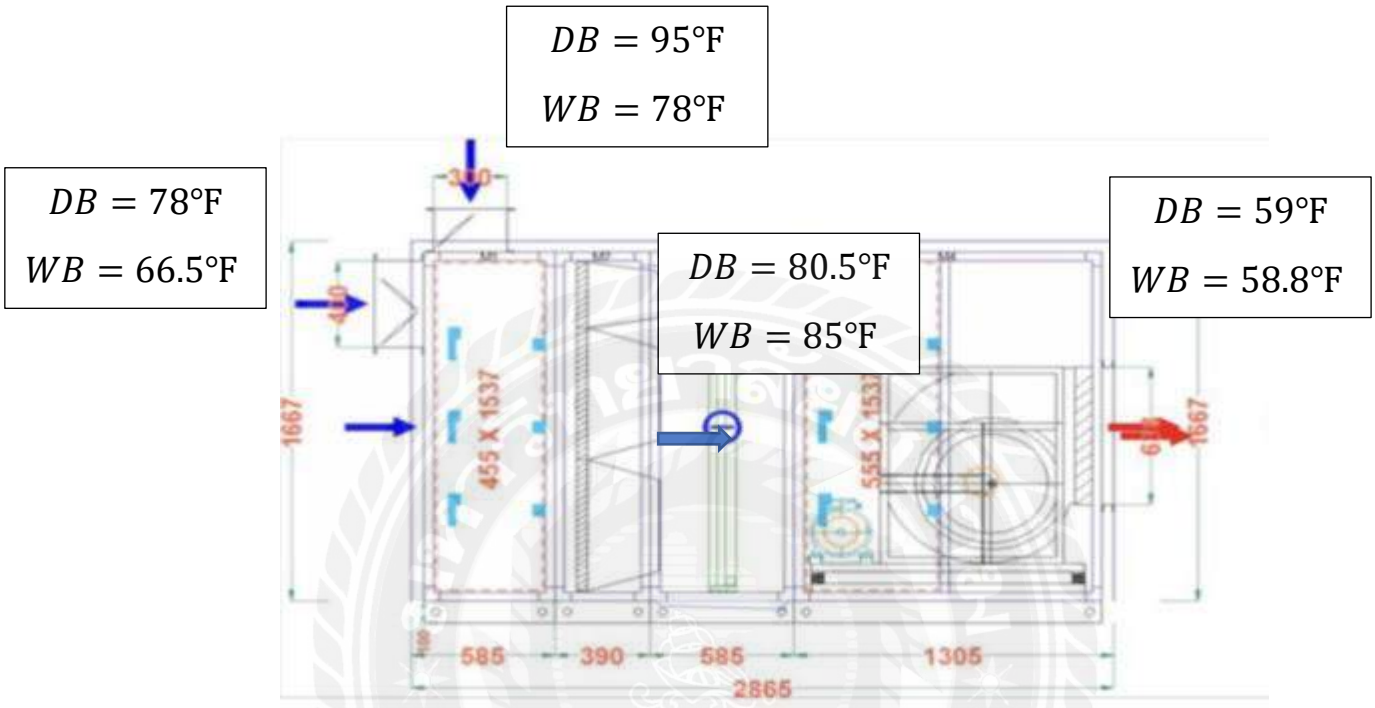


รูปที่ 4.3 Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น FCU ใช้สำหรับหา ΔW

ตาราง ที่ 4.5 แสดงค่า DB,WB,%RH และ h ในแต่ละจุดของ Psychometric Chart ของ FCU

Entering		
DB	26.5	℃
WB	20	℃
%RH	55	%
h	57.9	Btu/hr
Leaving		
DB	15	℃
WB	13.5	℃
%RH	85	%
h	38	Btu/hr

จากรูปที่ 4.3 นำค่าจากตารางที่ 4.6 ในการใช้บอก DB และ WB ของแต่ละจุดของ AHU โดยอ้างอิงจาก Psychometric Chart ของ อุปกรณ์ทำความเย็น AHU ในรูปที่ 4.1 ซึ่ง ลูกศรสีน้ำเงินจะแสดง Entering Air และลูกศรสีแดงจะแสดง Leaving Air



รูปที่ 4.4 แสดงอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของ AHU

4.3.4 การเลือกขนาดของอุปกรณ์ทำความเย็น AHU

FILTER (M2)					
Air Flow	**Condensation Pan**		**Hygienic**	**Spare Filter**	**Section Weight**
15,000 m³/h			☐	☐	142.6 kg
Filter Type					
G4 AeroPleat III Panel					
Initial / Final / Design P.Drop	**Air Velocity**	**Size/Quantity/EC***	**Size/Quantity/EC***	**Size/Quantity/EC***	**Size/Quantity/EC***
63 Pa / 113 Pa / 88 Pa	1.99 m/s	594x594x44/4/N/A	594x289x44/4/N/A		
Filter Type					
F8 Opakfil CC, MERV14, 95% Compact					
Initial / Final / Design P.Drop	**Air Velocity**	**Size/Quantity/EC***	**Size/Quantity/EC***	**Size/Quantity/EC***	**Size/Quantity/EC***
71 Pa / 171 Pa / 121 Pa	2 m/s	592x592x292/4/A	592x287x292/4/A		
* Filter Energy Performance; preferably energy classification					
* G4 AeroPleat III : Certified according to EN 779:2012 / ISO 17065:2012 * F8 Opakfil CC, MERV14, 95% : Certified according to EN 779:2012 / ISO 17065:2012					
* Frame sealing applied.					

รูปที่ 4.5 แสดงรายละเอียดของฟิลเตอร์ AHU

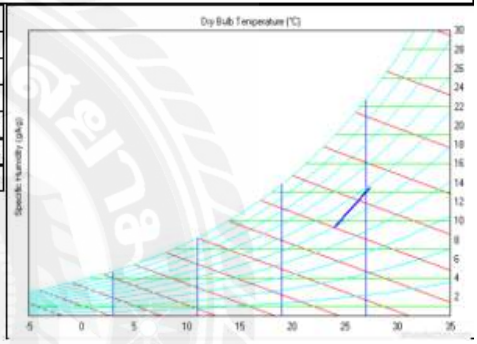
FRESH AIR CONNECTION		
Connection Type Open	**Control Type**	**Pressure Drop** 0 Pa
Air Flow 15,000 m³/h	**Dimensions** W 1,525 mm x H 1,537 mm	**Air Velocity** 1.78 m/s

SUPPLY CONNECTION		
Connection Type Flange	**Control Type**	**Pressure Drop** 0 Pa
Air Flow 15,000 m³/h	**Dimensions** W 638 mm x H 638 mm	**Air Velocity** 10.24 m/s

MIXING MODULE WITH TWO DAMPERS (M1)			
Connection Type Joint Damper	**Condensation Pan**	**Pressure Drop** 20 Pa	**Section Weight** 187 kg

Fresh Air Control Type Automatic (LM230ASR)	**Return Air Control Type** Automatic (LM230ASR)
Fresh Air Volume 2,250 m³/h	**Return Air Volume** 12,750 m³/h
Fresh Air Dimensions W 500 mm x H 300 mm	**Return Air Dimensions** W 1,500 mm x H 400 mm
Fresh Air Velocity 4.17 m/s	**Return Air Velocity** 5.9 m/s

	Winter Efficiency 84.79 %			Summer Efficiency 84.79 %		
	Fresh Air	**Exhaust**	**Mixture**	**Fresh Air**	**Exhaust**	**Mixture**
DT	24 °C	28 °C	27.39 °C	24 °C	28 °C	27.39 °C
WT	17.06 °C	22.07 °C	21.37 °C	17.06 °C	22.07 °C	21.37 °C
RH	50.00 %	60.00 %	58.96 %	50.00 %	60.00 %	58.96 %



รูปที่ 4.6 แสดงรายละเอียดของกล่องผสมอากาศของ AHU

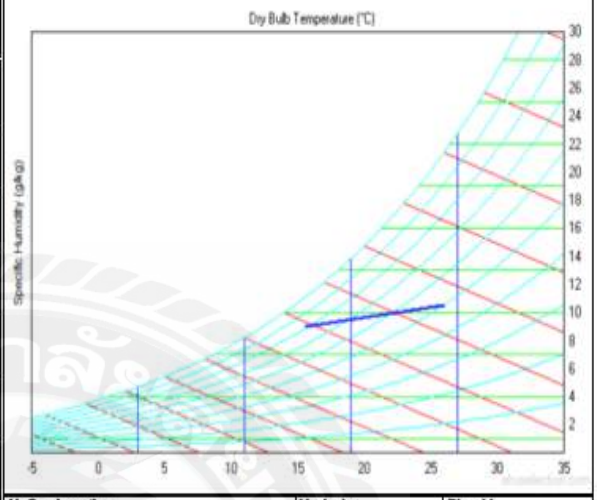
COIL (DX) (Wet Surface) (M3)

Air Flow	Capacity / Sensible	Required Cap.	Face Vel.	Quantity	Tube Mat.	Fin Mat.	Section Weight
15,000 m³/h	71.76/52.85 kW		2.14 m/s	1	Copper	Aluminium	205.2 kg

Coil Code	Tube Thickness	Fin Thickness	Mixing Ratio
25 x 22 3/8 58T 3R 1320A 2.1P 29NC	0.35 mm	0.1 mm	85 %

Droplet Elimin. / Press. Drop	Condensation Pan / Hmin U-Trap	Size (W x H x L) mm	Conn. Material	Frame Material
	Stainless Steel (40 mm (ød)) (Connection:Right) (Pressure:Negative) / 63.78 mm	1,320 x 1,473 x 110	Copper	Galvanized Steel

Fluid Kind	Evaporation/Condensation/SCD/OH
R410A	5/46/5/5 °C
Air Inlet Drybulb Temperature	**Air Outlet Drybulb Temperature**
26 °C	15.6 °C
Air Inlet Wetbulb Temperature	**Air Outlet Wetbulb Temperature**
18.71 °C	13.71 °C
Air Inlet Relative Humidity	**Air Outlet Relative Humidity**
50.00 %	81.51 %
Air Inlet - Outlet Enthalpy	**Fluid Flow / Vol. Flow**
52.94 - 38.48 kj/kg	1,563 kg/h / 45,304 dm³/h
Air Press.Drop(Wet/Dry)	**Fluid Press.Drop / Fluid Velocity**
46 Pa / 38 Pa	16.77 kPa / 0.26 m/s
Coil Surface Area	**Tube Inner Volume**
113.52 m²	18.46 L
Manifold / Conn.QTY	**Conn.Direction**
1 / 1	Right
Connection Sizes	
35 / 42 mm (1-3/8" DN32 / 1-5/8" DN40)	



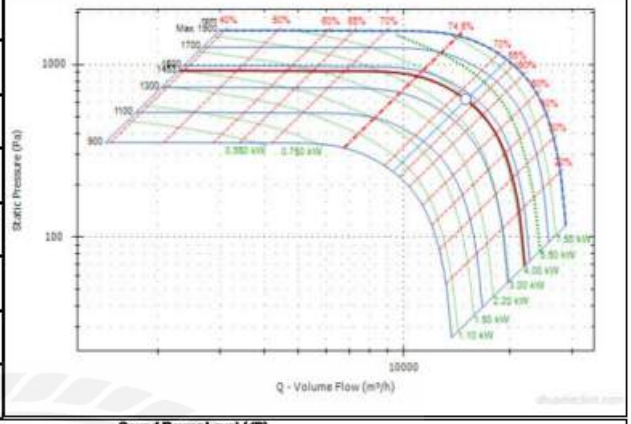
Air Condensation	Hygienic	Biygoid
26.3681 l/h	☐	☐

รูปที่ 4.7 แสดงรายละเอียดของ Coil R410a

จากรูปที่ 4.7 จะแสดงรายละเอียดของ Coil AHU โดยอุณหภูมิขาเข้า อยู่ที่ 26 องศาเซลเซียส ซึ่งเปอร์เซ็นชื้นสัมพัทธ์อยู่ที่ 50 % และอุณหภูมิขาออกอยู่ที่ 15.6 องศาเซลเซียส

SUPPLY FAN (M4)

Air Flow	Motor Type	Fan Model		Quantity	Section Weight
15,000 m³/h	ABB-AGM 132 M-4	Kruger-BDB500/SL		1	427 kg
Internal Static Pressure	**Motor P./Pha./Volt./Freq.**	**Isolator**	**Isolator Count**	**Backup Fan**	**Backup Motor**
275 Pa	7.5 kW/3P/380V/50V-Hz	Rubber	4		
External Static Pressure	**Motor Speed**				
350 Pa	1500 (1430)rpm				
Total Static Pressure	**Fan Pulley**				
625 Pa	SPA 140x2+2012 Ø0 mm				
Total Pressure	**Motor Pulley**				
687 Pa	SPA 140x2+2012 Ø38 mm				
Total / Static Efficiency	**Belt**				
74.30 / 67.56 %	2xSPA 1,750 mm				
Motor / Inverter Efficiency	☐ Frequency Inverter Included				
87.40 / 97.00 %					
Shaft Power / Absorbed Power	**Absorbed Pow.With VFD**				
3.85 / 4.9 kW	5.05 kW				
Fan Speed	**Running Frequency**				
1452 rpm (Max.1900 rpm)	50.00 Hz				
Fan Outlet Air Velocity	**Air Density**				
10.24 m/s	1.1904 kg/m³				



Specific Fan Power (SFPe Int)	Sound Power Level (dB)										
192.1 W/(m³/s)	**Hz**	**63**	**125**	**250**	**500**	**1000**	**2000**	**4000**	**8000**	**LwA-tot**	
Electrical Current	**Outlet Side**	81.3	82.4	88.8	82.6	80.5	77.4	69.9	62.3	86.0	**dBA**
7.67 A (Max.14.92 A)	**Inlet Side**	81.3	82.4	88.8	82.6	80.5	77.4	69.9	62.3	86.0	**dBA**

* The fan system effect is taken into account in the fan performance

* The fan calculated for wet conditions

รูปที่ 4.8 แสดงรายละเอียดของ พัดลมแบบ Centrifugal

ในการทำงานของพัดลมนั้นจะมี External Static Pressure คิดจากระยะช่องลมจาก AHU ถึงปลายท่อลมจ่ายโดยในการออกแบบนี้มีค่าเท่ากับ 350 Pa

4.3.5 การเลือกขนาดของอุปกรณ์ทำความเย็น FCU

Selection Fan coil unit (VRV) – Indoor Type

ในที่นี้เลือกใช้ FCU เป็นแบบ VRV เนื่องจากปัญหาเรื่องพื้นที่มีอย่างจำกัดและราคาในการติดตั้งต่ำ AHU เพราะไม่สามารถเปิดฝ้าแก้ไขท่อลมได้เนื่องจากระบบปรับอากาศใช้งานอยู่

Specifications

MODEL			FXHQ32MAVS	FXHQ63MAVS	FXHQ100MAVS	FXHQ125AVMS	FXHQ140AVMS
Power supply			1-phase, 220-240 V/220 V, 50/60 Hz				
Cooling capacity		Btu/h	12,300	24,200	38,200	48,000	52,900
		Btu/h*	12,300	24,400	38,400	48,300	53,200
		kW	3.6 / 3.6*	7.1 / 7.2*	11.2 / 11.3*	14.1/14.2*	15.5 / 15.6*
Power consumption		kW	0.111	0.115	0.135	0.168	0.181
Casing			White (10Y9/0.5)			Sheet Metal / Light Ivory	
Airflow rate (H/M/L)		m^3/min	12/ - /10	17.5/ - /14	25/ - /19.5	34/26/20	36/27/20
		cfm	424/ - /353	618/ - /494	883/ - /688	1,200/918/706	1,271/953/706
Sound level (H/M/L)		dB(A)	36/ - /31	39/ - /34	45/ - /37	46/41/37	48/42/37
Dimensions (H×W×D)		mm	195×960×680	195×1,160×680	195×1,400×680	235×1,590×690	
Machine weight		kg	24	28	33		38
Piping connections	Liquid (Flare)	mm	ϕ6.4		ϕ9.5		
	Gas (Flare)		ϕ12.7		ϕ15.9		
	Drain		VP20 (External Dia, 26/Internal Dia, 20)				

Note: Specifications are based on the following conditions;
- Cooling: Indoor temp.: 27°CDB, 19°CWB,; *27°CDB, 19.5°CWB, Outdoor temp.: 35°CDB, Equivalent piping length: 7.5 m, Level difference: 0 m.
- Capacity of indoor unit is only for reference. Actual capacity of indoor unit is based on the total capacity index. (See Engineering Data Book for details.)
- Sound level: Anechoic chamber conversion value, measured at a point 1 m in front of the unit and 1 m downward. During actual operation, these values are normally somewhat higher as a result of ambient conditions.

รูปที่ 4.9 แสดงการเลือก ขนาด Fan Coil Unit (FCU) ภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์

จากการคำนวณภาระทำความเย็นเดิม คือ 1,066,796.752 Btu/hr แต่เนื่องจากภาระทางความร้อนจากการคำนวณใหม่หลังปรับแต่งห้องบดและผสมอาหารแล้วจะอยู่ที่ 1,622,569.356 Btu/hr จะเห็นได้ว่าภาระทำความเย็นน้อยกว่าภาระทางความร้อนอยู่ที่ 550,439.607 Btu/hr และเนื่องจากต้องเผื่อค่าความปลอดภัย 10 % จะได้ภาระทำความเย็นที่ต้องทำเพิ่มคือ 605,483.568 Btu/hr หรือ 177.330 kW จึงนำค่าดังกล่าวไปเลือกขนาดของ FCU

จากรูปที่ 4.9 ได้ทำการเลือก FCU รุ่น FXHQ140AVMS จำนวน 10 เครื่องโดยสามารถทำความเย็นได้อยู่ที่ 529, 000 Btu/hr ซึ่งเพียงพอในการใช้งานแต่เนื่องด้วย จะต้องเผื่อค่าความปลอดภัยอยู่ที่ 10 % จึงทำการเลือก FCU รุ่น FXHQ100MAVS จำนวน 2 เครื่องที่สามารถทำความเย็นได้อยู่ที่ 76,400 Btu/hr

Selection CDU – Outdoor Type

Specifications

VRV A Series Outdoor Units

RXQ-A

MODEL			RXQ6AY1S	RXQ8AY1S	RXQ10AY1S	RXQ12AY1S	RXQ14AY1S	RXQ16AY1S	RXQ18AY1S
Combination units			–	–	–	–	–	–	–
			–	–	–	–	–	–	–
Power supply			3 phase 4-wire system, 380-415V/ 380V, 50Hz/ 60Hz						
Cooling capacity		Btu/h	54,600	76,400	95,500	114,000	136,000	154,000	171,000
		Btu/h*	54,900	76,900	96,200	115,000	137,300	154,600	171,800
		kW	16.0/16.1*	22.4/22.6*	28.0/28.2*	33.5/33.7*	40.0/40.3*	45.0/45.3*	50.0/50.4*
COP			4.73	4.33	4.09	3.85	3.74	3.49	3.27
Power consumption		kW	3.38	5.17	6.84	8.70	10.7	12.9	15.3
Capacity Control		%	25-100	20-100	13-100	12-100	11-100	● 10-100	10-100
Casing colour			Ivory white (5Y7.5/1)						
Compressor	Type		Hermetically sealed scroll type						
	Motor Output× Number of Units	kW	2.3×1	3.4×1	4.5×1	5.6×1	6.4×1	(3.5×1)+(3.5×1)	(4.0×1)+(4.0×1)
Airflow rate		m³/min	119	178		191	257		
Dimensions (H×W×D)		mm	1,657×930×765				1,657×1,240×765		
Machine weight		kg	175		185		215	260	
Sound level		dB(A)	56		57	59	60		61
Operation range		°CDB	10 to 49						
Refrigerant	Type		R-410A						
	Charge	kg	5.9		6.7	6.8	7.4	8.2	8.4
Piping connections	Liquid	mm	ϕ9.5 (Brazing)			ϕ12.7 (Brazing)			ϕ15.9 (Brazing)
	Gas	mm	ϕ19.1 (Brazing)		ϕ22.2 (Brazing)	ϕ28.6 (Brazing)			

รูปที่ 4.10 การเลือกขนาด Condenser Unit (CDU)

ในการเลือก Condenser Unit นั้นจะเลือกรุ่น RXQ16AY1S จำนวน 4 เครื่อง เพื่อจะรองรับกับการใช้งาน FCU ที่ได้ทำการเลือกไปในขั้นต้น

บทที่ 5
สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลโครงงาน

ผลสรุปการออกแบบและปรับปรุงเพื่อประโยชน์ในการใช้งานห้องบดและผสมอาหารสัตว์ โดยผู้จัดทำได้ทำการสำรวจแบบของห้องและบริเวณโดยรอบห้องแล้วพบว่า มีหลายส่วนที่สามารถปรับปรุงและพัฒนาให้ดีขึ้นได้ ซึ่งในการออกแบบเดิมนั้น ประตูของห้องบดและผสมอาหารได้ทำการใช้เป็นประตูแบบเลื่อนเปิด-ปิด แต่โดยในเวลาต่อมาได้ทำการเปลี่ยนมาใช้ม่านอากาศแทนทำให้อากาศเย็นภายในห้องรั่วไหลไปยังนอกห้องมากขึ้นทำให้อุณหภูมิไม่ได้ตามที่ออกแบบ ทำให้เกิดปัญหาอากาศร้อน ซึ่งทำให้พนักงานไม่สามารถทำงานได้เนื่องจากอากาศค่อนข้างร้อน

ดังนั้นผู้จัดจึงทำการออกแบบเพื่อแก้ไขปัญหาดังกล่าว โดยที่คำนวณภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ และเลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศเพื่อทำการเพิ่มจำนวนเครื่องปรับอากาศภายในห้อง

เมื่อทำการปรับปรุงเครื่องปรับอากาศภายในห้อง จึงต้องคำนวณภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศและจำนวนที่ต้องเพิ่มเติมภายในห้อง ผู้จัดทำจึงได้ใช้โปรแกรมสำเร็จรูปเพื่อใช้ในการพอร์ตกราฟ Psychometric Chart โดยมีรายละเอียดดังนี้

5.1.1 คำนวณภาระทางความร้อนใหม่ภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์

5.1.1.1 ค่าภาระทางความร้อน 1,622,569.356 Btu/hr (475.21kW)

5.1.2 คำนวณภาระทำความเย็นที่ต้องการภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์

5.1.2.1 ค่าภาระทางความเย็น 1,672,280.320 Btu/hr (489.77 kW)

5.1.3 การเลือกขนาดของเครื่องปรับอากาศ ที่ต้องเพิ่มภาระทำความเย็นจากการคำนวณภายในห้องบดและผสมอาหารสัตว์

5.1.3.1 ขนาด 52,900 Btu/hr จำนวน 4 เครื่อง (529,000 kW)

5.1.3.2 ขนาด 38,200 Btu/hr จำนวน 2 เครื่อง (76,400 kW)

ผลจากการคำนวณ คือ จากการคำนวณเพื่อเปรียบเทียบกับการออกแบบภาระทางความเย็นในห้อง กับภาระทางความร้อนที่คำนวณจะได้ว่าภาระทำทางความร้อนของการออกแบบ คือ 314 kW และ ภาระทำความร้อนจากการคำนวณใหม่ คือ 475.21 kW จะเห็นได้ว่าภาระทางความร้อนจากการคำนวนใหม่มากกว่าการออกแบบอยู่ที่ 161.21 kW หรือ 550,439.607 Btu/hr ซึ่งภาระทางความร้อนของห้องบดและผสมอาหารสัตว์ที่ปรับแต่งห้องใหม่ คือ 1,622,569.356 Btu/hr (475.21kW) และภาระทำความเย็นที่คำนวณใหม่ คือ 1,672,280.320 Btu/hr (489.77 kW)

เพราะฉะนั้นจะต้องเพิ่ม FCU ขนาด 52,900 Btu/hr จำนวน 4 เครื่อง (529,000 kW) และ ขนาด 38,200 Btu/hr จำนวน 2 เครื่อง (76,400 kW) ซึ่งทำการเปรียบเทียบกับการออกแบบใหม่นั้นจะได้ว่า ภาระทำความเย็นจากการออกแบบใหม่ คือ 1,755,894.336 kW เพราะฉะนั้นจะได้ว่าภาระทำจากการคำนวณคาดเคลื่อนจากการออกแบบที่ 5 %

5.2 ปัญหาในการปฏิบัติงาน

5.2.1 เนื่องจากสถานการณ์โควิด – 19 ทำให้การไปสำรวจสถานที่ค่อนข้างยาก

5.2.2 เนื่องจากในการออกแบบจำเป็นต้องศึกษาข้อมูลผู้ออกแบบก่อนทำการลงมือคำนวณเพื่อไม่ให้เกิดการผิดพลาด

5.3 ข้อเสนอแนะ

5.3.1 ผู้ปฏิบัติงานควรทำความเข้าใจเกี่ยวกับการออกแบบเครื่องปรับอากาศก่อนที่จะคำนวณและออกแบบ

5.3.2 ผู้ปฏิบัติงานควรวางแผนการปฏิบัติงานและกำหนดระยะเวลาในการปฏิบัติงาน

5.3.3 ควรเลือกขนาดเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมกับการใช้งานและคำนึงถึงงบประมาณอย่างเหมาะสม

บรรณานุกรม

เทพฤทธิ์ ทองชุบ และ เชิดพันธ์ วิทูราภรณ์. (2552). *การศึกษาความน่าจะเป็นในการคำนวณภาระทำความเย็นจากการนำความร้อนผ่านผนัง*.กรุงเทพฯ: มหาลัยจุฬาลงกรณ์

นพรัตน์ เกตุขาว. (2558). *ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ*. เชียงใหม่ : สำนักพิมพ์มหาลัยเชียงใหม่.

ภาวิณี ศักดิ์สุนทรศิริ. (2561). *การทำความเย็น*. ชลบุรี : สำนักพิมพ์ บริษัท ทริปเพิ้ล จำกัด.

DAIKEN . *รุ่นของเครื่องปรับอากาศประเภท VRV*. เข้าถึงได้จาก https://www.daikin.co.th/

YUNUS A. ÇENGEL, MICHAEL A. BOLES . (2015) . *Thermodynamics* .[McGraw-Hill Education]. Retrieved from http ://www.mheducation.asia

ภาคผนวก ก

การคำนวณภาระการทำความเย็นสำหรับห้องบดและผสมอาหารสัตว์

โครงการ พีซีจี เว็ท แพลน

ก.1) ตารางสารทำความเย็น R410a

R410A Pressure Temperature Chart

R410A	Liquid			Vapour		
Temperature (°C)	Pressure (barA)	Pressure (barg)	Pressure (psig)	Pressure (barA)	Pressure (barg)	Pressure (psig)
-70	0.36	-0.66	-9.52	0.35	-0.66	-9.55
-68	0.40	-0.61	-8.85	0.40	-0.61	-8.87
-66	0.45	-0.56	-8.10	0.45	-0.56	-8.13
-64	0.51	-0.50	-7.27	0.51	-0.50	-7.31
-62	0.57	-0.44	-6.37	0.57	-0.44	-6.40
-60	0.64	-0.37	-5.37	0.64	-0.37	-5.41
-58	0.72	-0.30	-4.29	0.71	-0.30	-4.33
-56	0.80	-0.21	-3.10	0.80	-0.22	-3.15
-54	0.89	-0.12	-1.81	0.88	-0.13	-1.86
-52	0.98	-0.03	-0.41	0.98	-0.03	-0.47
-50	1.09	0.08	1.11	1.09	0.07	1.05
-48	1.20	0.19	2.76	1.20	0.19	2.69
-46	1.33	0.31	4.54	1.32	0.31	4.47
-44	1.46	0.45	6.46	1.45	0.44	6.38
-42	1.60	0.59	8.53	1.60	0.58	8.45
-40	1.76	0.74	10.76	1.75	0.74	10.66
-38	1.92	0.91	13.15	1.91	0.90	13.05
-36	2.10	1.08	15.71	2.09	1.08	15.60
-34	2.29	1.27	18.45	2.28	1.26	18.33
-32	2.49	1.47	21.38	2.48	1.47	21.25
-30	2.70	1.69	24.51	2.69	1.68	24.37
-28	2.93	1.92	27.84	2.92	1.91	27.69
-26	3.18	2.16	31.38	3.17	2.15	31.22
-24	3.44	2.42	35.16	3.43	2.41	34.98
-22	3.71	2.70	39.16	3.70	2.69	38.98
-20	4.01	2.99	43.41	3.99	2.98	43.21
-18	4.32	3.30	47.91	4.30	3.29	47.69
-16	4.65	3.63	52.67	4.63	3.62	52.44
-14	4.99	3.98	57.70	4.98	3.96	57.46
-12	5.36	4.35	63.02	5.34	4.33	62.76
-10	5.75	4.73	68.63	5.73	4.71	68.35
-8	6.15	5.14	74.54	6.13	5.12	74.24
-6	6.58	5.57	80.76	6.56	5.55	80.44
-4	7.03	6.02	87.31	7.01	6.00	86.97
-2	7.51	6.50	94.19	7.48	6.47	93.83
0	8.01	6.99	101.41	7.98	6.97	101.03
2	8.53	7.52	109.00	8.50	7.49	108.59
4	9.08	8.07	116.95	9.05	8.04	116.51
6	9.65	8.64	125.28	9.62	8.61	124.82
8	10.25	9.24	133.99	10.22	9.21	133.52
10	10.88	9.87	143.13	10.85	9.84	142.61
12	11.54	10.53	152.66	11.50	10.49	152.12

R410A Pressure Temperature Chart

14	12.23	11.22	162.63	12.19	11.18	162.05
16	12.95	11.93	173.03	12.91	11.89	172.43
18	13.70	12.68	183.89	13.65	12.64	183.25
20	14.48	13.46	195.21	14.43	13.42	194.55
22	15.29	14.28	207.02	15.24	14.23	206.31
24	16.14	15.13	219.31	16.09	15.07	218.57
26	17.02	16.01	232.10	16.97	15.95	231.33
28	17.94	16.93	245.41	17.88	16.87	244.62
30	18.89	17.88	259.26	18.84	17.82	258.42
32	19.89	18.87	273.66	19.83	18.81	272.79
34	20.92	19.91	288.62	20.86	19.84	287.71
36	21.99	20.98	304.15	21.92	20.91	303.21
38	23.10	22.09	320.29	23.04	22.02	319.32
40	24.26	23.24	337.02	24.19	23.17	336.02
42	25.45	24.44	354.39	25.38	24.37	353.37
44	26.70	25.68	372.42	26.62	25.61	371.36
46	27.99	26.97	391.09	27.91	26.90	390.02
48	29.32	28.31	410.47	29.25	28.23	409.36
50	30.71	29.69	430.55	30.63	29.62	429.42
52	32.14	31.13	451.34	32.06	31.05	450.21
54	33.63	32.61	472.90	33.55	32.54	471.77
56	35.17	34.16	495.25	35.09	34.08	494.12
58	36.76	35.75	518.39	36.69	35.67	517.27
60	38.42	37.41	542.37	38.34	37.33	541.30
62	40.13	39.12	567.24	40.06	39.05	566.20
64	41.91	40.90	593.02	41.84	40.83	592.04
66	43.75	42.74	619.74	43.69	42.68	618.86
68	45.67	44.66	647.50	45.62	44.60	646.74
70	47.65	46.64	676.28	47.62	46.60	675.76

The information contained within this website is for guidance only, for further system specific advice please call A-Gas directly.

ก.2) ตารางสัมประสิทธิ์ทางความร้อน

ตาราง ข.6 Overall coefficients of heat transmission of various material [2]

1) ผนังแบบต่างๆ Wall Construction Group Description

วัสดุที่ใช้สร้างผนัง	Group	U	U	WT	WT
		W/(m².C)	Btu/(h.ft²)	Kg/m²	lb/ft²
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+อากาศ+ฉาบปูน	D	1.59	0.28	239.3	48.9
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+อากาศ+ฉาบปูน+ฟอยล์	D	1.02	0.18	239.3	48.9
คอนกรีตบล็อก 2 ชั้น 2*100 mm+ฉาบปูน+ฉนวน 25 mm	D	0.97	0.17	240.1	49.1
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) ฉาบปูน	D	2.35	0.41	440.0	90.0
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) + อากาศ ฉาบปูน	D	1.69	0.30	440.0	90.0
ก่ออิฐ 2 ชั้น (2*100 mm) + ฉนวน 25 mm ฉาบปูน	D	0.85	0.15	449.0	92.0
คอนกรีต 100 mm +ฉนวน 25 mm + ยิบซัมบอร์ด	D	1.14	0.20	306.6	62.7
คอนกรีต 100 mm +ฉนวน 50 mm + ยิบซัมบอร์ด	D	0.68	0.12	307.3	62.8
คอนกรีต 150 mm + ฉาบปูน	D	3.29	0.58	383.1	78.3
ก่ออิฐ 100 mm ฉาบปูน	E	2.84	0.50	236.4	48.3
คอนกรีตบล็อก 150 mm +ฉาบปูน	E	2.67	0.47	189.9	38.8
คอนกรีต 100 mm +ฉาบปูน	E	3.69	0.65	268.7	54.9
คอนกรีตบล็อก 100 mm +ฉาบปูน	F	2.90	0.51	140.0	28.6
ไม้อัด 2 ชั้น 2*6 mm	G	2.16	0.38	8.8	1.8
คอนกรีต 400 mm +ฉาบปูน	A	2.27	0.40	1076.0	220.0

การบุฉนวนเพิ่มจากตารางทุกๆ 50 mm (R-7) ให้ใช้ค่าการแบ่งกลุ่ม (Group) ในตาราง โดยเลื่อนขั้นดีขึ้น 1 ขั้น เช่น D ในตารางก็เปลี่ยนเป็น C แทน เป็นต้น

ก.3) ตารางอัตราความร้อนจากการทำกิจกรรมต่างๆของคน

ตาราง ข.15 อัตราความร้อนจากตัวคนในกิจกรรมต่างๆ โดยเฉลี่ยรวมทั้งชาย หญิงและเด็ก [2]

ลักษณะของกิจกรรม	ความร้อน	ความร้อน	ความร้อน	%ความร้อนแบบแผ่รังสี	
	รวม, W	สัมผัส, W	แฝง, W	ความเร็วลมต่ำ	ความเร็วลมสูง
นั่งเฉยในโรงภาพยนต์	95	65	30	60	27
นั่งเฉยในโรงภาพยนต์เวลากลางคืน	105	70	35		
นั่งทำงานเบามาก เช่นในสำนักงาน	115	70	45		
นั่งๆยืนๆทำงานในสำนักงาน	130	75	55	58	38
ยืน ทำงานเบาๆ ; เดิน เช่นพนักงานห้าง	130	75	55		
เดินบ้างยืนบ้าง เช่นพนักงานขายยาและธนาคาร	145	75	70		
นั่งรับประทานอาหาร เช่นในภัตตาคาร	160	80	80		
งานโรงงานแบบเบา	220	80	140	49	35
เต้นรำเพลงเบาๆ	250	90	160		
เดินด้วยความเร็ว 4 กม/ชม. ใช้แรงงานเบา	295	110	185		
เล่นโบวลิ่ง	425	170	255	54	19
ใช้แรงงานหนัก เช่นในโรงงานหนัก	425	170	255		
ใช้แรงงานหนักมาก เช่นในโรงงานหนัก	470	185	285		
เล่นกีฬา	525	210	315		
1) นั่งรับประทานอาหาร ความร้อนนั้นรวมที่เกิดจากอาหารด้วยแล้ว คือ ความร้อนสัมผัส 9 W ความร้อนแฝง 9 W					
2) ในการเล่นโบวลิ่ง ใน 1 เล่นจะมี 1 คนเท่านั้นที่โยน ส่วนคนอื่นๆ จะนั่ง(115 W) หรือเดินๆยืนๆ(145 W)					

ก.4) รายการคำนวณหาภาระโหลดด้วยวิธี Cooling Load Temperature Difference (CLTD)

ก.4.1) **การคำนวณหาภาระทำความร้อน**

การหาภาระทำความร้อนของผนังทั้ง 4 ด้าน

ผนังด้าน A

$$Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$$
$$U = 1/R$$
$$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$$
$$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$$
$$A = W \times H = 42 \times 4.5 = 189\ m^2$$
$$\Delta T = 38 - 26\ = 12\ ℃$$

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน A คือ $0.58\ kW$

โดยที่ ค่า R สามารถหาได้จากตารางสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

กำหนดให้ R_s คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนที่ฉาบผนังยิปซั่ม

R_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของภายนอกห้อง

R_i คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของภายในห้อง

U คือ สัมประสิทธิ์รวมของผนังยิปซั่ม

ผนังด้าน B

$$Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$$
$$U = 1/R$$
$$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$$
$$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$$
$$A = W \times H = 42 \times 4.5 = 189\ m^2$$
$$\Delta T = 38 - 26\ = 12\ ℃$$

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน B คือ $0.58\ kW$

ผนังด้าน C

$$Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$$
$$U = 1/R$$
$$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$$
$$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$$
$$A = W \times H = 30 \times 4.5 = 135\ m^2$$
$$\Delta T = 38 - 26\ = 12\ ℃$$

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน A คือ $0.41\ kW$

ผนังด้าน D

$$Q_{wall} = U \times A \times \Delta T$$
$$U = 1/R$$
$$R_s = 0.22\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_o = 0.25\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_i = 0.68\ W/m^2 \cdot K$$
$$R_t = 1.15\ W/m^2 \cdot K$$
$$U = 0.87\ W/m^2 \cdot K$$
$$A = W \times H = 54 \times 4.5 = 243\ m^2$$
$$\Delta T = 38 - 26\ = 12\ ℃$$

จะได้ความร้อนที่ผ่านผนังด้าน D คือ $0.74\ kW$

ภาระทำความร้อนจากการนำความร้อนผ่านผนังยิปซั่มทั้งหมด 4 ด้าน คือ $2.31\ kW$

ก.4.2) ภาระโหลดจากผู้ปฏิบัติงาน 50 คน

จากสมการ $Q_{Human} = N \times Total\ Heat\ Gain$

$Q_{Human} = 50 \times 450 = 22.5\ kW$

จะได้ความร้อนจากผู้ปฏิบัติงาน คือ $22.5\ kW$

ก.4.3) ภาระโหลดจากอุปกรณ์

เครื่องอบไอน้ำ (Steam Oven) $Q_{Load} = N \times Power\ (kW)$

$Q_{Load} = 20 \times 18 = 360\ kW$

ภาระที่เกิดเครื่องอบไอน้ำที่ผ่านเข้ามาสู่ภายในห้องคือ $360\ kW$

สายพานและเครื่องซีนผลิตภัณฑ์ (Conveyor & Sealing Machine) ภาระที่เกิดจากสายพานในที่นี้เมื่อเทียบกับ เครื่องอบไอน้ำและอาหารมีค่าน้อยมากจึงได้เผื่อในค่าความปลอดภัย ซึ่งในที่นี้จะใช้ความคำนวณจากความร้อนของเนื้อสัตว์ที่นำเข้ามาในห้องผ่านทางสายพานแทน

โหลดความร้อนจากเนื้อสัตว์ $Q_{Meal} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$

$\dot{m} = 10\ kg/s$

$c_p = 3.520\ kJ/kg \cdot K$

$\Delta T = 38 - 36 = 2℃$

$Q_{Meal} = 10 \times 3.520 \times 2 = 70.4\ kW$

แสงสว่างภายในห้อง $Q_{Load} = N \times Power\ (kW)$

; N คือจำนวนโซนภายในห้อง $Q_{Load} = 5 \times 4 = 20\ kW$

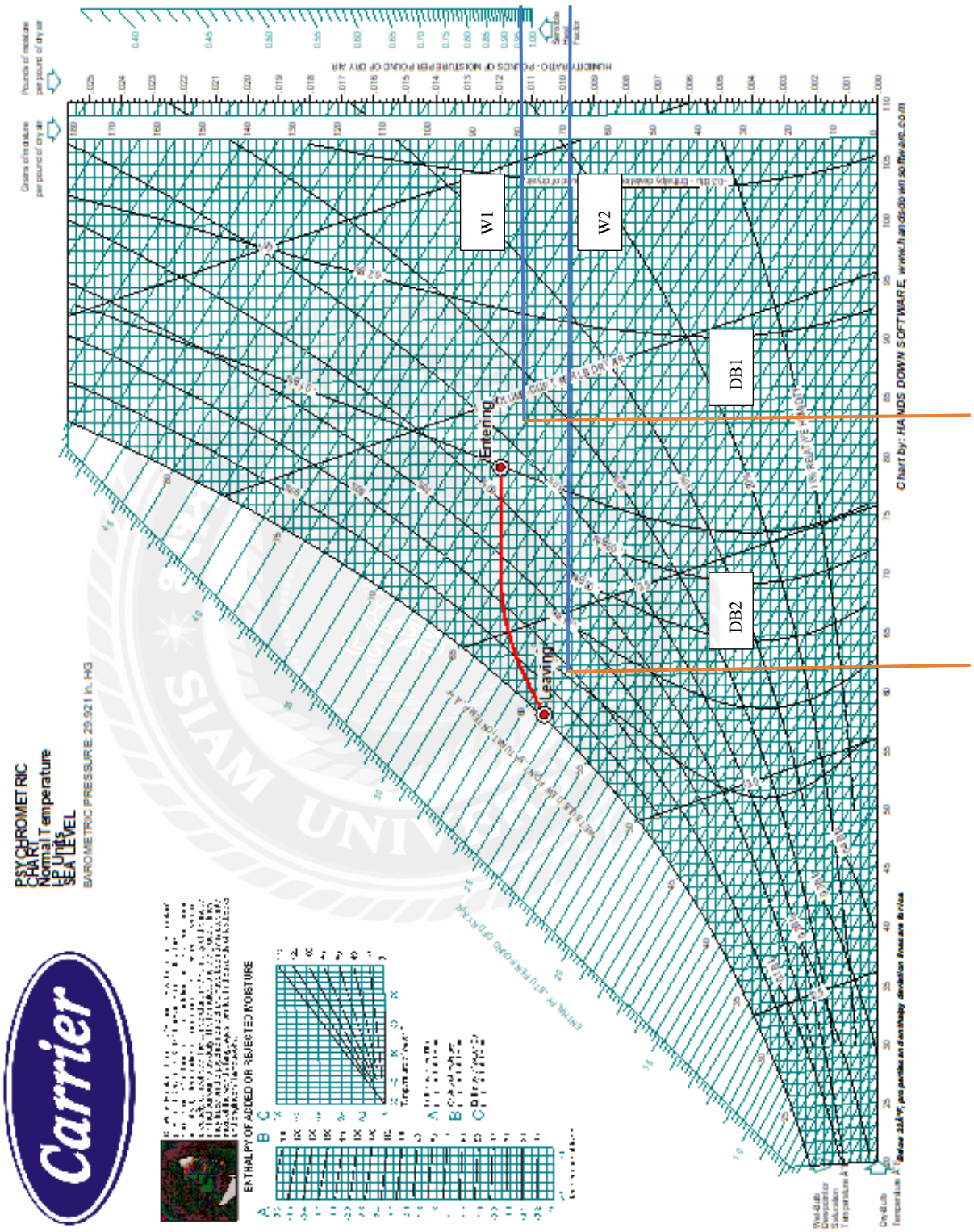
ก.4.4) ภาระความร้อนจากการระบายอากาศ ในที่นี้จะไม่นำมาคำนวณ

เพราะฉะนั้นภาระทางความร้อนรวมของห้องบดและผสมอาหารสัตว์ใหม่ที่ได้ คือ

$0.58 + 0.58 + 0.41 + 0.74 + 22.5 + 20 + 70.4 + 360 = 475.21\ kW$

ก.5) การคำนวณภาระทำความเย็นด้วยไซโครเมตริกชาร์ด

โดยจะใช้ข้อมูลของกราฟ Fan Coil Unit (FCU)



จากกราฟจะใช้ในการหาค่า ΔW

Entering		
Value	℃	°F
DB	26.5	79.7
WB	20	68
%RH	55	%
h	57.9	Btu/hr
Leaving		
Valuee	℃	°F
DB	15	59
WB	13.5	56.3
%RH	85	%
h	38	Btu/hr

2.1) อุณหภูมิขาเข้าคอยล์ (Entering)

DB 1 ที่อุณหภูมิ 79.7 ฟาเรนไฮต์ และ %RH 55 %

จะได้ W1 คือ 0.012

2.2) อุณหภูมิขาออกคอยล์ (Leaving)

DB 2 ที่อุณหภูมิ 59 ฟาเรนไฮต์ และ %RH 85 %

จะได้ W2 คือ 0.0105

จะได้ว่า $Q_{Sensible} = 1.08 \times (\Delta T) \times cfm\ (Sensible\ Heat)$

$Q_{Latent} = 4{,}840 \times (\Delta W) \times cfm(Latet\ Heat)$

; ΔW หาจากกราฟไซโครเมตริกชาร์ท ในรูปที่ 4.2

เพราะฉะนั้น $Q_{Sensible} = 1.08 \times (79.7 - 59) \times 36{,}020.96 = 805{,}284.58\ Btu/hr$

และ $Q_{Latent} = 4{,}840 \times (0.012 - 0.0105) \times 36{,}020.96 = 261{,}512.169\ Btu/hr$

จะได้ $Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{Latent} = 1{,}066{,}796.752$ Btu/hr

จากการคำนวณมือในการหาภาระทำความเย็นเดิมของเครื่องปรับอากาศ จะได้ภาระทำความเย็นรวมคือ 1,066,796.752 Btu/hr เพื่อตรวจสอบค่าที่ได้จากการวัดว่ามีความถูกต้องมากเท่าใด 550,439.607 Btu/hr และเนื่องจากต้องเผื่อค่าความปลอดภัย 10 % จะได้ภาระทำความเย็นที่ต้องทำเพิ่มคือ 605,483.568 Btu/hr หรือ 177.330 kW จึงนำค่าดังกล่าวไปเลือกขนาดของ FCU

ประวัติผู้จัดทำ

รหัสนักศึกษา	6204100009
ชื่อ-นามสกุล	นาย นิธิ นาคทับที
อีเมล์	inchghost@gmail.com
เบอร์โทรศัพท์	095-740-2717
สาขา	วิศวกรรมศาสตร์
ที่อยู่	59 ซอยประชาอุทิศ 4 แยก 1-6-1-1 เขต/แขวง ราษฎร์บูรณะ จังหวัด กรุงเทพมหานคร 10140
ผลงาน	การคำนวณภาระทำความเย็นสำหรับห้องบดและผสมอาหารสัตว์ โครงการ พีซีจี เว็ท แพลน
ประวัติการศึกษา	ประถมศึกษา ป.1-ป.6 โรงเรียน ขจรโรจน์วิทยา มัธยมศึกษา ม.1-ม.3 โรงเรียน ขจรโรจน์วิทยา มัธยมศึกษา ม.4-ม.6 โรงเรียน บางปะกอกวิทยาคม ปริญญาตรี มหาลัยสยาม คณะ วิศวกรรมเครื่องกล 4 ปี