

การพัฒนาระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลขนาดเล็ก

สมชาย พานิชเจริญ

TNI

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

บัณฑิตวิทยาลัย สาขาเทคโนโลยีวิศวกรรม

สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น

ปีการศึกษา 2562

DEVELOPMENT OF COOLING SYSTEM FOR COMPACT COMPUTER RACK DATA CENTER
(CCRDC)

Somchai Panichjaroen

TNI

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

Graduate School

Thai-Nichi Institute of Technology

Academic Year 2019

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การพัฒนาระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลขนาดเล็ก
โดย	สมชาย พานิชเจริญ
สาขาวิชา	เทคโนโลยีวิศวกรรม
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

.....คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย
(รองศาสตราจารย์ ดร. พิเชิต สุขเจริญพงษ์)
วัน.....เดือน.....พ.ศ.....

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

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

.....กรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร. ณัฐพล ลิ้มจิระจรัส)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิมล แสนอ้อม)

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

สมชาย พานิชเจริญ: การพัฒนาระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลขนาดเล็ก. อาจารย์
ที่ปรึกษา: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ, 47 หน้า.

การพัฒนาศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กที่มีประสิทธิภาพสำหรับองค์กรเป็นหนึ่งในกลยุทธ์ทางธุรกิจ ศูนย์คอมพิวเตอร์โดยทั่วไปจำเป็นต้องรองรับด้วยระบบโครงสร้างพื้นฐาน และต้องเชื่อมต่อกับเซิร์ฟเวอร์และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง ศูนย์คอมพิวเตอร์แบบทั่วไปจะออกแบบให้ใช้เครื่องปรับอากาศเพื่อการทำงานเย็นให้กับศูนย์คอมพิวเตอร์ ดังนั้นอากาศร้อนเนื่องจากการระบายความร้อนจากแร็คคอมพิวเตอร์ จะถูกหมุนเวียนผ่านเครื่องปรับอากาศ ทำให้ความร้อนถูกระบายไปสู่อากาศแวดล้อมในทันที

ปัจจุบันการออกแบบศูนย์คอมพิวเตอร์ในประเทศที่พัฒนาแล้ว ได้มีการรวมศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กกับแร็คคอมพิวเตอร์ไว้ด้วยกัน ทำให้ใช้ประโยชน์ได้หลากหลาย อาทิ คลังสินค้า สำนักงานชั่วคราว งานอีเวนต์ต่างๆ ฯลฯ

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นพัฒนาระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลสำหรับคอมพิวเตอร์ขนาดเล็ก (CCRDC) โดยคาดหวังประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่สูงขึ้น อากาศเย็นที่จ่ายมาจากเครื่องปรับอากาศจะต้องเย็นและแห้งเพียงพอก่อนจะไหลเวียนผ่านแร็คคอมพิวเตอร์ ระบบ CCRDC ที่เคลื่อนย้ายได้และเป็นไปได้ในทางปฏิบัติ จะเหมาะสมกับสภาพอากาศร้อนขึ้นอย่างประเทศไทย

งานวิจัยนี้ได้พัฒนาต้นแบบ CCRDC และคัดเลือกเครื่องปรับอากาศที่มีจำหน่ายในท้องตลาดที่มีขนาดกำลังทำความเย็นที่เหมาะสมกับศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็ก จากนั้นได้หาวิธีการบูรณาการศูนย์คอมพิวเตอร์กับเครื่องปรับอากาศเข้าด้วยกัน ความร้อนที่ได้รับจากแร็คคอมพิวเตอร์และยูทิลิตี้เอสถูกจำลองโดยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาดกำลังไฟฟ้า 810 วัตต์

ระบบมีการติดตั้งอุปกรณ์วัด อาทิ เซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ติดตั้งที่ด้านอากาศจ่ายและไหลกลับเครื่องปรับอากาศ และสำหรับวัดสภาพอากาศบรรยากาศ โพรบวัดความเร็วลม เครื่องวัดกำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ คาดการณ์ว่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้สำหรับการทำความเย็นศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กจะต่ำกว่าที่ใช้สำหรับระบบแบบทั่วไปที่มีความสามารถในการเก็บข้อมูลเท่าเทียมกัน

SOMCHAI PANICHJAROEN: IMPLEMENTATION OF COOLING SYSTEM FOR SMALL DATA CENTER. ADVISOR : ASST. PROF. DR WIPAWADEE WONGSUWAN, 47 PP.

Development of the efficient data center for particular enterprises is generally one of the business strategy. The conventional data center has to be supported by the infrastructure system, and communicate with the server and the associated equipment. The data center is normally designed to use the air conditioner (AC) for cooling purpose. Therefore, heated air from computer rack cooling is circulated through air conditioner, immediately releasing heat to surrounding.

Currently, in the developed countries, the compact data center is integrated to the computer rack for various applications, e.g. warehouse, temporary office, events, etc.

This research focus on the development of the compact computer rack data center (CCRDC) expecting higher energy efficiency. The cooling air returned from the AC unit must be sufficiently cold and dried before circulating through the computer rack. The moveable and practical CCRDC will suitable to the tropical climate condition such like Thailand.

The research has developed the CCRDC prototype and selected the air conditioner in the market having appropriated cooling capacity to the compact data center, and then integrating to the data center. Heat generated from the computer rack and UPS was simulated by an electric heater (rated power 810 W).

The implemented measuring equipment are i.e. temperature and relative humidity (T&RH) sensors installed to both supply and return air sides of the AC unit, temperature sensor for ambient air, air velocity measuring probe, and power measurement of the heater. It is expected that the electrical energy consumption for cooling of compact data center would be significantly less than such of the conventional one with similar data storage capacity.

Graduate School
Field of Engineering Technology

Student's Signature.....
Advisor's Signature.....

Academic Year 2019



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดีโดยได้รับคำปรึกษาจากอาจารย์ที่ปรึกษาผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ จากประธานกรรมการสอบ รองศาสตราจารย์ ดร.พิพัฒน์ ชัยวิวัฒน์วรกุล จากบัณฑิตวิทยาลัยร่วมด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี และจากกรรมการสอบ รองศาสตราจารย์ ดร. ณัฐพล ลิ้มจิระจรัส และจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิมล แสนอ๋ม อาจารย์ประจำคณะวิศวกรรมศาสตร์ รวมถึงอาจารย์ทุกท่านที่มีได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้ด้วย ที่ได้คอยให้คำแนะนำและให้ความช่วยเหลือในทุกขั้นตอนของการทำวิจัยครั้งนี้เป็นอย่างดี เพื่อให้งานวิจัยฉบับนี้ มีความเรียบร้อยสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ขอขอบคุณครอบครัว และเพื่อน ๆ MET ทุกท่านที่คอยให้กำลังใจ ให้คำปรึกษา และสนับสนุนการทำงานจนงานจนประสบผลสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

สมชาย พานิชเจริญ

TNI

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง.....	ณ
สารบัญรูป	ญ

บทที่

1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา	2
1.3 ขอบเขตงานวิจัย	2
1.4 ระเบียบวิธีวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.6 แผนการดำเนินงานวิจัย	3
2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	11
3 วิธีการดำเนินงาน.....	18
3.1 กระบวนการวิจัย.....	18
3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้.....	19
3.3 ขั้นตอนการทดลอง	23

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
4 ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผลการวิจัย	25
4.1 ผลการทดสอบในกรณีกำหนดค่า Setpoint 5 ระดับ.....	26
4.2 สรุปผลการทดสอบ และการประเมินสมรรถนะเบื้องต้น	38
5 สรุปผลการทดลองงานวิจัยและข้อเสนอแนะ	42
5.1 สรุปผลการทดลองงานวิจัย.....	42
5.2 ข้อเสนอแนะเพื่อการวิจัยต่อยอด	43
บรรณานุกรม.....	44
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	47

TNI

THAI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แผนการดำเนินการ.....	3
2.1 Tier Standard Classification Level [4].....	11
4.1 ตารางสรุปผลจากการเก็บข้อมูลค่าเฉลี่ยหลังระบบเข้าสู่เสถียรภาพ	39



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	ASHRAE Environmental Classes for Data Center Applications. Note: Envelopes Represent Conditions at IT Equipment Inlet committee 9.9 Mission Critical Facilities, Data 12
2.2	แผนผังศูนย์ข้อมูลของกูเกิล..... 13
2.3	ศูนย์ข้อมูลของ Cisco 14
2.4	การไหลของอากาศเย็นและร้อนในศูนย์ข้อมูล..... 14
2.5	แผนผังกรณีแบ่งพื้นที่ลมร้อนและลมเย็น (Hot aisle and Cold aisle Lay-Out)..... 15
2.6	แผนผังห้องศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการจำลองสถานการณ์โดย CFD 15
2.7	ผลการคำนวณเปรียบเทียบกรณีพื้นที่สูง 1.52 m และ 1.98 m 16
2.8	ผลการคำนวณกรณีเครื่องปรับอากาศเสียหนึ่งตัว..... 16
2.9	ผลคำนวณอุณหภูมิกรณีแร็คศูนย์ข้อมูลจำนวน 3 ตัว เครื่องปรับอากาศเสีย 1 ตัว..... 17
3.1	รูปภาพแสดงด้านข้าง ส่วนประกอบ และพื้นที่ลมร้อน/ลมเย็น..... 19
3.2	Temperature & Humidity Sensor 19
3.3	Vane Anemometer..... 20
3.4	Netbotz Rack Monitor550 and SNMP Management Card 20
3.5	คอมพิวเตอร์ขนาดสมุดบันทึก..... 21
3.6	Heater Load Step..... 21
3.7	Network Rack Switch 24 port..... 21
3.8	Uninterruptible Power Supply..... 22
3.9	ตู้แร็ค (Rack Cabinet) ขนาด 24U..... 22
3.10	เครื่องปรับอากาศสำหรับการระบายความร้อน..... 22
3.11	เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า..... 23
4.1	ภาพถ่ายตู้ศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็ก (CCRDC) ขณะทดสอบ..... 25
4.2	ภาพหน้าจอคอมพิวเตอร์สำหรับเก็บข้อมูลการทดสอบตู้ศูนย์คอมพิวเตอร์..... 25
4.3	อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศสู่ภายในตู้..... 26
4.4	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 35°C 27
4.5	อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 35°C 27

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.6	ความชื้นสัมพัทธ์ย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 35°C28
4.7	อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 35 °C28
4.8	อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 33°C29
4.9	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 33°C.....30
4.10	อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 33°C.....30
4.11	ความชื้นสัมพัทธ์ย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 33°C31
4.12	อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 33 °C31
4.13	อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 32°C32
4.14	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 32°C.....32
4.15	อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 32°C32
4.16	ความชื้นสัมพัทธ์อากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ กรณี Set point 32 oC33
4.17	อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 32 °C33
4.18	อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 30°C34
4.19	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 30°C.....34
4.20	อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 30°C35
4.21	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 30°C35
4.22	อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 30 °C35
4.23	อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 28°C36
4.24	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 28°C36
4.25	อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 28°C37
4.26	ความชื้นสัมพัทธ์อากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ กรณี Set point 28 oC37
4.27	อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 28 °C37
4.28	กราฟเปรียบเทียบผลระหว่างอัตราการดึงความร้อน กับกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศ40
4.29	กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าคอมพิวเตอรืจำลองกับกำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ41
4.30	กราฟแสดงผล COP และ PUE41

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การออกแบบศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กต้องพิจารณาให้รอบคอบถึงอุปกรณ์ที่เลือก คอมพิวเตอร์และอุปกรณ์ต่อพ่วงที่สามารถติดตั้งภายในตู้แร็คตู้เดียว (Computer Rack) โดยต้อง กำหนดตำแหน่งติดตั้งให้ถูกต้อง กำหนดเส้นทางการไหลเวียนของอากาศเย็นและการระบายอากาศ ร้อน เพราะจะส่งผลต่อการทำงานของระบบคอมพิวเตอร์โดยรวม

ระบบการทำความเย็นในรูปแบบสามัญ (Conventional method) คือ การทำความเย็น รวมทั้งห้อง (Room cooling) กับการทำความเย็นที่แยกพื้นที่ลมร้อนและพื้นที่ลมเย็น (Hot aisle/ Cold aisle containment) เพื่อป้องกันลมร้อนจากหลังตู้ไหลมารวมกับลมเย็นหน้าตู้ (Air mixing) ทำให้ลดการทำงานของเครื่องปรับอากาศและลดการใช้ไฟฟ้าลง ซึ่ง M. Sharma และคณะ [1] ได้ ศึกษาการใช้พลังงานสำหรับระบบนี้

ความน่าเชื่อถือและช่วงเวลาในการให้บริการของศูนย์คอมพิวเตอร์เป็นสิ่งที่ต้องตระหนักถึง เป็นอันดับแรก จากนั้นจึงเป็นเรื่องค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน โดย ASHRAE TC9.9 ได้แนะนำสภาวะที่ เหมาะสมสำหรับอุปกรณ์ในห้องศูนย์ข้อมูล (Data Center) คือ ระดับอุณหภูมิและความชื้นที่อุปกรณ์ สามารถทำงานประสิทธิภาพดีที่สุด และสามารถประหยัดพลังงานได้ คือ $18 - 27^{\circ}\text{C}$ ($64 - 81^{\circ}\text{F}$) และความชื้นสัมพัทธ์อยู่ระหว่าง $8\% - 80\%$ นอกจากนี้ R. A. Steinbrecher [2] ยังได้แนะนำค่า มาตรฐานสำหรับ อุณหภูมิและความชื้นขาเข้า (Inlet) ของอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ (IT Equipment) ใน ห้องศูนย์ข้อมูลแบบต่าง ๆ

ศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กในประเทศไทยโดยทั่วไปจะใช้วิธีการสร้างห้องสำหรับเซิร์ฟเวอร์ โดยเฉพาะ และติดตั้งระบบปรับอากาศ จากประสบการณ์ของผู้วิจัยพบว่าส่วนหนึ่งจะติดปัญหาพื้นที่ การก่อสร้างห้อง หรือต้องใช้ระยะเวลาในการก่อสร้างห้องนาน และหากก่อสร้างได้แล้วห้องก็อาจมี ขนาดใหญ่เกินไป ทำให้สิ้นเปลืองค่าไฟฟ้าในการปรับอากาศโดยใช้เหตุ อีกทั้งบางพื้นที่ก็ไม่สามารถ ก่อสร้างห้องศูนย์คอมพิวเตอร์ได้ อาทิ บริเวณเสา หรืออาจต้องไปใช้พื้นที่ร่วมกับบริเวณอื่น อันจะพบ ปัญหาความร้อน ฝุ่นละอองและเสียงในพื้นที่ติดตั้งศูนย์คอมพิวเตอร์

งานวิจัยนี้จึงมุ่งเน้นการหาแนวทางการพัฒนาระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลขนาด เล็ก ที่สามารถรักษาระดับอุณหภูมิการใช้งานคอมพิวเตอร์และอุปกรณ์ต่อพ่วงให้คงที่ โดยพัฒนาให้ เป็นศูนย์ข้อมูลขนาดเล็กที่มีระบบปรับอากาศในตัว จึงไม่ต้องรวมภาระการปรับอากาศเนื่องจากความ ร้อนที่ได้รับจากมนุษย์หรืออุปกรณ์ไฟฟ้าอื่น (หลอดไฟและบลูสแตต) โดยพัฒนาเป็นต้นแบบตู้ศูนย์

ข้อมูลสำหรับคอมพิวเตอร์ขนาดเล็กแบบแพ็คเกจในตัว (Compact Computer Rack Data Center: CCRDC) โดยติดตั้งเครื่องปรับอากาศไว้กับตู้ และหมุนเวียนอากาศร้อนที่ระบายจากตู้ไปยังส่วนรับอากาศร้อนของเครื่องปรับอากาศ จากนั้นจึงปรับสภาพอากาศจนมีอุณหภูมิและความชื้นที่เหมาะสม หลังจากนั้นจึงจ่ายลมเย็นกลับเข้ามาในตู้ ซึ่งหากทำได้สำเร็จก็คาดว่าจะสามารถลดต้นทุนระบบระบายความร้อนจากศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็ก และได้ผลพลอยได้เป็นการประหยัดพลังงานด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 ออกแบบและการพัฒนาระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลคอมพิวเตอร์ขนาดเล็กแบบตู้แร็ค (CCRDC)

1.2.2 ทดสอบการใช้งาน CCRDC ติดต่อกัน และเสนอแนวทางการวิจัยและพัฒนาต่อ

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

1.3.1 ออกแบบศูนย์ข้อมูลขนาดเล็กแบบตู้แร็ค (CCRDC) ขนาด 24U กว้าง 0.65 เมตร ลึก 1.2 เมตร และสูง 1.2 เมตร

1.3.2 ติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอขนาดเล็กหนึ่งตัว ที่มีความสามารถในการทำความเย็นไม่เกิน 9,000 Btu/h

1.3.3 แปรผันค่าอุณหภูมิลมเย็นที่จ่ายเข้าทางด้านหน้าตู้แร็ค 18 – 27 °C

1.4 ระเบียบวิธีวิจัย

1.4.1 ค้นคว้าทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง สอบถามข้อมูลจากผู้เชี่ยวชาญและนักเทคโนโลยี กำหนดโจทย์วิจัย

1.4.2 การออกแบบต้นแบบ CCRDC ออกแบบงานวิจัยและออกแบบการทดลอง

1.4.3 คัดเลือกเครื่องปรับอากาศ จัดซื้อ จัดหาวัสดุอุปกรณ์ ประกอบตู้แร็ค ติดตั้งเซิร์ฟเวอร์ จำลอง ยูพีเอส ระบบไฟฟ้า และเครื่องมือวัดต่าง ๆ ติดตั้งตู้แร็ค ณ สถานที่ทำการทดสอบ (ห้องปฏิบัติการ ที่ห้อง K-105 โรงปฏิบัติการ K) เตรียมแพลตฟอร์มสำหรับเก็บข้อมูล และคอมพิวเตอร์สำหรับเก็บบันทึกและแสดงผลข้อมูลการวัดอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ ความเร็วลม และกำลังไฟฟ้า

1.4.4 ทำการทดลอง และปรับปรุงพัฒนาชุดเครื่องมือวัดและ CCRDC รวมถึงวิธีการทดสอบให้เหมาะสมและได้ผลที่ดีขึ้น วิเคราะห์และวิจารณ์ผลการทดสอบ

1.4.5 เขียนเล่มวิทยานิพนธ์ และจัดทำบทความวิชาการเพื่อนำเสนอผลงานวิจัยในที่ประชุมวิชาการ TNIAC 2020

ขั้นตอนการทำงานวิจัย	ระยะเวลาดำเนินการ											
	ปี 2559 - 2560				ปี 2561 - 2563							
เดือน	9-12	1-4	5-8	9-12	1-4	5-8	9-12	1-4	5-8	9-12	1-4	5-8
(1) ค้นคว้าทฤษฎีและงานวิจัยเกี่ยวข้อง กำหนดโจทย์วิจัย												
(2) ออกแบบต้นแบบ CCRDC ออกแบบ งานวิจัยและออกแบบการทดลอง												
(3) เลือกเครื่องปรับอากาศ จัดซื้อ จัดหาวัสดุ อุปกรณ์ ประกอบและติดตั้ง												
(4) ทำการทดสอบ ปรับระบบให้เหมาะสม วิจัยและวิเคราะห์ผล												
(5) เขียนเล่มวิทยานิพนธ์												
(6) จัดทำบทความวิชาการและนำเสนอ ผลงานวิจัยในที่ประชุมวิชาการ												
(7) สรุปผลการวิจัย จัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์												
(8) สอบป้องกันวิทยานิพนธ์												

บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

บทนี้จะสรุปผลการค้นคว้าทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง แนวทางในการพัฒนาระบบระบายความร้อน ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบ มาตรฐาน ASHRAE TC9.9 ที่เกี่ยวข้องกับระบบปรับอากาศภายในห้องศูนย์ข้อมูล [3] ข้อมูลเกี่ยวกับโครงสร้างพื้นฐานทางกายภาพ (Infrastructure) ของระบบเครือข่ายและห้องศูนย์ข้อมูล (Data center) ที่ช่วยสนับสนุนในการดำเนินธุรกิจ และสถาปัตยกรรมสำหรับห้องศูนย์ข้อมูล

2.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1.1 ระบบปรับอากาศ

โดยทั่วไปอากาศในบรรยากาศมีไอน้ำอยู่ด้วย เรียกว่า อากาศในสภาพบรรยากาศ (Atmospheric Air) ส่วนอากาศที่ไม่มีไอน้ำรวมอยู่ด้วยเลยเรียกว่า อากาศแห้ง (Dry Air) อากาศที่ความดันบรรยากาศปกติจะสมมติให้เป็นก๊าซอุดมคติ

ระบบการปรับอากาศสำหรับศูนย์ข้อมูลคอมพิวเตอร์นั้นอุณหภูมิของอากาศจะเปลี่ยนแปลงไปไม่มากนัก ดังนั้นค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ของอากาศแห้ง (C_p) จึงคงที่ประมาณ 1.005 กิโลจูลต่อกิโลกรัมเคลวิน (kJ/kg K) และผลต่างของเอนทาลปีหาได้จากค่าความร้อนจำเพาะคูณกับผลต่างอุณหภูมิดังสมการ

$$\Delta h_{dryair} = C_p \Delta T \quad (2.1)$$

ความดันบรรยากาศของอากาศปกติ P เป็นความดันของอากาศแห้ง P_p รวมกับความดันย่อยของไอน้ำ P_v หรือ

$$P = P_p + P_v \quad (2.2)$$

เนื่องจากปริมาณไอน้ำในอากาศมีปริมาณน้อย จึงทำให้ความดันไอน้ำต่ำ จึงสมมติว่าไอน้ำในอากาศที่สภาพปกติเป็นก๊าซในอุดมคติเช่นกัน และเนื่องจากค่าเอนทาลปีของก๊าซอุดมคติจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเท่านั้น จึงทำให้ค่าเอนทาลปีของไอน้ำในอากาศขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของอากาศขณะนั้นเพียงอย่างเดียว และเท่ากับค่าเอนทาลปีของไอน้ำในสภาพไออิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน

$$h_v(t) = h_g(t) \text{ เมื่อความดันต่ำ} \quad (2.3)$$

2.1.2 ความชื้นสัมบูรณ์และความชื้นสัมพัทธ์

ปริมาณไอน้ำในอากาศทำให้อากาศมีความชื้นเพิ่มขึ้น การกำหนดค่าความชื้นของอากาศสามารถกำหนดได้สองแบบคือ การกำหนดค่าความชื้นสัมบูรณ์ (Absolute หรือ Specific Humidity) และค่าความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity) โดยค่าความชื้นสัมบูรณ์ ω เป็นอัตราส่วนของมวลของไอน้ำในอากาศต่อมวลอากาศแห้งในขณะนั้น

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.4)$$

ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของความดันได้เป็น

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} \quad (2.5)$$

หรือ

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P_a} = \frac{0.622 P_v}{P_a - P_v} \quad (2.6)$$

เมื่อปริมาณไอน้ำเพิ่มขึ้นค่าความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศจะเพิ่มขึ้น ไม่ว่าอุณหภูมิจะเปลี่ยนแปลงไปหรือไม่ อย่างไรก็ตาม ในกรณีที่อุณหภูมิคงที่อยู่ที่ค่าหนึ่ง อากาศจะมีความสามารถรองรับไอน้ำที่ระเหยอยู่ในปริมาณหนึ่งเท่านั้น นั่นคือจะรับไอน้ำได้จนกระทั่งความดันของไอน้ำเท่ากับ ความดันของไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมินั้น และเมื่ออากาศรับไอน้ำจนกระทั่งไม่สามารถรับไอน้ำได้อีกต่อไป เรียกอากาศขณะนั้นว่าอากาศอิ่มตัว (Saturated Air) และอุณหภูมิที่ทำให้อากาศนั้นอิ่มตัวที่ความดันนั้น คืออุณหภูมิอิ่มตัวของไอน้ำ เรียกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point Temperature)

ค่าความชื้นบุงของอากาศบ่งบอกถึงปริมาณไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศขณะนั้น ส่วนค่าความชื้นของอากาศที่นิยมวัดค่าสำหรับระบบปรับอากาศคือค่าความชื้นสัมพัทธ์ ϕ ซึ่งเป็นมวลไอน้ำในอากาศขณะนั้นต่อมวลไอน้ำสูงสุดที่อากาศสามารถรองรับได้ที่อุณหภูมิเดียวกัน นั่นคือ

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.7)$$

สามารถนิยามค่าความชื้นสัมพัทธ์ ให้เท่ากับอัตราส่วนของความดันไอขณะนั้นต่อความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกันได้ จากสมการที่ (2.6) และ (2.7) สามารถหาความสัมพันธ์ของค่าความชื้นสัมบูรณ์และความชื้นสัมพัทธ์ได้เป็น

$$\omega = \frac{0.622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (2.8)$$

ค่าเอนทาลปีของอากาศปกติหาได้จากผลรวมของเอนทาลปีของอากาศแห้งกับเอนทาลปีของอากาศปกติหรือ

$$H = H_g + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (2.9)$$

หรือ

$$h = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v \quad (2.10)$$

เมื่อ h คือ พลังงานต่อหน่วยมวลของอากาศแห้ง (kJ/kg-dry air) ซึ่งจากสมการที่ (2.10) สามารถเขียนได้เป็น

$$h = h_a + \omega h_v \quad (2.11)$$

2.1.3 ความร้อน

2.1.3.1 พลังงานความร้อน

พลังงานความร้อนเป็นผลมาจากความแตกต่างของระดับอุณหภูมิ ซึ่งสำหรับระบบตู้แร็คคอมพิวเตอร์จำเป็นต้องระบายพลังงานความร้อนที่ได้จากการทำงานของอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ออกไปสู่บรรยากาศภายนอก และโดยในทางกายภาพแล้ว พลังงานความร้อนในร่างกายของมนุษย์มีอิทธิพลอย่างมากต่อการรับรู้ความสบายของมนุษย์เอง

2.1.3.2 การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อน คือการถ่ายทอดพลังงานความร้อนจากระบบที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปยังระบบที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งขึ้นอยู่กับระยะเวลาที่ใช้ในการส่งผ่านความร้อน ปริมาณความร้อนที่

ผ่านเข้าสู่ผนังแผ่นหนึ่งทะลุผ่านผิวด้านนอกของผนัง จะต้องเท่ากับพลังงานที่ถูกปลดปล่อยออกจากผิวด้านในหลังจากเวลาหนึ่งเวลาใดผ่านไป

การถ่ายเทความร้อนสามารถเกิดขึ้นได้จริงในหลายกลไกซึ่งส่งเสริมระหว่างกัน จำแนกเป็น 3 ชนิดคือ การนำความร้อน (Conduction) การพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสี (Radiation)

1) การนำความร้อน (Heat conduction) เป็นการส่งผ่านความร้อนจากอนุภาคหนึ่งไปยังอีกอนุภาคหนึ่ง ภายใต้ผลจากความแตกต่างของระดับอุณหภูมิ เกิดขึ้นได้ในทุกทิศทางของที่ว่าง และเกิดขึ้นเฉพาะระหว่างอนุภาคที่อยู่ติดกันโดยตรงเท่านั้น เกิดขึ้นได้ในวัตถุที่เป็นของแข็ง หรือในของเหลวที่อยู่นิ่งหรือก๊าซ

2) การพาความร้อน (Convection) เกิดจากการเคลื่อนที่ของตัวกลาง มีทิศทางการเคลื่อนที่ของความร้อนไปในทิศทางที่ทำให้เกิดการลดอุณหภูมิลง เช่นเดียวกับการนำความร้อน การไหลของความร้อนแบบการพาความร้อนนี้ อาจเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนสถานะของสสารด้วย เช่น การระเหย การควบแน่น เป็นต้น ส่วนกรณีการพาความร้อนโดยไม่มีการเปลี่ยนสถานะ สามารถจำแนกออกได้ 2 แบบ คือ

- การพาโดยอิสระ (free convection)
- การพาโดยการบังคับ (forced Convection)

การพาความร้อนโดยอิสระเกิดขึ้นเมื่อมีการถ่ายเทความร้อนขึ้นด้วยตัวเอง เช่น ในกรณีของอากาศที่ไหลผ่านวัตถุที่มีความร้อนจะลอยตัวสูงขึ้นและเกิดการเคลื่อนที่ในที่สุด

การถ่ายเทความร้อนโดยการพาแบบบังคับ คือ ปรากฏการณ์ที่มีตัวช่วยในการหมุนเวียนอากาศ ซึ่งสามารถทำให้เกิดขึ้นได้โดยการใช้พัดลมสำหรับอากาศ หรือใช้ปั๊มสำหรับของเหลว เป็นต้น

กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ไม่เกี่ยวข้องกับวัสดุ คือ การแผ่รังสีความร้อน ในกรณีนี้ความร้อนสามารถถูกส่งผ่านไปโดยไม่ต้องอาศัยตัวกลางใด ๆ เช่นในที่ว่างเปล่า การแผ่รังสีความร้อนทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนพลังงานจากระบบที่ร้อนกว่าสู่ระบบที่เย็นกว่าเช่นเดียวกัน

รังสีความร้อนเปรียบได้กับคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าที่แผ่ออกไป เป็นเส้นตรงและเป็นทรงกลม และเมื่อรังสีความร้อนตกกระทบพื้นที่ระหว่างวัตถุสองชิ้นก็อาจก่อให้เกิดการดูดกลืน การสะท้อนกลับ หรือการส่งผ่านต่อไปยังวัตถุอื่น ๆ ได้

2.1.3.3 การถ่ายเทพลังงานความร้อนผ่านผนังหลายชั้น

1) การแผ่รังสีความร้อน การพาความร้อน และการสะท้อนกลับของความร้อนที่พื้นผิวยานนอกของผนัง เมื่อผนังด้านหนึ่งของบ้านถูกรังสีจากดวงอาทิตย์ ผนังจะไม่รับเอาความร้อน

ทั้งหมดที่มาตกกระทบ แต่จะสะท้อนกลับออกไปส่วนหนึ่ง ปริมาณความร้อนส่วนที่ถูกสะท้อนกลับออกไปขึ้นอยู่กับสัมประสิทธิ์การดูดกลืนของพื้นผิวภายนอกของผนังนั้น

ภายใต้อิทธิพลของรังสีจากดวงอาทิตย์ พื้นผิวภายนอกของผนังจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น จนถึงระดับอุณหภูมิค่าหนึ่ง กรณีที่อุณหภูมิดังกล่าวสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศโดยรอบ กระบวนการแผ่รังสีและการพา จะเกิดขึ้น ผนังจะคายความร้อนที่ดูดกลืนไว้แล้วออกมาส่วนหนึ่ง โดยความร้อนส่วนที่คงอยู่เท่านั้นที่จะผ่านเข้าสู่ตัวกลางที่อยู่ถัดเข้าไปภายในได้

2) การถ่ายเทความร้อนผ่านชั้นต่าง ๆ ของผนัง ความร้อนจะถูกส่งผ่านจากด้านนอกผ่านเข้าสู่ด้านในของผนัง โดยการนำความร้อนผ่านคอนกรีตและฉนวนชั้นต่าง ๆ หากผนังถูกก่อกั้นจนมีความจุความร้อนมากขึ้นเท่าใด ระยะเวลาที่ความร้อนผ่านเข้ามาจากภายนอกจะยาวนานออกไปเท่านั้น และยิ่งชั้นของฉนวนความร้อนสกัดกั้นความร้อนได้ดีมากเท่าไร ปริมาณความร้อนที่ถูกปล่อยให้ผ่านเข้ามาต่อหน่วยเวลา ก็จะต่ำลงเท่านั้น

2.1.3.4 คุณสมบัติของวัสดุที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของวัสดุ นอกจากจะได้รับอิทธิพลจากสภาพแวดล้อมภายนอกแล้ว ยังขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของวัสดุด้วย โดยคุณสมบัติที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน ได้แก่

1) ค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อน (Thermal Conductivity - k) หมายถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนของวัสดุใด ๆ หรือปริมาณความร้อนภายใต้สภาวะคงตัวที่ถ่ายเทผ่าน 1 หน่วยพื้นที่ของวัสดุที่มีความหนา 1 หน่วยใน 1 หน่วยเวลา โดยมีความแตกต่างของอุณหภูมิที่ผิววัสดุทั้ง 2 ด้าน 1 หน่วย มีหน่วยในระบบ SI เป็น $(W / (m.K))$

2) ค่าสัมประสิทธิ์การต้านทานความร้อน (Thermal Resistance/ R - Value) แสดงประสิทธิภาพในการเป็นฉนวนกั้นความร้อนของวัสดุ และเป็นส่วนกลับของสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนรวม มีหน่วยในระบบ SI เป็น $(m^2.K / W)$

$$R = 1/U \quad (2.12)$$

โดยที่ R คือ ค่าการต้านทานความร้อน

3) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient/ U - Value) หมายถึง ปริมาณความร้อนรวมที่ไหลเข้าสู่หรือไหลออกจากตัวตู้แร็ค เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิ ดังนี้

$$U = 1 / \sum R \quad (2.13)$$

โดย $\sum R$ คือผลรวม R-Value ของเปลือกตู้แร็ค

4) ค่าความจุความร้อน (Heat Capacity) หมายถึงคุณสมบัติในการจุความร้อนของวัสดุ หรือปริมาณความร้อนที่ทำให้วัสดุ 1 หน่วยมวล มีอุณหภูมิสูงขึ้น 1 หน่วย มีหน่วยเป็น kJ/kg.K หรือ kJ/kg.°C วัสดุที่มีค่าความจุความร้อนสูงจะมีความสามารถในการเก็บความร้อนได้มาก ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากด้านหนึ่งไปสู่อีกด้านหนึ่งช้าลง ทำให้อุณหภูมิผิวของวัสดุที่มีค่าความจุความร้อนแตกต่างกันมีค่าต่างกัน

2.1.4 คุณสมบัติในการแผ่รังสีของพื้นผิววัสดุ (Surface Radiation)

รังสีความร้อนเป็นรังสีคลื่นยาวและมีพลังงานต่ำ เมื่อรังสีตกกระทบวัสดุใด ๆ จะมีการสะท้อนส่งผ่าน และดูดซึมไว้ในวัสดุนั้น วัสดุแต่ละชนิดจะมีคุณสมบัติในการสะท้อนรังสี ส่งผ่านรังสี และดูดซึมรังสีที่ตกกระทบผิววัสดุแตกต่างกัน

2.1.5 คุณสมบัติของผิววัสดุซึ่งตอบสนองต่อการแผ่รังสีความร้อน มีประเด็นสำคัญต่อไปนี้

- 1) ความสามารถในการดูดกลืนรังสี (Absorptivity, α) จะขึ้นอยู่กับความเข้มของสี วัสดุกล่าวคือ วัสดุสีเข้มจะต้องดูดกลืนความร้อนสูง
 - 2) ความสามารถในการสะท้อนรังสี (Reflectivity, ρ) วัสดุผิวเรียบและมันจะมีความสามารถในการสะท้อนความร้อนและแสงได้ดีกว่าวัสดุที่มีผิวหยาบและวัสดุธรรมชาติ
 - 3) ความสามารถในการเปล่งรังสี (Emissivity, ε) คือความสามารถในการกระจายความร้อนของวัตถุ โดยการแผ่รังสีความร้อนหรือ Surface Emission ซึ่งขึ้นอยู่กับผิวของวัสดุ
 - 4) ความสามารถในการดูดกลืนรังสี (Absorptivity, α) ความสามารถในการสะท้อนรังสี (Reflectivity, ρ) และค่าการส่งผ่านรังสี (Transmissivity, τ) แสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้ คือ
- $$\alpha + \rho + \tau = 1$$

2.1.6 อิทธิพลมวลสารและการหน่วงเหนี่ยวความร้อน

วัสดุที่มีมวลสารต่างกันจะมีความสามารถในการกักเก็บความร้อนที่ต่างกัน วัสดุที่มีมวลสารมากและมีค่าความจุความร้อนสูง (Thermal Capacity) จะมีความสามารถในการกักเก็บความร้อนสูง ก่อให้เกิดการหน่วงเหนี่ยวความร้อน (Thermal Time Lag) ทำให้การคายความร้อนออกจากวัสดุในอัตราที่ช้ากว่า วัสดุที่มีมวลสารน้อย ในช่วงเวลากลางวัน วัสดุที่มีมวลสารมาก อาทิ ผนังตู้แร็คซึ่งเป็น

โลหะค่อนข้างหนาและหนัก จะมีอุณหภูมิของวัสดุต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศ ทำให้ค่าความต่างของอุณหภูมิอากาศระหว่างภายในและภายนอกตู้แอร์มีค่าต่ำลง

2.1.7 การคำนวณอัตราการระบายความร้อนที่เครื่องปรับอากาศ

อัตราการระบายความร้อนของเครื่องปรับอากาศ คำนวณได้ดังแสดงในสมการ (2.14)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a (h_{ra} - h_{sa}) \quad (2.14)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= \text{คืออัตราการระบายความร้อนที่เครื่องปรับอากาศ} \\ \dot{m}_a &= \text{อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ} \\ (h_{ra} - h_{sa}) &= \text{ค่าการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศเครื่องปรับอากาศ} \end{aligned}$$

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ คำนวณจากผลคูณของความหนาแน่นของอากาศกับอัตราการไหลเชิงปริมาตร

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

โดยอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ คำนวณจากผลคูณของความหนาแน่นของอากาศกับอัตราการไหลเชิงปริมาตร และอัตราการไหลเชิงปริมาตรหาได้จากพื้นที่หน้าตัดของการไหลกับความเร็วการไหลของอากาศ

$$\dot{V}_a = (A_c)(V_{air}) \quad (2.16)$$

2.1.8 นิยามประสิทธิภาพหรือสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP (Coefficient of Performance) เป็นค่าอัตราส่วนระหว่างความสามารถในการทำความเย็น (หน่วยเป็น kW ของความร้อน) และกำลังไฟฟ้าที่ใช้สำหรับเครื่องปรับอากาศในการทำความเย็น (หน่วยเป็น kW ของไฟฟ้า) โดยค่า COP ตามสมการ

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{KW_{(A/C)}} \quad (2.17)$$

$\dot{Q}_c$ = ความสามารถในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ (kW)

$KW_{(A/C)}$ = พิกัดกำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ (KW)

2.1.9 ดัชนีการวัดผล Power Usage Effectiveness (PUE)

Power Usage Effectiveness (PUE) หรือประสิทธิภาพการใช้พลังงาน ใช้เป็นมาตรฐานการชี้วัดความคุ้มค่าของการใช้พลังงานไฟฟ้าในดาต้าเซ็นเตอร์ คำนวณจากการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งหมดในดาต้าเซ็นเตอร์ หารด้วยพลังงานไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้โดยอุปกรณ์ไอที โดยค่าต่ำเป็นค่าที่ดี

$$PUE = \frac{T \text{ (Total Facility Power)}}{E \text{ (Total IT Load Power)}} \quad (2.18)$$

T = พลังงานไฟฟ้าทั้งหมดในดาต้าเซ็นเตอร์

E = พลังงานไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้โดยอุปกรณ์ไอที

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

มาตรฐานเกี่ยวกับการใช้งานศูนย์คอมพิวเตอร์ของ UPTIME INSTITUTE [4] ประเทศสหรัฐอเมริกาได้แบ่งออกเป็น 4 TIER โดยแยกตามความต้องการให้มีเวลาที่ใช้งานได้มากที่สุด (Availability) หรือมีช่วงเวลาที่ต้องหยุด (Downtime) ต่ำสุด ความต้องการของศูนย์ข้อมูลในแต่ละระดับ หรือ TIER สรุปได้ตามตารางที่ 2.1

ตารางที่ 0.1 Tier Standard Classification Level [4]

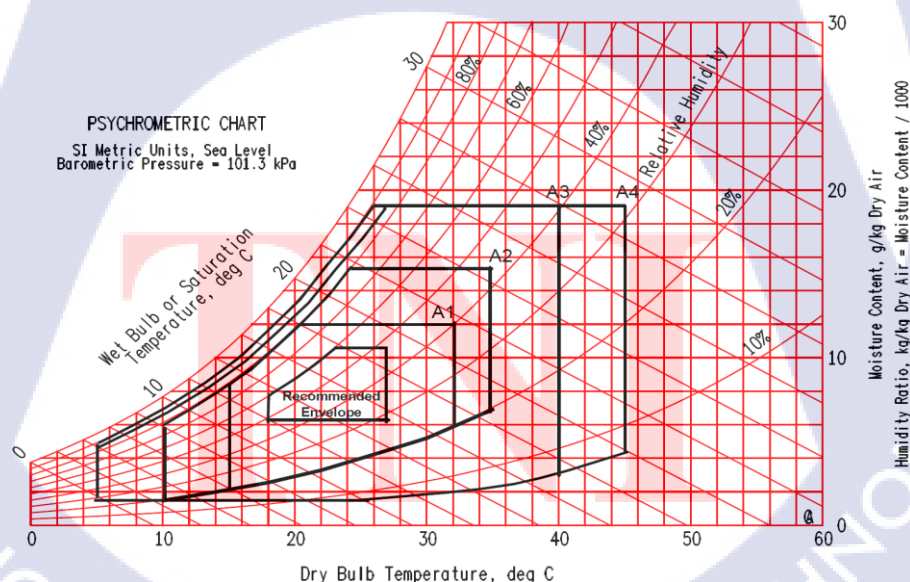
	Tier I	Tier II	Tier III	Tier IV
Active Capacity Component to Support the IT Load	N	N+1	N+1	N After any Failure
Distribution Paths	1	1	1 Active and 1 Alternate	2 Simultaneously Active
Concurrently Maintainable	No	No	Yes	Yes

ตารางที่ 0.2 Tier Standard Classification Level [4] (ต่อ)

	Tier I	Tier II	Tier III	Tier IV
Fault Tolerance	No	No	No	Yes
Compartmentalization	No	No	No	Yes
Continuous Cooling	Load Density Dependent	Load Density Dependent	Load Density Dependent	Class A

M. Sharma และคณะ [1] ศึกษาเกี่ยวกับประสิทธิภาพการใช้พลังงานของศูนย์ข้อมูล (Data Center Efficiency) และกล่าวถึงระบบการทำความเย็นในรูปแบบ Conventional method คือการทำความเย็นรวมทั้งห้อง (Room cooling) ส่วน Contemporary method คือการทำความเย็นที่แยกระบบพื้นที่ที่ลมร้อนและลมเย็นเพื่อการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ

ASHRAE Technical Committee (TC) 9.9 Mission Critical Facilities, Data Centers, Technology Spaces, and Electronic Equipment Robin A. Steinbrecher และคณะ [3] ได้แนะนำค่ามาตรฐานสำหรับอุณหภูมิและความชื้นขาเข้า (Inlet) ของอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ (IT Equipment) ในห้องศูนย์ข้อมูลแบบต่าง ๆ แสดงได้ตามรูปที่ 2.1

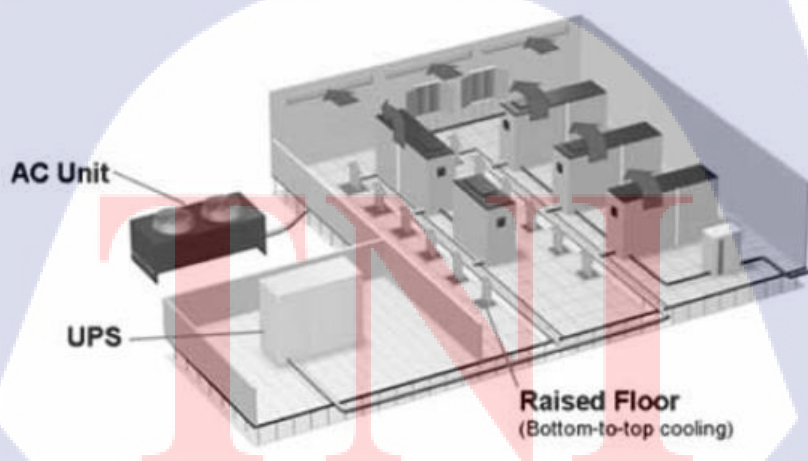


รูปที่ 0.1 ASHRAE Environmental Classes for Data Center Applications. Note: Envelopes Represent Conditions at IT Equipment Inlet committee 9.9 – Mission Critical Facilities, Data [2]

ศิริวรรณ ภิรมย์ฤทธิ์ และสุคนธ์ทิพย์ ทินาภรณ์ [5] ได้กล่าวในวารสารวิชาการมหาวิทยาลัยอีสเทิร์นเอเชีย ถึงหลักการเบื้องต้นในการออกแบบศูนย์ข้อมูลที่ต้องคำนึงถึง 7 ประการคือ

- 1) การเลือกสถานที่ติดตั้งศูนย์ข้อมูล
- 2) ระบบไฟฟ้า
- 3) ระบบโครงสร้างเครือข่ายภายในศูนย์ข้อมูล
- 4) ระบบปรับอากาศแบบควบคุมความชื้น
- 5) ระบบสำรองข้อมูล
- 6) ระบบรักษาความปลอดภัย
- 7) ระบบดับเพลิงอัตโนมัติ

เนื่องจากศูนย์ข้อมูลส่วนใหญ่ต้องให้บริการตลอด 24 ชั่วโมงต่อสัปดาห์ จึงต้องทำให้เสถียรภาพของศูนย์ข้อมูลดี ยกตัวอย่างแผนผังศูนย์ข้อมูลของภูเก็ตรูปที่ 2.2 ที่มีการใช้หน่วย RLUs (Rack Location Units) แทนการใช้หน่วยตารางฟุต เพื่อให้สามารถขยายได้ง่าย มีระบบปรับอากาศที่แยกห้องออกมาต่างหาก และภายในห้องมีการหมุนเวียนอากาศร้อนออกมาและจ่ายอากาศเย็นเข้าไป นอกจากนี้ยังมีหน่วยทำความเย็นแบบยกจากพื้น (Raised floor) มีวัสดุปูพื้นแบบอะลูมิเนียมที่มีความแข็งแรง รวมทั้งใช้แผ่นปูพื้นแบบรูปรู หรือตะแกรงที่ใช้อะลูมิเนียมเป็นส่วนประกอบหลัก ที่อนุญาตให้อากาศเย็นไหลผ่านเข้ามาที่อุปกรณ์ได้ดีอีกด้วย



รูปที่ 0.2 แผนผังศูนย์ข้อมูลของภูเก็ต [6]

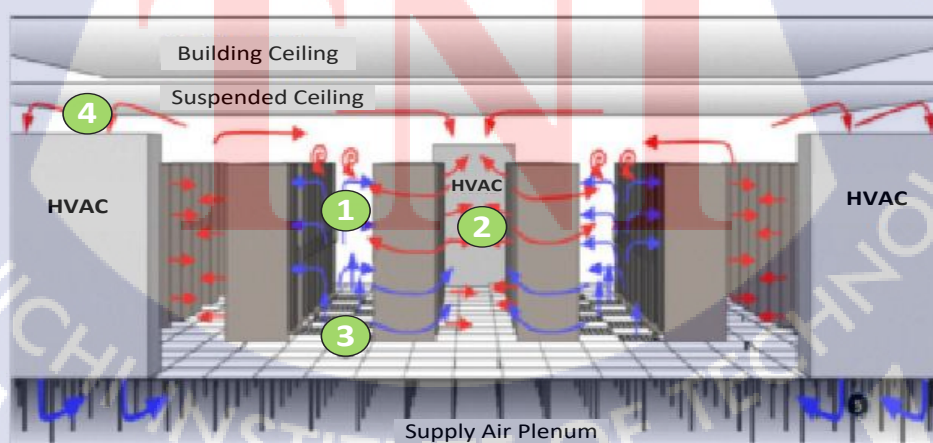
Cisco [6] ได้กล่าวถึงอุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับอุปกรณ์ในศูนย์ข้อมูล (Data Center) คือ อุณหภูมิที่อุปกรณ์สามารถทำงานประสิทธิภาพดีที่สุดและสามารถประหยัดพลังงานสูงสุด ได้แก่ 18-27 °C และความชื้นสัมพัทธ์อยู่ระหว่าง 40% – 60% ภาพศูนย์ข้อมูลของ Cisco ดังรูปที่ 2.3



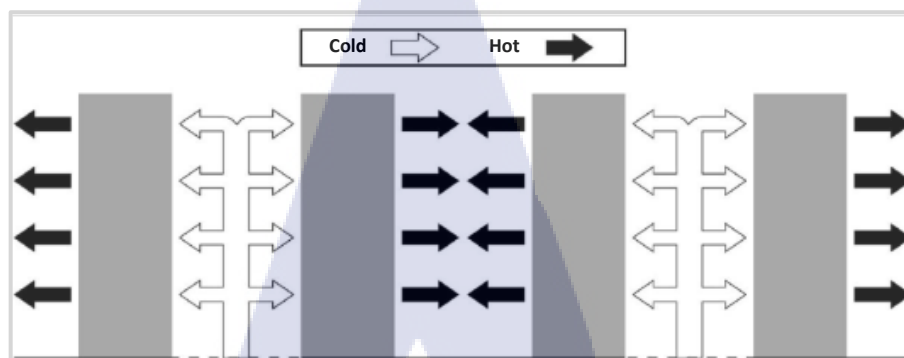
รูปที่ 0.3 ศูนย์ข้อมูลของ Cisco [6]

ระบบการหมุนเวียนของอากาศ (Air Flow) ของระบบปรับอากาศในศูนย์ข้อมูลที่เป็นแบบสามัญ หรือ Conventional method นั้นมีความสูญเสียมากหากต้องการอุณหภูมิต่ำ เนื่องจากต้องทำความเย็นกับพื้นที่ห้อง และอุปกรณ์อื่น ๆ ที่อยู่ในห้อง โดยการทำทำความเย็นรูปแบบนี้จะก่อให้เกิดการผสมระหว่างลมร้อนกับลมเย็น ทำให้เกิดความสูญเสียในเรื่องการทำความเย็น ดังรูปที่ 2.4

ระบบปรับอากาศแบบแทรกในแถวแร็ค ดังรูปที่ 2.5 มีการกำหนดพื้นที่ลมร้อนลมเย็น (Hot aisle/ Cold aisle) เพื่อลดการผสมของลมร้อนกับลมเย็น (Air Mixing) โดยสามารถแก้ปัญหาลมร้อนไหลเข้าสู่แร็ค และยังสามารถลดขนาดเครื่องปรับอากาศให้เล็กลงได้

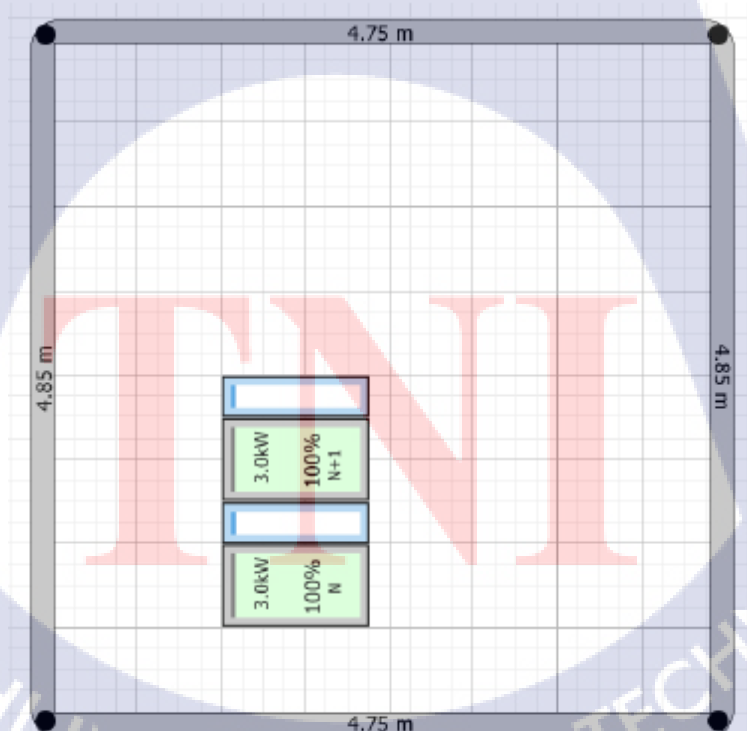


รูปที่ 0.4 การไหลของอากาศเย็นและร้อนในศูนย์ข้อมูล [6]

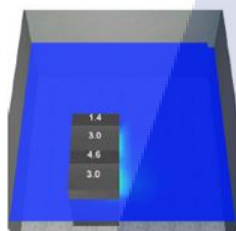
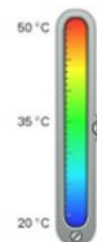
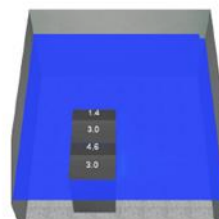


รูปที่ 0.5 แผนผังกรณีแบ่งพื้นที่ลมร้อนและลมเย็น (Hot aisle and Cold aisle Lay-Out) [6]

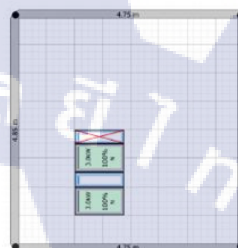
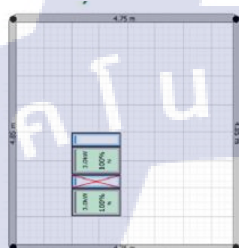
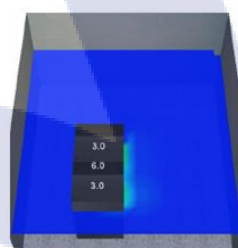
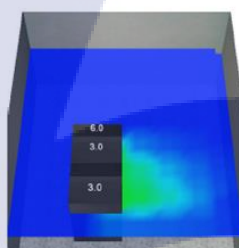
งานวิจัยที่มีการจำลองสถานการณ์ (Simulation) การไหลเวียนของอากาศร้อนและเย็นภายในห้องศูนย์ข้อมูลโดยหลักการคำนวณทางอากาศพลศาสตร์ หรือ Computational Fluid Dynamics (CFD) ของมหาวิทยาลัยแอสแตมฟอร์ด วิทยาเขตหัวหิน (Stamford International University, Hua Hin) ที่มีการคำนวณสำหรับกรณีติดตั้ง 2 แร็ค ในห้องขนาด 4.75 m x 4.75 m ดังรูปที่ 2.6 และเมื่อความสูงพื้นต่างกัน ก็จะมีการกระจายของความร้อนแตกต่างกัน ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 0.6 แผนผังห้องศูนย์ข้อมูลที่ใช้ในการจำลองสถานการณ์โดย CFD

Plan Position
1.52m HeightPlan Position
1.98m Height

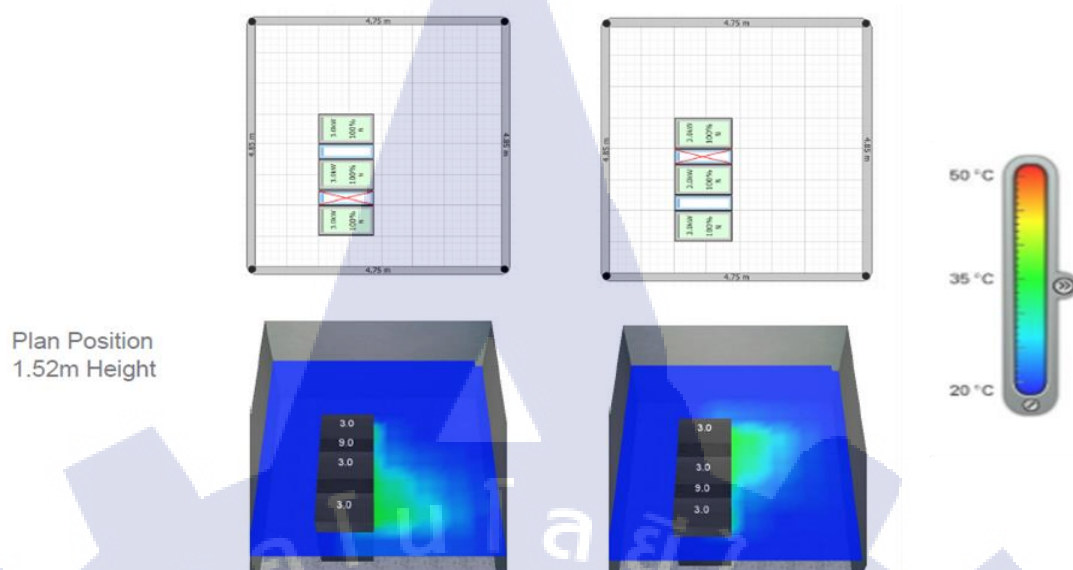
รูปที่ 0.7 ผลการคำนวณเปรียบเทียบกรณีพื้นยกสูง 1.52 m และ 1.98 m

Plan Position
1.52m Height

รูปที่ 0.8 ผลการคำนวณกรณีเครื่องปรับอากาศเสียหนึ่งตัว

หากเครื่องปรับอากาศเครื่องใดเครื่องหนึ่งที่เป็นแบบแทรกระหว่างแร็คไม่ทำงานหรือ fail ก็แสดงให้เห็นความร้อนที่ระบายออกไม่ทันอย่างชัดเจน ดังรูปที่ 2.8

กรณีจำนวนแร็คมากขึ้นเป็น 3 หากมีเครื่องปรับอากาศส่วนใดส่วนหนึ่งที่แทรกระหว่างแร็คไม่ทำงาน งานวิจัยของเสตมฟอร์ดก็แสดงให้เห็นว่าผลของการระบายความร้อนไม่ทัน ทำให้อุณหภูมิของศูนย์ข้อมูลสูงขึ้นอย่างชัดเจน ดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 0.9 ผลคำนวณอุณหภูมิกรณีแร็คศูนย์ข้อมูลจำนวน 3 ตัว เครื่องปรับอากาศเสีย 1 ตัว

จากเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับศูนย์ข้อมูลข้างต้น ทำให้ทราบว่าควรจะออกแบบศูนย์ข้อมูลขนาดเล็กอย่างไร ควรจะติดตั้งเครื่องปรับอากาศตรงจุดไหนของตู้ และควรจะควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศให้อยู่ในช่วงค่าใด เพื่อให้สามารถรักษาอุณหภูมิและความชื้นของอุปกรณ์สำคัญไว้ได้ และทำให้การสำรองข้อมูลมีความปลอดภัยสูงสุด ตลอดจนคาดหวังได้ว่า CCRDC จะมีอายุการใช้งานที่ยาวนาน

TNI

THAI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงาน

บทนี้กล่าวถึงระเบียบการทำวิจัยเพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์ และอยู่ภายในขอบเขตการวิจัย ดั้งเดิมโดยสังเขปที่กล่าวไปแล้วในหัวข้อ 1.4 ในบทที่ 1 โดยในบทนี้จะให้รายละเอียดยิ่งขึ้น ตั้งแต่ การวางแผนการวิจัย การออกแบบการทดลอง วัสดุอุปกรณ์ และเครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง

3.1 กระบวนการวิจัย

การวิจัยเน้นแนวปฏิบัติ คือ การออกแบบและพัฒนาตู้ CCRDC ดำเนินการประกอบและ จัดสร้าง และทดสอบระบบจริง โดยประยุกต์ใช้ตู้แร็ค (Rack Cabinet) ขนาด 24U ตามมาตรฐาน คือ กว้าง 0.65 เมตร ลึก 1.2 เมตร และสูง 1.2 เมตร และติดตั้งระบบปรับอากาศขนาด 2 กิโลวัตต์ (6,824 บีทียูต่อชั่วโมง) ทางด้านบนของตู้ เพื่อความสะดวกของการทำงานและดูแล สอดคล้องกับ หลักการที่อากาศร้อนจะลอยตัวขึ้นด้านบน รวมถึงสะดวกต่อการปรับตั้งค่าเครื่องปรับอากาศ

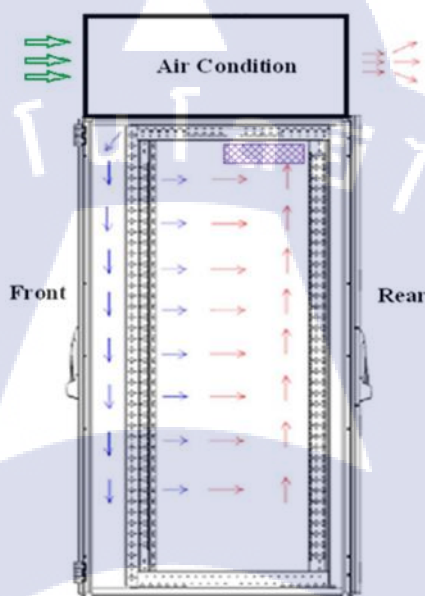
รูปที่ 3.1 แสดงภาพด้านข้างของตู้ที่จัดทำขึ้น ตู้แร็คเป็นชนิดประตูกระจกเพื่อให้สังเกตการทำงาน ของระบบทางด้านในได้ และสามารถเห็นความผิดปกติได้ชัดเจน หากมองด้านข้างบริเวณตั้งแต่ ประตูหน้าถึงเสาแร็คคู่หน้าเป็นพื้นที่เก็บลมเย็น โดยทั่วไปจะลึก 0.3 เมตร

การออกแบบจะต้องเพิ่มอุปกรณ์เพื่อกันลมเย็นกับลมร้อนผสมกัน โดยกันบริเวณช่องว่าง ระหว่างเสาแร็คคู่หน้ากับโครงตู้แร็ค ตั้งแต่เสาแร็คคู่หน้าถึงประตูหลังเป็นพื้นที่เก็บลมร้อน ลูกศรสีเขียวด้านบนเป็นลมเข้าเครื่องปรับอากาศที่อุณหภูมิห้อง เพื่อระบายความร้อนจากคอยล์ร้อนของ เครื่องปรับอากาศ และอากาศที่ระบายความร้อนแล้วจะไหลออกทางด้านหลังของเครื่องปรับอากาศ

รูปที่ 3.1 แสดงให้เห็นทิศทางการไหลของลมเย็นที่เป่ามาจากคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ที่ ติดตั้งอยู่ทางด้านบนของตู้แร็ค อากาศเย็นจะไหลผ่านทางเซิร์ฟเวอร์จำลอง โดยใช้ขดลวดความร้อน พร้อมพัดลมระบายขนาด 810 วัตต์ เพื่อจำลองเป็นเซิร์ฟเวอร์ (HPE ProLiant DL360 Gen10 Server) พัดลมของฮีตเตอร์จะดูดลมเย็นสำหรับระบายความร้อนมาไหลผ่านตัวมันเอง ลมที่ออกมา กลายเป็นลมร้อน โดยจะแสดงแทนด้วยสัญลักษณ์ลูกศรสีแดง ซึ่งความร้อนที่ดึงออกมาจากภายในตู้ (Heat Load) จะไหลวนขึ้นด้านบนไปผ่านคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศ เพื่อถ่ายเทความร้อนออก จากอากาศ ก่อนที่จะกลายเป็นอากาศเย็นไหลกลับเข้ามาในตู้อีกครั้งหนึ่ง

พื้นที่ในการทำความเย็นอยู่บริเวณส่วนหน้าของตู้แร็ค คือจากประตูกระจกด้านหน้าถึงเสา แร็คคู่หน้า ดังนั้น การทำความเย็นแบบนี้จะทำความเย็นเพียงแค่ 1 ใน 4 ของปริมาตรตู้เท่านั้น

การทดลองจะใช้อุณหภูมิด้านหลังตู้ ด้านฝั่งอากาศป้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Return air) เป็นตัวปรับตั้งค่า (Set point) ของเครื่องปรับอากาศ โดยปรับจนได้ค่าอุณหภูมิอากาศจ่าย (Supply air) จากเครื่องปรับอากาศที่คงที่ และเก็บข้อมูลการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางด้านหน้าตู้ และทางด้านหลังตู้ เพื่อนำมาวิเคราะห์ผลการทำความเย็น ผลการระบายความร้อนจากเซิร์ฟเวอร์จำลอง และผลของการปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศป้อนกลับของเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 0.1 รูปภาพแสดงด้านข้าง ส่วนประกอบ และพื้นที่ลมร้อน/ลมเย็น

3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้

3.2.1 เป็นอุปกรณ์วัดอุณหภูมิและวัดความชื้น (Temperature and Humidity Sensor)



รูปที่ 0.2 Temperature & Humidity Sensor

3.2.2 เครื่องวัดความเร็วลม (Vane Anemometer)



รูปที่ 0.3 Vane Anemometer

3.2.3 ตัวบันทึกข้อมูลอุณหภูมิและความชื้น แสดงผลผ่านคอมพิวเตอร์ (Netbotz Rack Monitor550, SNMP/Management Card With Environment Monitoring)



รูปที่ 0.4 Netbotz Rack Monitor550 and SNMP Management Card

3.2.4 คอมพิวเตอร์ขนาดสมุดบันทึก สำหรับบันทึกข้อมูล (Notebook computer)



รูปที่ 0.5 คอมพิวเตอร์ขนาดสมุดบันทึก

3.2.5 ขดลวดความร้อนแบบปรับแบบขั้นบันได (Heater Load Step) เพื่อจำลองภาระความร้อนของเซิร์ฟเวอร์



รูปที่ 0.6 Heater Load Step

3.2.6 สวิตช์ 24 ช่องสัญญาณสำหรับระบบเครือข่าย Network Rack Switch 24 Ports



รูปที่ 0.7 Network Rack Switch 24 port

3.2.7 เครื่องสำรองไฟฟ้าชนิดติดตั้งในตู้แร็ค UPS (Uninterruptible Power Supply)



รูปที่ 0.8 Uninterruptible Power Supply

3.2.8 ตู้แร็คคอมพิวเตอร์ขนาด 24U (19" Rack 24U Height)



รูปที่ 0.9 ตู้แร็ค (Rack Cabinet) ขนาด 24U

3.2.9 Air Conditioners เครื่องปรับอากาศชนิดติดตั้งด้านบนตู้แร็คตู้ไฟฟ้า



รูปที่ 0.10 เครื่องปรับอากาศสำหรับการระบายความร้อน

3.2.10 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า (Power Meter)



รูปที่ 0.11 เครื่องวัดกำลังไฟฟ้า Fluke 43B

3.3 ขั้นตอนการทดลอง

3.3.1 ออกแบบและติดตั้งระบบปรับอากาศทางด้านบนของตู้แร็คและติดตั้งเซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่อากาศเย็นที่จ่ายเข้าตู้แร็ค (Supply air) และของลมร้อน (Return air) ทางออกจากตู้แร็คที่จะเข้าสู่เครื่องปรับอากาศ อุณหภูมิและความชื้นด้านหน้าอุปกรณ์ฮีทฟเวอร์จำลอง ที่กล่องขดลวดความร้อน (Heater) และอุณหภูมิภายนอกทางด้านข้างตู้แร็ค พร้อมทั้งติดตั้งเครื่องวัดความเร็วลม (Vane Anemometer) วัดทางด้านลมเย็น และเครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า

3.3.2 เก็บข้อมูลอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา จากการเปิดระบบเก็บและบันทึกข้อมูลการทดลองที่สามารถแสดงผลกราฟผ่านคอมพิวเตอร์แบบเรียลไทม์ ขั้นตอนย่อยของการทดสอบดังนี้

การวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศบรรยากาศทางด้านในตู้แร็ค ด้านลมเย็น 2 จุด และด้านลมร้อนจำนวน 2 จุด หลังจากผ่านไปประมาณ 10 นาที

- เก็บข้อมูลเป็นระยะเวลา 24 ชั่วโมงต่อวัน ติดต่อกันนาน 3-4 วัน และนำค่าที่เกิดความเสถียรภาพมาใช้ในการคำนวณวิเคราะห์ผล
- ตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ หลังผ่านกล่องขดลวดความร้อน (ฮีทฟเวอร์คอมพิวเตอร์จำลอง) ว่าอุณหภูมิแต่ละตำแหน่งไม่มีการผิดปกติ
- ตรวจสอบการควบคุมความชื้นที่เครื่องปรับอากาศ
- หลังจากตรวจสอบว่าการไหลเวียนของอากาศดีแล้ว จึงเปิดการทำงานของระบบศูนย์ข้อมูลจำลอง และเปิดเครื่องปรับอากาศเพื่อระบายความร้อนจากตู้แร็ค
- นำข้อมูลที่บันทึกไว้มาทำการคำนวณ วิเคราะห์ และสรุปผลเพื่อหาความสามารถในการทำความเย็นในหน่วย Watts และ Btu/hr

- วิเคราะห์ผลอัตราการใช้กำลังไฟฟ้า (Power Consumption) ของเครื่องปรับอากาศ
- คำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance, COP) ของเครื่องปรับอากาศ
- คำนวณปริมาณไอน้ำที่กลั่นตัวจากการเปลี่ยนแปลงความชื้นของอากาศ



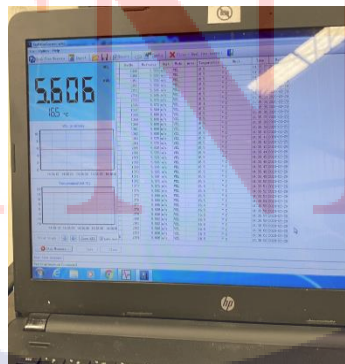
บทที่ 4

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผลการวิจัย

บทนี้แสดงผลการออกแบบระบบปรับอากาศภายในศูนย์ข้อมูลขนาดเล็กแบบตู้แร็ค (CCRDC) ผลการทดสอบจำนวน 5 การทดลอง รวมเป็นเวลาอย่างน้อย 15 วัน ได้แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของอากาศภายในตู้แร็ค ความเร็วลม กำลังไฟฟ้าที่ใช้ และการวิเคราะห์วิจารณ์ผล โดยสภาพตู้ศูนย์คอมพิวเตอร์ CCRDC ขณะทดสอบแสดงดังรูปที่ 4.1 ส่วนผลการทดสอบที่แสดงในหน้าจอคอมพิวเตอร์แสดงดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 0.1 ภาพถ่ายตู้ศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็ก (CCRDC) ขณะทดสอบ



รูปที่ 0.2 ภาพหน้าจอคอมพิวเตอร์สำหรับเก็บข้อมูลการทดสอบตู้ศูนย์คอมพิวเตอร์

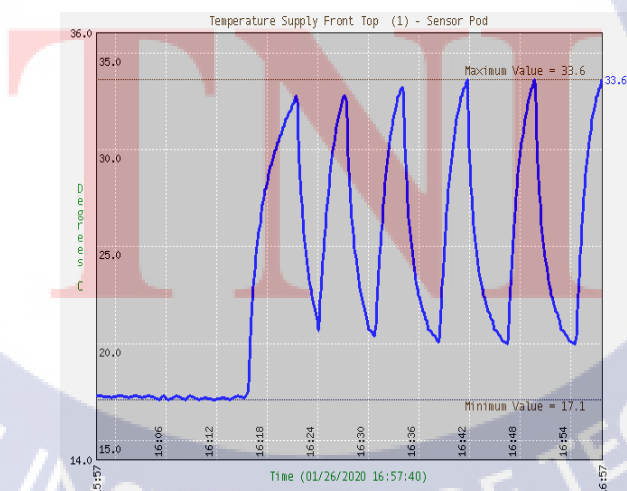
4.1 ผลการทดสอบในกรณีกำหนดค่า Setpoint 5 ระดับ

ในการทดสอบได้กำหนดค่า Set point หรือ อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ 5 ระดับ คือ 35, 33, 32, 30, 28 °C เพื่อบันทึกผลโดยตัวบันทึกข้อมูลอุณหภูมิและความชื้น แสดงผลผ่านคอมพิวเตอร์ Netbotz Rack Monitor550 เป็นการบันทึกค่ากราฟแนวโน้มค่าสูงสุด ต่ำสุดตามแต่ละเวลา และ SNMP/Management Card with Environment Monitoring เป็นการบันทึกค่าสถิติตามช่วงเวลา (Data Logger)

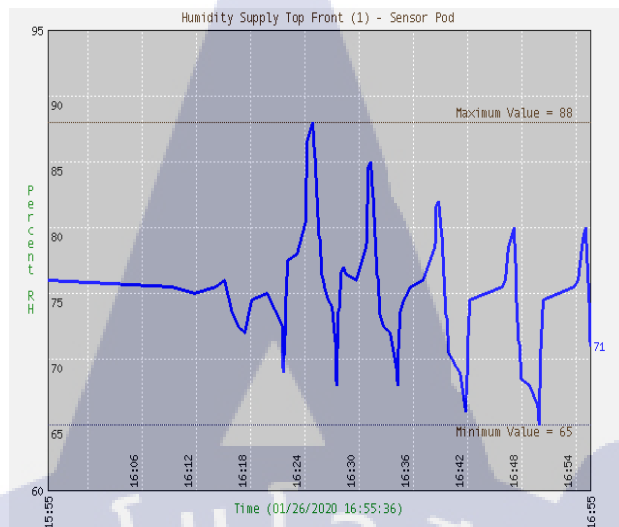
จากนั้นวัดความเร็วลมโดยใช้เครื่องวัดความเร็วลม (Vane Anemometer) และทำการวัดค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้ทั้งจากเครื่องปรับอากาศและเครื่องคอมพิวเตอร์ ซึ่งจำลองด้วยฮีทเตอร์ความร้อนขนาด 810 วัตต์ จากนั้นนำข้อมูลมาวิเคราะห์ วิจัย และสรุปผล

4.1.1 กำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 35 °C

จากการทดสอบ CCRDC เบื้องต้นในวันที่ 26 ม.ค. 63 เวลา 16:18 – 16:57 น. ความเร็วลมเฉลี่ยทุกการทดสอบคือ 5.831 ± 0.05 m/s กำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 35 °C โดยอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกตู้ขณะทดสอบอยู่ในช่วง 29.5 – 30.0 °C และ 67.0 – 69 %RH ตามลำดับ ผลการวัดค่าอุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) แสดงเป็นกราฟดังรูปที่ 4.3 ซึ่งจะเห็นว่าอุณหภูมิแกว่งอยู่ระหว่าง 20 – 33.6 °C โดยจะแกว่งทุกคาบ 6 นาที เมื่อคอมเพรสเซอร์ทำงานอุณหภูมิอากาศจะลดลงและเมื่อคอมเพรสเซอร์ตัดการทำงานอุณหภูมิก็จะเพิ่มขึ้น

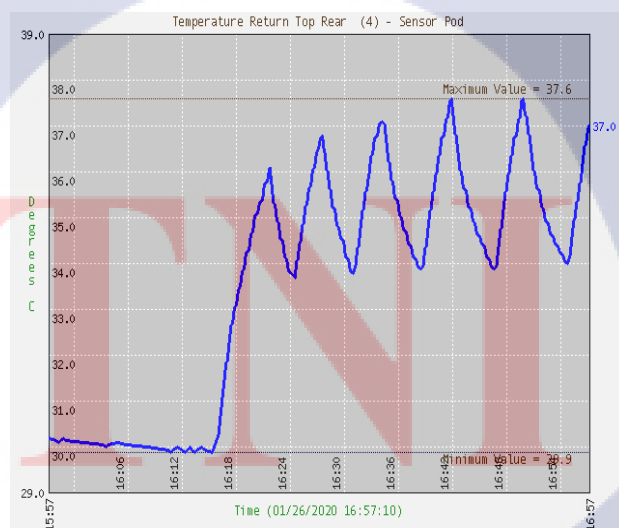


รูปที่ 0.3 อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - (35°C)

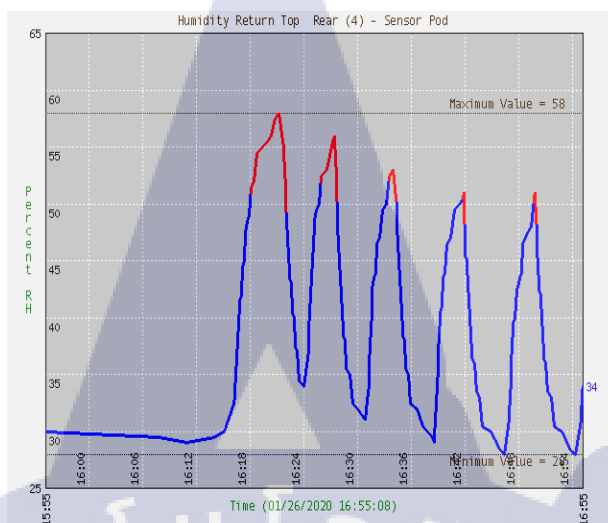


รูปที่ 0.4 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 35°C

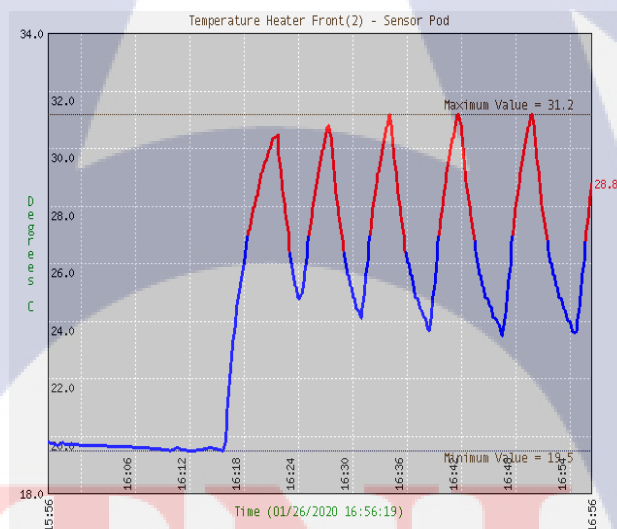
ความชื้นสัมพัทธ์มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง 65% – 80% และมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ ดังรูปที่ 4.4 จากค่าสูงสุด 88% ลงมาเหลือ 71% ภายใน 31 นาที โดยค่าจะแกว่งในลักษณะเดียวกับ อุณหภูมิ อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศ (Air Return) แสดง ดังรูปที่ 4.5 และ 4.6



รูปที่ 0.5 อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 35°C



รูปที่ 0.6 ความชื้นสัมพัทธ์ย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 35°C



รูปที่ 0.7 อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 35 °C

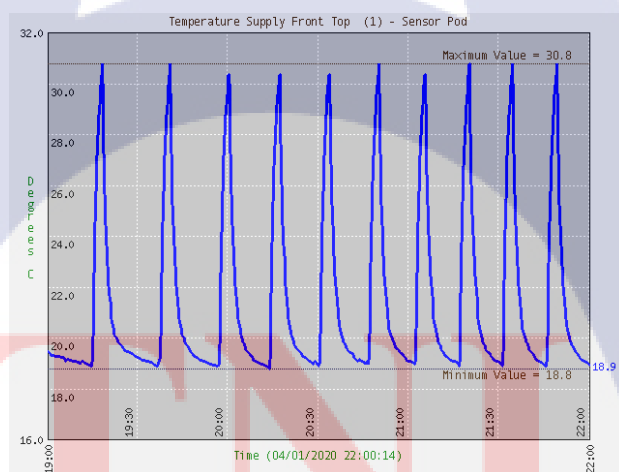
อุณหภูมิอากาศภายในตู้แร็คคอมพิวเตอร์ที่ย้อนกลับเข้าสู่เครื่องปรับอากาศ (Air Return) แปรผันในช่วง 20.9 – 37.6 °C สูงกว่า Set point โดยอุณหภูมิสุดท้ายอยู่ที่ 37 °C และอุณหภูมิแปรผันขึ้นและลงตามจังหวะการตัดต่อของคอมเพรสเซอร์เช่นกัน โดยความชื้นสัมพัทธ์แกว่งอยู่ระหว่าง 25% – 58% และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆจนมีค่าเป็น 34% เมื่อเวลาผ่านไป 35 นาที

กำหนดไว้ว่าอุณหภูมิของอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์จะต้องต่ำกว่า 27 °C เพื่อให้เป็นไปตามมาตรฐาน ผลการทดลองในวันที่ 26 ม.ค. 63 นี้ พบว่าอุณหภูมิบางช่วงที่ไหลผ่านชุดคอมพิวเตอร์

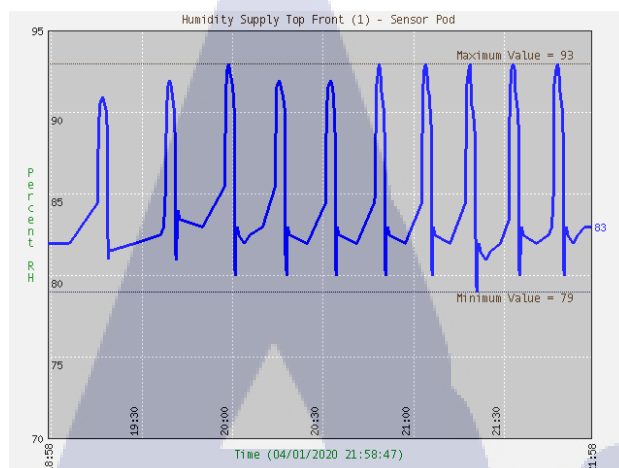
จำลองมีค่าเท่ากับ 31.2°C สูงกว่าค่ามาตรฐานที่กำหนด ดังรูปที่ 4.7 อย่างไรก็ตามก็ดีจากการคำนวณคุณสมบัติของอากาศชื้น ประเมินว่าระบบลดความชื้นด้วยอัตราเพียง 0.19 g/s ในช่วง 30 นาทีแรก แต่ยังไม่สามารถตรวจเจอไอน้ำที่ควบแน่นหรือคอนเดนเสทจากเครื่องปรับอากาศ ซึ่งจะต้องทำการทดลองซ้ำเพื่อตรวจสอบต่อไป

4.1.2 กำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับสู่เครื่องปรับอากาศเป็น 33°C

ผู้วิจัยได้ทดสอบการปรับตั้งค่าอุณหภูมิย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศลดลงจาก 35°C เหลือ 34°C และ 33°C โดยอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกตู้ขณะทดสอบอยู่ในช่วง $30.3 - 31.8^{\circ}\text{C}$ และ $52.0 - 59.0\% \text{RH}$ ตามลำดับ ผลการทดสอบยังคงมีผลคล้ายคลึงกับการปรับตั้งค่าที่อุณหภูมิย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศ 35°C โดยอุณหภูมิและความชื้นของอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์ก็ยังคงไม่สามารถควบคุมให้เป็นไปตามมาตรฐาน ทั้งนี้ได้นำผลของการปรับตั้งค่าที่อุณหภูมิย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศ 33°C มาแสดง โดยอุณหภูมิของอากาศเย็นที่ไหลผ่านชุดคอมพิวเตอรืจำลองบางช่วงมีค่าสูงถึง 29.2°C ความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วง $62-63\% \text{RH}$ เช่นกัน ซึ่งยังคงเกินกว่าค่ามาตรฐานที่กำหนดมาดังรูปที่ 4.12

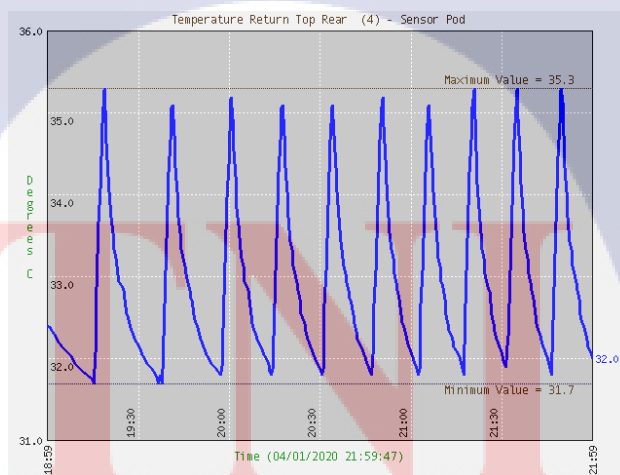


รูปที่ 4.8 อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 33°C

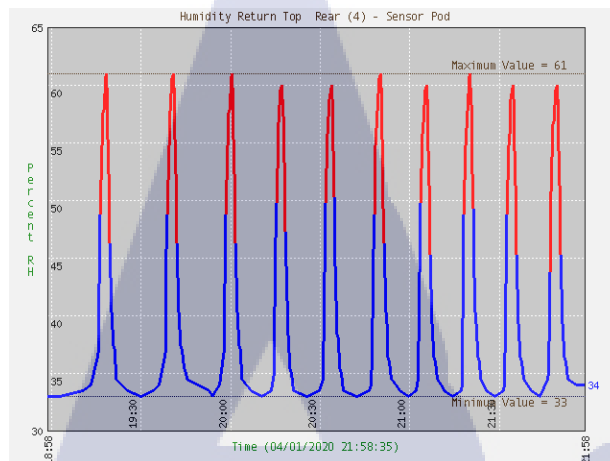


รูปที่ 4.9 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 33°C

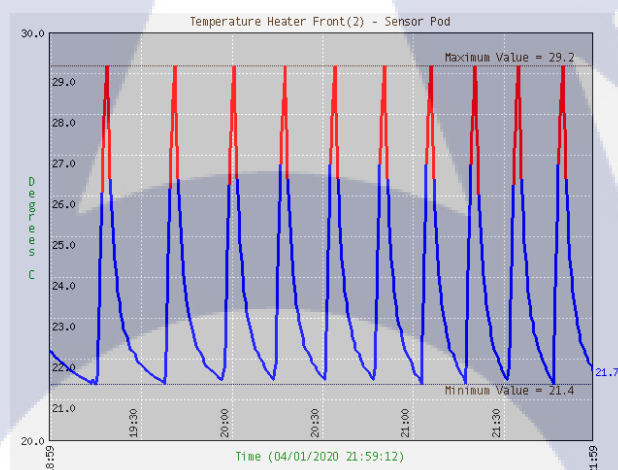
ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง 79% – 93% โดยมีแนวโน้มลดลงเรื่อย ๆ เช่นกัน และค่าจะแกว่งในลักษณะเดียวกับอุณหภูมิซึ่งจากการทดลองพบว่าอุณหภูมิบางช่วงสูงกว่าค่าที่กำหนด อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) แสดงดังรูปที่ 4.8 และ 4.9



รูปที่ 0.10 อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 33°C



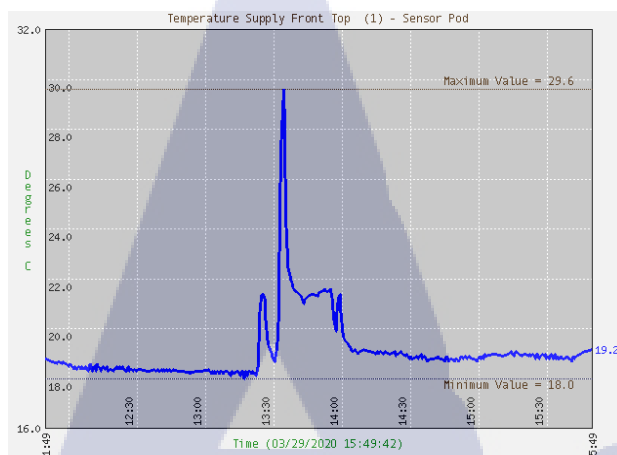
รูปที่ 0.11 ความชื้นสัมพัทธ์ย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 33°C



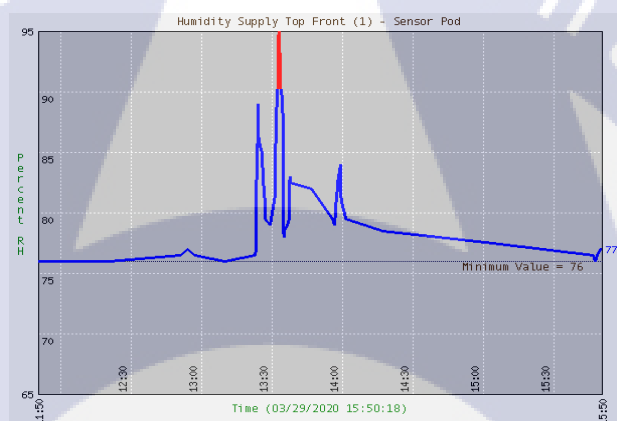
รูปที่ 0.12 อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลอง - 33 °C

4.1.3 กำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 32 °C

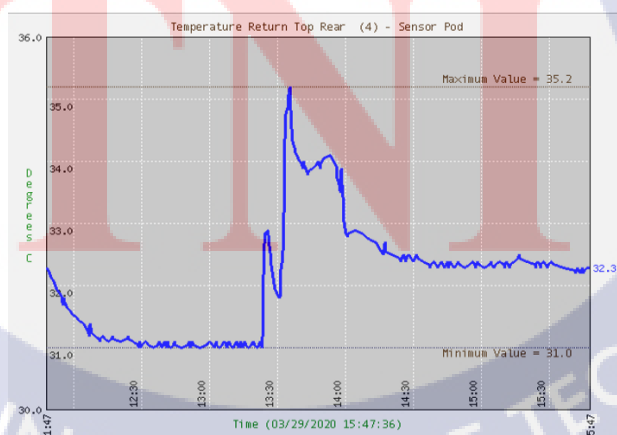
การปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศลดลงจาก 33 °C เหลือ 32 °C โดยอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกตู้ขณะทดสอบอยู่ในช่วง 30.3 – 31.8 °C และ 52.0 – 59.0 %RH ตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิอากาศที่ไหลผ่านชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอรืจำลองไม่ได้แกว่งมาก และระบบเข้าสู่สมดุลเมื่อเวลาผ่านไป 1 ชั่วโมง 40 นาที ผลการวัดอุณหภูมิทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอรืที่จำลองด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าจึงคงที่ที่ 21.7 °C ดังรูปที่ 4.17 ในขณะที่ความชื้นสัมพัทธ์แปรผันในช่วงแคบ ๆ ระหว่าง 62% - 63% ส่วนอุณหภูมิอากาศที่ไหลกลับเข้าสู่เครื่องปรับอากาศในกรณีนี้คือ 32.3 °C ดังรูปที่ 4.15 โดยความชื้นสัมพัทธ์ลดลงเหลือ 30% คงที่เช่นกัน ดังรูปที่ 4.16



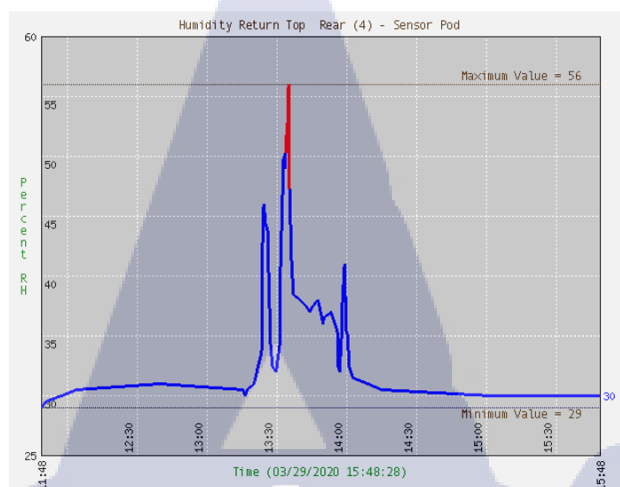
รูปที่ 4.13 อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 32°C



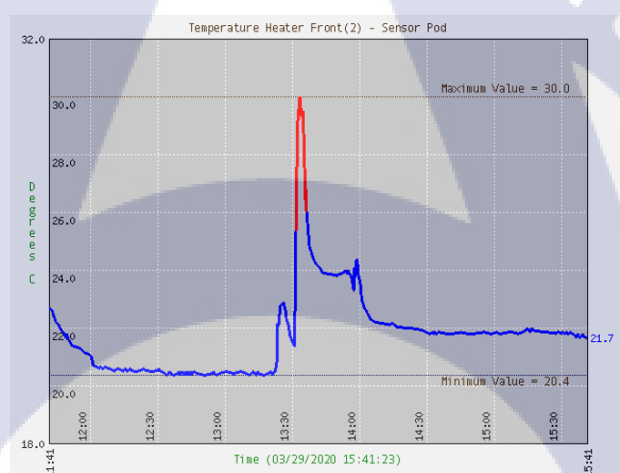
รูปที่ 4.14 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 32°C



รูปที่ 0.15 อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 32°C



รูปที่ 4.16 ความชื้นสัมพัทธ์อากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ กรณี Set point 32 °C



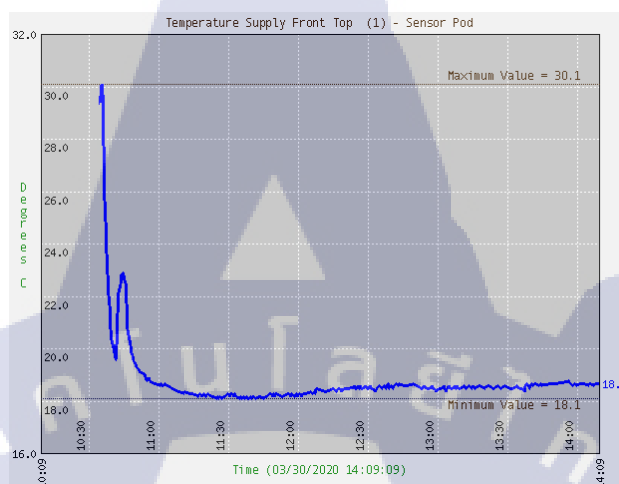
รูปที่ 0.17 อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลอง – 32 °C

4.1.4 กำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 30 °C

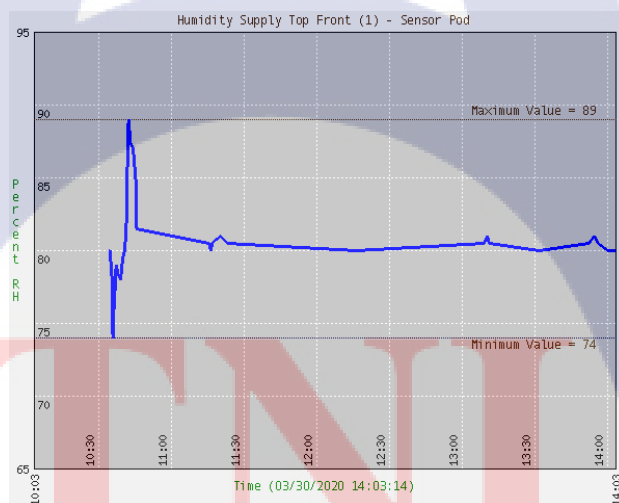
การปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศ 30 °C โดยอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกตู้ขณะทดสอบอยู่ในช่วง 30.1 – 30.9 °C และ 59.0 – 67.0 %RH ตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิอากาศ และความชื้นมีเสถียรภาพมากยิ่งขึ้น โดยสามารถเข้าสู่ช่วงค่ามาตรฐานของ ASHRAE TC9.9 ได้

ผลการวัดอุณหภูมิทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ที่จำลองด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าคงที่ที่ 21 °C ดังรูปที่ 4.25 ในขณะที่ความชื้นสัมพัทธ์แปรผันในช่วงแคบ ๆ ระหว่าง 53% - 54% ส่วนอุณหภูมิอากาศที่ไหลกลับเข้าสู่เครื่องปรับอากาศในกรณีนี้คือ 31.2 °C ดังรูปที่ 4.20 โดยความชื้นสัมพัทธ์

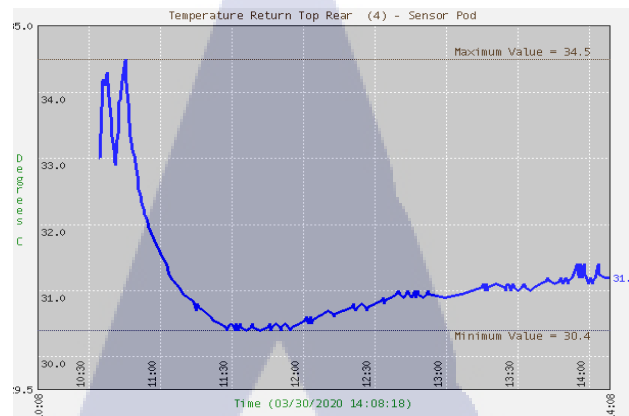
ลดลงเหลือ 33% คงที่เช่นกัน ดังรูปที่ 4.21 การทดสอบการกำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับที่ 30 °C และตรวจพบว่าระบบเริ่มมีคอนเดนเสทจากเครื่องปรับอากาศทางท่อน้ำทิ้ง



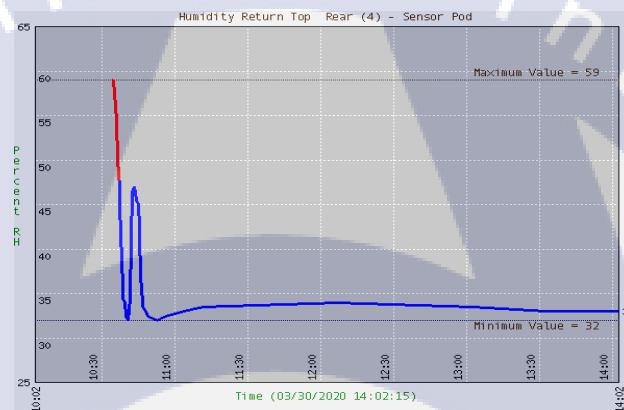
รูปที่ 0.18 อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 30°C



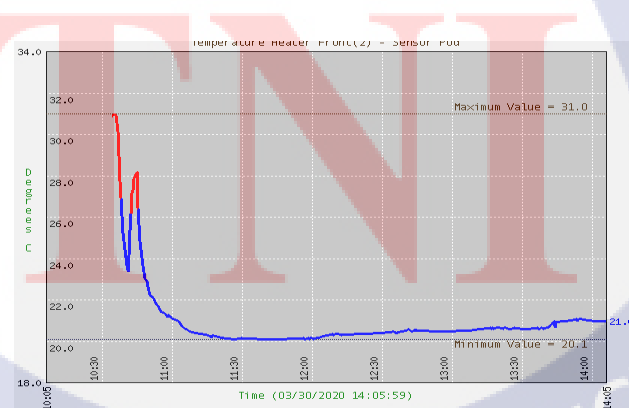
รูปที่ 4.19 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 30°C



รูปที่ 4.20 อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 30°C



รูปที่ 4.21 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 30°C

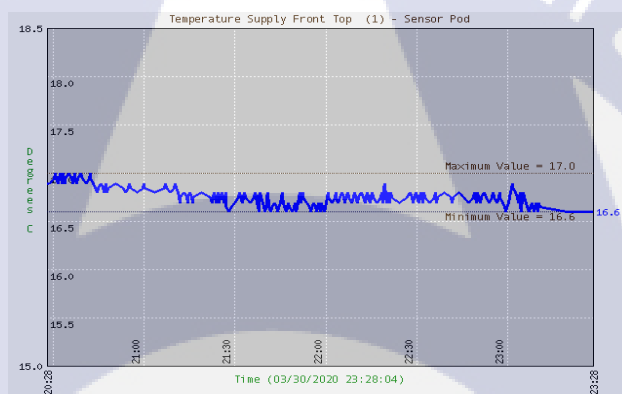


รูปที่ 4.22 อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลอง - 30 °C

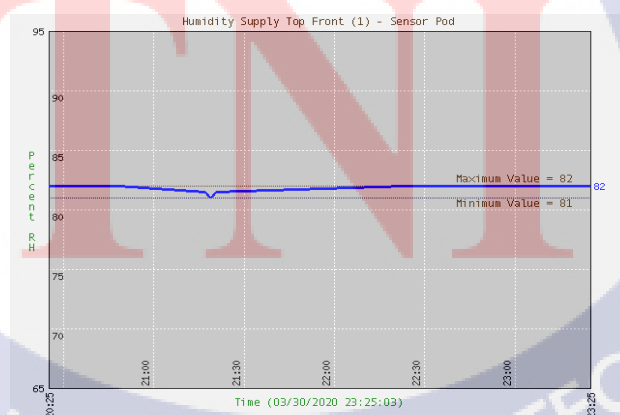
4.1.5 กำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศที่ไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 28 °C

ผู้วิจัยได้ทำการปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับสู่เครื่องปรับอากาศจาก 30 °C ลงเหลือ 28 °C โดยอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายนอกตู้อยู่ในช่วง 31.0 – 34.4 °C และ 40.0 – 58.0 %RH ตามลำดับ พบว่าอุณหภูมิอากาศ และความชื้นจะมีเสถียรภาพมากยิ่งขึ้น อุณหภูมิและความชื้นสามารถควบคุมให้อยู่ในมาตรฐานได้

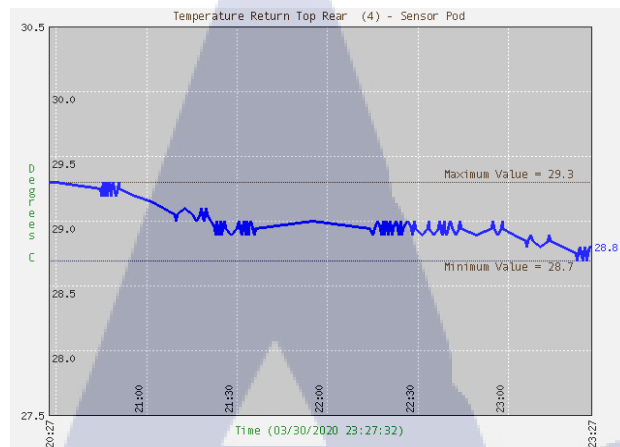
ผลการวัดอุณหภูมิทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลองด้วยฮีเตอร์ไฟฟ้าคงที่ที่ 18.8 °C ดังรูปที่ 4.8 ในขณะที่ความชื้นสัมพัทธ์แปรผันในช่วงแคบ ๆ ระหว่าง 52% - 53% ส่วนอุณหภูมิอากาศที่ไหลกลับเข้าสู่เครื่องปรับอากาศในกรณีนี้คือ 28.8 °C ดังรูปที่ 4.25 โดยความชื้นสัมพัทธ์ 35% คงที่เช่นกัน ดังรูปที่ 4.26 และการทดสอบการกำหนด Set point อุณหภูมิของอากาศที่ไหลกลับที่ 28 °C และพบว่าระบบจะมีคอนเดนเสทจากเครื่องปรับอากาศทางท่อน้ำทิ้งมากยิ่งขึ้น



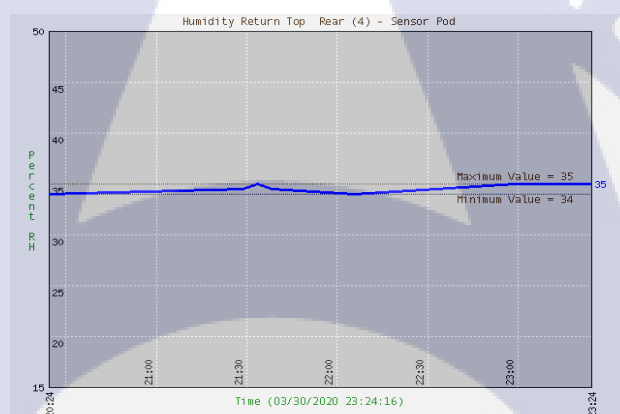
รูปที่ 0.23 อุณหภูมิของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 28°C



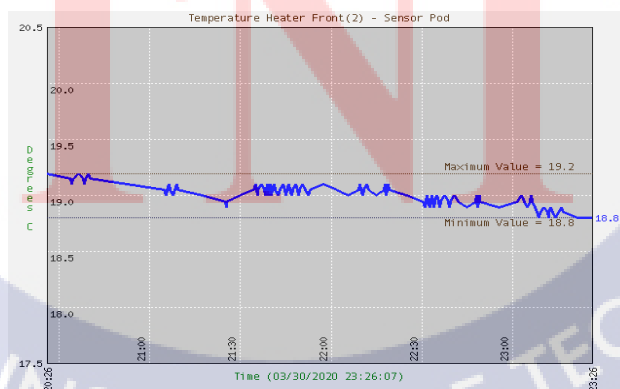
รูปที่ 4.24 ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทางออกเครื่องปรับอากาศ (Air Supply) - 28°C



รูปที่ 4.25 อุณหภูมิอากาศย้อนกลับเข้าเครื่องปรับอากาศ (Air Return) - 28°C



รูปที่ 4.26 ความชื้นสัมพัทธ์อากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ กรณี Set point 28 °C



รูปที่ 0.27 อุณหภูมิอากาศทางเข้าอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลอง - 28 °C

4.2 สรุปผลการทดสอบ และการประเมินสมรรถนะเบื้องต้น

สรุปผลการทดสอบในกรณีกำหนดค่า Set point 5 ระดับ สามารถประเมินสมรรถนะระบบในเบื้องต้นจาก 5 การทดลอง ผลการทดสอบในหัวข้อ 4.1.1 กับ 4.1.2 ผลจะไม่ต่างกันมากนัก ซึ่งระบบไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้เป็นไปตามมาตรฐานได้

เมื่อเปรียบเทียบผลจากหัวข้อ 4.1.1 และ 4.1.3 แล้ว กรณีปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับเครื่องปรับอากาศ (Return air) เป็น 32°C จะสามารถจ่ายอุณหภูมิอากาศเย็นสู่ตู้คอมพิวเตอรืขนาดเล็กได้ที่ 18.3°C ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลองในตู้เข้าสู่สภาวะสมดุล และมีอุณหภูมิต่ำลงจนถึง 21.9°C และความชื้นสัมพัทธ์ 62% โดยอัตราส่วนความชื้นเหลือ $11.9 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$ ต่ำกว่าค่าสูงสุดที่มาตรฐานยอมรับคือ $17.7 \text{ g}_w/\text{kg}_{da}$

เมื่อนำค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศมาคำนวณค่าพลังงานของอากาศที่ไหลหรือเอนทาลปีพบว่า ค่าเอนทาลปีที่เพิ่มขึ้นของอากาศหลังจากไหลผ่านอุปกรณ์เมื่อคูณกับอัตราการไหลอากาศ สามารถประเมินอัตราการระบายความร้อนได้ 3,097 Btu/hr คิดเป็นร้อยละ 45.38 ของกำลังการทำความเย็นสูงสุด (Rated cooling capacity) ของเครื่องปรับอากาศนี้ที่ 6,824 Btu/hr

ผลการทดสอบที่ Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 32°C ตามหัวข้อที่ 4.1.3 ประสบความสำเร็จตามที่คาดหวังไว้ เพราะระบบที่พัฒนาขึ้นนี้สามารถลดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศภายในตู้คอมพิวเตอร์ได้จนถึงระดับที่คาดหวัง และมีศักยภาพที่จะปรับสภาพอากาศให้เหมาะสมและเป็นไปตามที่มาตรฐาน ASHRAE TC9.9 แนะนำคือ อุณหภูมิอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลอง $18^{\circ}\text{C} - 27^{\circ}\text{C}$ และความชื้นสัมพัทธ์ 40 %RH – 60 %RH จากนั้นได้ทำการปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับเครื่องปรับอากาศ (Return air) เป็น 30°C และ 28°C ซึ่งพบว่าระบบสามารถทำงานได้เสถียรภาพเพิ่มขึ้นตามลำดับ และเริ่มมีการควบแน่นของไอน้ำในอากาศ (Condensate) ปรากฏให้เห็นและเพิ่มมากขึ้นในกรณีกำหนด Set point 28°C

เมื่อวิเคราะห์ผลจากข้อมูลเชิงสถิติที่บันทึกได้ให้เป็นค่าเฉลี่ยของสถิติ ซึ่งเก็บผลด้วย SNMP/Management Card with Environment Monitoring หลังจากทีระบบเข้าสู่เสถียรภาพเป็นเวลาต่อเนื่อง 3 ชั่วโมง โดยความเร็วลมโดยเฉลี่ยคงที่ 5.831 m/s และอัตราการใช้พลังงานของคอมพิวเตอร์จำลองด้วยฮีตเตอร์ 0.81 kW ซึ่งผลของอุณหภูมิความชื้นจะมีความเสถียรภาพมากยิ่งขึ้น จากนั้นได้นำข้อมูลมาคำนวณค่าอัตราส่วนความชื้น การระบายความร้อนรวมถึงการคำนวณหาประสิทธิภาพการใช้กำลังไฟฟ้า COP และ PUE สรุปผลได้ดังแสดงในตารางที่ 4.1

ลำดับต่อไปผู้วิจัยได้ทำการการปรับลดตั้งค่า Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศเป็น 27°C และ 26°C ผลปรากฏว่าเครื่องปรับอากาศไม่สามารถทำความเย็นเพื่อลดอุณหภูมิลงได้อีก แสดงว่าเครื่องปรับอากาศนี้ไม่สามารถทำงานได้ตามที่เจ้าของผลิตภัณฑ์ระบุไว้ในเอกสารคุณลักษณะจำเพาะ

ตารางที่ 4.1 ตารางสรุปผลจากการเก็บข้อมูลค่าเฉลี่ยหลังระบบเข้าสู่เสถียรภาพ

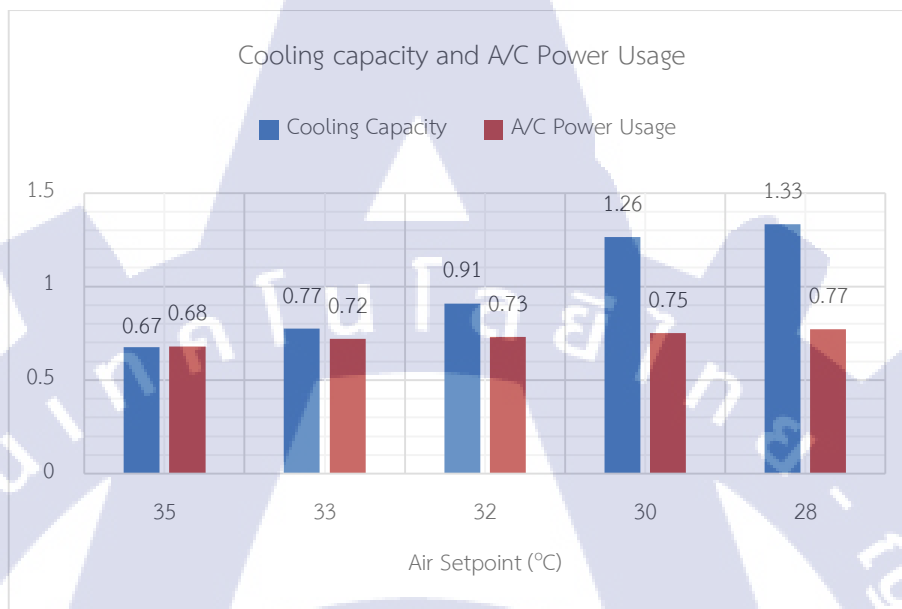
Air setpoint	A/C Supply		Load Supply		A/C Return		Humidity ratio	Enthalpy , $dH = (h_{ra} - h_{sa})$	Cooling capacity ($\dot{Q}$)	Cooling capacity	% Cooling Capacity rated	A/C Power usage	COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP)	POWER USAGE EFFECTIVENESS (PUE)
	Temperature	Relative Humidity	Temperature	Relative Humidity	Temperature	Relative Humidity								
°C	°C	%RH	°C	%RH	°C	%RH	$g_w/kg(d.a)$	kJ/kg	KW_{th}	btu/hr	%	KW		
35	23.50	80.70	24.30	65.00	34.80	30.00	10.30	5.88	0.68	2,310	33.85	0.68	1.00	1.84
33	21.50	77.70	22.90	63.00	32.80	32.80	9.50	6.69	0.77	2,644	38.75	0.72	1.08	1.89
32	20.50	77.70	21.90	62.00	32.30	30.00	8.90	7.82	0.91	3,097	45.38	0.73	1.24	1.90
30	18.50	81.00	20.00	54.00	30.20	30.20	7.90	10.82	1.26	4,312	63.19	0.75	1.69	1.93
28	18.30	81.00	18.80	53.00	28.20	33.00	7.70	11.36	1.33	4,548	66.65	0.77	1.73	1.95

กรณีปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับเครื่องปรับอากาศ (Return air) เป็น 32 °C จะสามารถจ่ายอุณหภูมิอากาศเย็นสู่ตู้คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กได้ต่ำสุดที่ 20.5 °C ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลองในตู้เข้าสู่สภาวะสมดุล และมีอุณหภูมิต่ำลงจนถึง 21.9 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 62% โดยอัตราส่วนความชื้นเหลือ 8.9 g_w/kg_{da} ต่ำกว่าค่าสูงสุดที่มาตรฐานยอมรับคือ 17.7 g_w/kg_{da} อัตราการระบายความร้อนได้ 3,097 Btu/hr หรือคิดเป็นร้อยละ 45.38 ของกำลังการทำความเย็นสูงสุด (Cooling capacity rated) ของเครื่องปรับอากาศที่ประยุกต์ใช้ และยังไม่สามารถควบคุมความชื้นให้อยู่ในช่วงมาตรฐานแนะนำของ ASHRAE TC9.9 ได้

ส่วนกรณีปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับเครื่องปรับอากาศ (Return air) เป็น 30 °C จะสามารถจ่ายอุณหภูมิอากาศเย็นสู่ตู้คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กได้ต่ำสุดที่ 18.5 °C ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลองในตู้เข้าสู่สภาวะสมดุลที่ 20 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 54% เข้าสู่มาตรฐานที่กำหนด โดยอัตราส่วนความชื้นเหลือ 7.9 g_w/kg_{da} ต่ำกว่าค่าสูงสุดที่มาตรฐานยอมรับคือ 17.7 g_w/kg_{da} อัตราการระบายความร้อนได้ 4,312 Btu/hr หรือคิดเป็นร้อยละ 63.19 ของกำลังการทำความเย็นสูงสุด (Cooling capacity rated) ของเครื่องปรับอากาศที่ประยุกต์ใช้

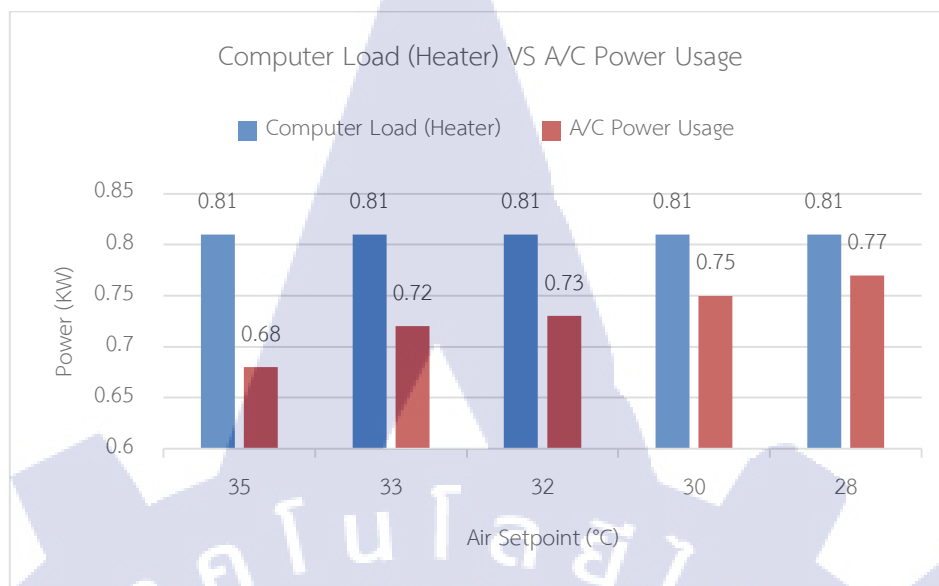
และเมื่อปรับตั้งค่าอุณหภูมิอากาศย้อนกลับเครื่องปรับอากาศ (Return air) เป็น 28 °C จะสามารถจ่ายอุณหภูมิอากาศเย็นสู่ตู้คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กได้ต่ำสุดที่ 18.3 °C ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศเย็นทางเข้าชุดอุปกรณ์คอมพิวเตอร์จำลองในตู้เข้าสู่สภาวะสมดุลที่ 18.8 °C และความชื้นสัมพัทธ์ 53% เข้าสู่มาตรฐานที่กำหนดเช่นกัน

จากตารางที่ 4.1 เมื่อนำผลมาเขียนกราฟเพื่อเปรียบเทียบผลระหว่างอัตราการดึงความร้อนของเครื่องปรับอากาศ เปรียบเทียบกับกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้ในแต่ละ Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ แสดงดังรูป 4.28



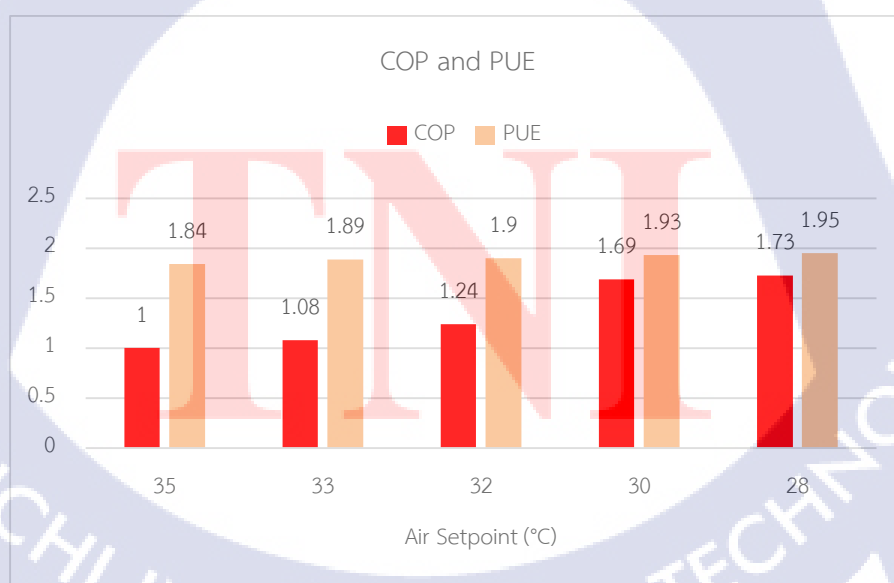
รูปที่ 4.28 กราฟเปรียบเทียบอัตราการดึงความร้อนและกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้

รูปที่ 4.29 เป็นกราฟเปรียบเทียบระหว่างกำลังไฟฟ้าของคอมพิวเตอร์จำลอง (Computer Load Heater) ที่เป็นค่าคงที่ กับกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้งาน ในแต่ละกรณีที่ปรับค่า Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ ซึ่งแสดงให้เห็นว่าใช้กำลังไฟฟ้าเพิ่มขึ้นไม่มาก คือในช่วง 0.01 – 0.04 kW เมื่อลดอุณหภูมิ Set point ลงทีละ 1-2 °C



รูปที่ 4.29 กราฟเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าคอมพิวเตอร์จำลองกับกำลังไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ

และรูปที่ 4.30 เป็นกราฟเปรียบเทียบระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ของเครื่องปรับอากาศ กับประสิทธิภาพการใช้พลังงานเพื่อชี้วัดความคุ้มค่า (PUE) ซึ่งแยกตามค่า Set point อุณหภูมิของอากาศไหลกลับเครื่องปรับอากาศ ซึ่งจะเห็นว่าค่า COP ของเครื่องปรับอากาศ และ PUE มีค่าที่ดีขึ้น เมื่อปรับลดอุณหภูมิ Set Point ลง



รูปที่ 4.30 กราฟแสดงผล COP และ PUE

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

ผลสรุปการวิจัยพัฒนาต้นแบบระบบระบายความร้อนของศูนย์ข้อมูลขนาดเล็กแบบตู้แร็ค (CCRDC) ได้ดำเนินการตามวัตถุประสงค์ที่กล่าวไว้ในบทที่ 1 อย่างครบถ้วน รวมทั้งได้นำเสนอข้อเสนอแนะเพื่อการศึกษาวิจัยต่อยอดในอนาคตไว้แล้วในบทนี้

5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้ออกแบบและพัฒนาต้นแบบระบบระบายความร้อนสำหรับศูนย์ข้อมูลคอมพิวเตอร์ขนาดเล็กแบบตู้แร็ค (CCRDC) โดยทดสอบระบบเบื้องต้นหลายครั้ง และปรับเปลี่ยนชุดอุปกรณ์ทดสอบจนสามารถเก็บบันทึกผลการทดลองได้ตามที่ออกแบบการทดลองไว้ โดยมีการทดสอบการใช้งาน CCRDC ติดต่อกันหลายชั่วโมง พบว่าต้นแบบ CCRDC ที่พัฒนาขึ้นสามารถใช้งานได้ดี ระบบปรับอากาศสามารถระบายความร้อนจนจากเซิร์ฟเวอร์จำลองได้จนถึงร้อยละ 66.65 ของความสามารถในการทำความเย็นสูงสุด และลดอุณหภูมิภายในตู้ลงจนอยู่ภายในขอบเขตที่มาตรฐาน ASHRAE T9.9 แนะนำไว้ ในขณะที่ผลการคำนวณคุณสมบัติของอากาศชื้น ก็แสดงให้เห็นว่ามีการลดความชื้นอากาศลงมาได้จนต่ำกว่าค่าเพดานบนที่มาตรฐานกำหนดไว้ จึงนำมาซึ่งข้อสรุปดังนี้

(1) การออกแบบและพัฒนาต้นแบบระบบระบายความร้อนสำหรับศูนย์คอมพิวเตอร์ขนาดเล็กแบบตู้แร็ค (CCRDC) ทำให้สามารถปรับอุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่จ่ายให้กับอุปกรณ์เซิร์ฟเวอร์ที่เหมาะสม ทำให้สภาวะอากาศที่ระบุด้วยอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์เกิดสเถียรภาพและอยู่ในช่วงค่าตามที่มาตรฐาน ASHRAE T9.9 แนะนำไว้สำหรับศูนย์ข้อมูลคอมพิวเตอร์

(2) ผลการปรับลดอุณหภูมิอากาศย้อนกลับเครื่องปรับอากาศจนถึงค่าที่เหมาะสมที่ 28 °C สามารถลดความชื้นสัมพัทธ์ของจุดที่ใช้งานระบบคอมพิวเตอร์จำลองได้ เมื่อปรับอุณหภูมิได้เหมาะสมหรือลดอุณหภูมิของคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศให้ต่ำลงจนถึง Dew point ก็จะมีการควบแน่นน้ำในอากาศ และระบายคอนเดนเสทออกทางท่อน้ำทิ้ง สรุปผลการปรับอุณหภูมิอากาศย้อนกลับของเครื่องปรับอากาศที่ 28 °C และ 30 °C จะสามารถควบคุมอุณหภูมิและลดความชื้นให้อยู่ในช่วงค่าอุณหภูมิและความชื้นที่มาตรฐาน ASHRAE แนะนำได้

(4) เนื่องจากศูนย์ข้อมูล CCRDC เป็นระบบปิด อากาศเย็นที่ได้จากเครื่องปรับอากาศเมื่อรับความร้อนจากอุปกรณ์เซิร์ฟเวอร์แล้วก็จะไหลเวียนกลับไปสู่เครื่องปรับอากาศ และไม่ปนกับอากาศภายนอก (ยกเว้นจะมีรั่วไหลเข้ามาได้บ้าง) ประกอบกับภาระความร้อนหลังจากควบแน่นความชื้น

ออกไปแล้วเป็นภาระความร้อนสัมผัสส่วนใหญ่ เมื่อนำค่าอัตราการดึงความร้อนจากเครื่องปรับอากาศมาหารด้วยกำลังไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศใช้ เพื่อประเมินสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) จะได้ผลในระดับที่พอใช้ได้แต่ยังไม่ดีนัก ซึ่งหากเลือกขนาดเครื่องปรับอากาศที่เหมาะสมกับอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ ยิ่งขึ้นก็คาดว่าจะได้ค่าที่สูงขึ้น และจะส่งผลให้มีค่าความคุ้มค่าของการใช้พลังงาน (PUE) ที่ต่ำลง

5.2 ข้อเสนอแนะเพื่อการวิจัยต่อยอด

5.2.1 ต้นแบบตู้แร็ค CCRDC สามารถออกแบบให้ประหยัดพลังงานได้ยิ่งขึ้น โดยเฉพาะสำหรับระบบที่ใหญ่ขึ้น อาทิ ศูนย์ข้อมูลที่มีระบบที่ใช้พลังงานสูง เช่น Blade Server หรือระบบสื่อสารที่ต้องการใช้พลังงานน้อย อาจจะขยายตัวทางด้านข้างให้สามารถบรรจุอุปกรณ์ในจำนวนที่มากขึ้นได้

5.2.2 การเพิ่มอุปกรณ์ระบายความร้อนทางด้าน Air Supply และ Air Return เพื่อให้ระบบปรับอากาศทำงานน้อยลง อาทิ การเสริมด้วย Heat Sink หรือท่อความร้อน (Heat Pipe)

5.2.3 เพิ่มเติมระบบ Environment and Sensor เพื่อให้สามารถตรวจสอบการทำงานและควบคุมจากระยะทางไกลได้ (Remote Monitoring and Control)

5.2.4 เพิ่มเติมระบบดับเพลิงเพื่อให้ CCRDC มีการควบคุมด้านความปลอดภัยที่ได้มาตรฐาน

5.2.5 เพิ่มเติมระบบควบคุมความชื้น (Humidity Control) เพื่อให้สามารถควบคุมความชื้นในสภาวะอากาศต่าง ๆ ได้เช่นเดียวกับ CRAC (Computer Room Air Conditioner)

5.2.6 ปรับปรุงวัสดุที่จะนำมาสร้างตู้แร็ค อาทิ ระบบกันร้าวซึมหรือซิลต่าง ๆ เพื่อให้เป็นระบบปิดอย่างสมบูรณ์

บรรณานุกรม

TNI

บรรณานุกรม

- [1] M. Sharma et al., “Analyzing the data center efficiency by using PUE to make data centers more energy efficient by reducing the electrical consumption and exploring new strategies,” *International Conference on Intelligent Computing and Communication*, ICC3 2015, Odisha, India, October 10-11, 2015, pp. 142–148.
- [2] R. A. Steinbrecher and R. Schmidt, “*Energy-Efficient Computing and Data Centers*,” [Online]. Available: <https://bit.ly/36L4vX3> [Accessed: April 25, 2019].
- [3] ASHRAE Technical Committee, *Data Center Power Equipment Thermal Guidelines and Best Practices*, (White Paper), USA: ASHRAE TC 9.9, 2016.
- [4] T. Daim et al., “Data center metrics: An energy efficiency model for information technology managers,” *International Journal of Management of Environmental Quality*, vol. 20, no. 6, pp. 712–731, June 2009.
- [5] ศิริวรรณ ภิรมย์ฤทธิ์ และสุนทรทิพย์ ทินาภรณ์, “การออกแบบศูนย์ข้อมูลตามรูปแบบการใช้งานและขนาดขององค์กร,” *วารสาร EAU HERITAGE*, ปีที่ 6, ฉบับที่ 2, หน้า 31-37, กรกฎาคม – ธันวาคม 2555.
- [6] Cisco, *Unified Computing System Site Planning Guide: Data Center Power and Cooling*, (White Paper), USA: Cisco, 2015.
- [7] สมศักดิ์ สุ่มตยกุล, *เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ*, พิมพ์ครั้งที่ 4, กรุงเทพฯ: ซีเอ็ดดูเคชั่น, 2559.
- [8] D. Bouley, *Estimating a Data Center’s Electrical Carbon Footprint*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2012.
- [9] D. Garday and D. Costello, *Air-Cooled High-Performance Data Centers: Case Studies and Best Methods Intel Corporation*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2006.
- [10] J. Niemann et al., *Impact of Hot and Cold Aisle Containment on Data Center Temperature and Efficiency*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2011.
- [11] N. Rasmussen, *Electrical Efficiency Measurement for Data Centers*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2017.

- [12] T. Evans, *The Different Technologies for Cooling Data Centers*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2012.
- [13] R. Jones. Seven, *Strategies to Improve Data Center Cooling Efficiency*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2008.
- [14] N. Rasmussen, *Calculating Total Cooling Requirements for Data Centers*, (White Paper), France: Schneider Electric, 2003.

