

ระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ
ชนิดแยกส่วน

WATER HEATING SYSTEM FROM CONDENSING UNIT OF A SPLIT TYPE
AIR CONDITIONER



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2561

KMITL-2018-EN-M-030-005

ระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศ
ชนิดแยกส่วน

WATER HEATING SYSTEM FROM CONDENSING UNIT OF A SPLIT TYPE
AIR CONDITIONER



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2561

KMITL-2018-EN-M-030-005

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

WATER HEATING SYSTEM FROM CONDENSING UNIT OF A SPLIT TYPE
AIR CONDITIONER



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2018

KMITL-2018-EN-M-030-005

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2018

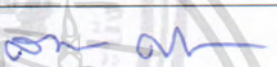



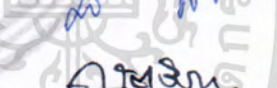
FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์


หัวข้อวิทยานิพนธ์ ระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
Thesis Title Water Heating System from Condensing Unit of a Split Type Air Conditioner
นักศึกษา นายสิทธิพงษ์ ปสันตา
รหัสประจำตัว 58601117
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.ณัตวิภา เจียรระโนวชิระ
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2018-EN-M-030-005

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.สมชาย	ศรพัฒนะพิพัฒน์	
รศ.ดร.ชินรัชช์	เจียรพงษ์	
ผศ.ดร.วิฑาดา	เจษฎารัตนชัย	
ดร.มธุรส	สุชาติวัฒน	
ผศ.ดร.ณัตวิภา	เจียรระโนวชิระ	

วัน / เดือน/ ปี ที่สอบ วันอังคารที่ 27 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2561 เวลา 09.00-11.00 น.
สถานที่สอบ ณ ห้องประชุม 4 ชั้น 5 อาคาร A

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

วันที่ 27 กุมภาพันธ์ พ.ศ. 2561

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	ระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
ชื่อนักศึกษา	นายสิทธิพงษ์ ปสันตา
รหัสประจำตัว	58601117
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2561
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.ณัติวิภา เจียรระโนวชิระ

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนที่เหลือทิ้งจากชุดคอนเดนซิ่งในระบบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ใช้สารทำความเย็น R-22 โดยชุดคอนเดนซิ่งที่ใช้อากาศในการหล่อเย็นจะถูกต่อเข้ากับระบบหล่อเย็นด้วยน้ำซึ่งการรวมกันของระบบจะถูกควบคุมด้วยคอมพิวเตอร์ Arduino การไหลของสารทำความเย็นจะถูกควบคุมการไหลสู่ชุดคอนเดนซิ่งหรือระบบหล่อเย็นด้วยน้ำโดยระบบควบคุม Arduino ความร้อนที่เหลือทิ้งจากวัฏจักรการทำความเย็นจะถูกถ่ายเทให้กับน้ำและน้ำอุ่นที่ได้จะถูกเก็บอยู่ในถังเพื่อการใช้ของครัวเรือน ดังนั้นแล้วการเพิ่มขึ้นของ COP วัฏจักรการทำความเย็นจะทำให้ได้น้ำอุ่นซึ่งเป็นผลพลอยได้ การศึกษานี้ถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ส่วนแรกทำการศึกษาเพื่อหา COP ของเครื่องปรับอากาศและส่วนที่สองทำการหา COP ของเครื่องปรับอากาศเมื่อทำการติดตั้งระบบหล่อเย็นด้วยน้ำซึ่งจะปรับอัตราการไหลของมวลน้ำเป็น 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที ผลที่ได้รับคือ COP ของเครื่องปรับอากาศจะมีค่าสูงขึ้นกว่าร้อยละ -3.70, 2.05, และ 7.82% รวมถึงได้น้ำอุ่นที่อุณหภูมิ 46, 44, และ 43 องศาเซลเซียสตามลำดับ ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที จะมีค่า COP ลดลง 3.70% เนื่องจากเมื่อเกิดกระบวนการผลิตน้ำอุ่นแล้วอัตราส่วนความดันทางด้านเครื่องทำน้ำอุ่นกับความดันทางด้านเครื่องระเหยหรือ Pressure Ratio ลดลง เป็นผลให้เกิดอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ไม่คงที่ ซึ่งจะส่งผลต่อการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องอัด รวมถึงอุณหภูมิน้ำอุ่นที่ได้คือ 46 องศาเซลเซียส ซึ่งมีอุณหภูมิสูงและส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นสู่น้ำเป็นไปได้โดยยากขึ้นจึงเป็นผลทำให้ค่า COP ลดลง

ในงานวิจัยนี้ น้ำอุ่นสามารถรับพลังงานได้ในช่วง 4.3 กิโลวัตต์ และพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้เครื่องอัดประมาณ 1.33 – 1.43 กิโลวัตต์ ทำให้เกิดผลประหยัดได้ถึง 3 กิโลวัตต์ โดยระยะเวลาคืนทุนจะขึ้นอัตราการไหลของมวลน้ำยังอัตราการไหลของมวลน้ำลดลง ระยะเวลาคืนทุนก็จะลดลงด้วย โดยอยู่ที่ประมาณ 2 – 6 ปี ซึ่งหากคิดว่าต้องใช้ขดลวดความร้อนหรือฮีตเตอร์ในการทำน้ำอุ่นนี้จะต้องใช้ขนาด 4.6 กิโลวัตต์ ซึ่งจะเป็นการทำให้สามารถประหยัดพลังงานได้ 3.3 กิโลวัตต์ จะยังทำให้ระยะเวลาคืนทุนเร็วขึ้น 10 % จากระยะเวลาเดิม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Water Heating System from Condensing Unit of a Split Type Air Conditioner
Student	Mr. Sitipong Pasanta
Student ID.	58601117
Degree	Master of Engineering
Programme	Mechanical Engineering
Year	2018
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Nuthvipa Jayranaiwachira

ABSTRACT

This research studied about water heated storage using waste heat at a condensing unit of split type air conditioning system and the working fluid was R-22. The normal air cool condensing unit was connected to water cooling system and the parallel hybrid or combined systems were controlled by a Arduino. The flow of the refrigerant was directed to flow through either normal air cool or water cool system. Waste heat from refrigeration cycle was transfer to water and the warm water was stored in a tank for domestic use. Therefore, COP of the refrigeration cycle would increase and yield warm water as byproduct. The study was divided into two parts. The first parts was to investigate the COP of split type air-condition. The second parts was to investigate the COP of split type air-condition with installed water cooling system with varied water flow rate at 0.08, 0.10, and 0.11 kilogram/second. As the result, air-condition coefficient of performance is increased by -3.70, 2.05, and 7.82 % produced the warm water by 46, 44 and 43 degree Celsius respectively. The 0.08 kilograms per second water flow rate dropped the COP value 3.70 percent due to the decreased of the ratio between pressure occurred on the heater and evaporator. Therefore, the flow rate of R-22 coolant becomes unstable and affected by the compressor's power. Moreover, this water flow rate can produce warm water at 46 degree Celsius that was the high temperature and it was affecting to heat transfer between water and R-22 which led to be decreased.

Water heater in this research can produce water that absorbed energy for 4.3 kilowatts by used electric power 1.33-1.43 kilowatt and it saved energy for 3 kilowatts. Payback period had about 2-6 years and had been decreasing since the water flow rate was decreased. If the same characteristic warm water is produced by typical heater, the 4.6 kilowatt of electrical energy is required, thus the heater in this research can reduce 3.3 kilowatts of energy consumption which encourages the payback period to be 10% faster.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้เป็นอย่างดีด้วยคำแนะนำ ความกรุณา ความช่วยเหลือและแนวทางแก้ไขปัญหาลดจนการถ่ายถอดความรู้ที่ดีจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฏวิภา เจียรระโนวชิระ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์ และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งขอขอบพระคุณคณาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล.

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณ นายสุริยะพันธ์ และ นางไพรินทร์ ปสันตา (บิดาและมารดา) และครอบครัวปสันตา ทุกคนเป็นอย่างยิ่งที่เฝ้าคอยเลี้ยงดู อบรมสั่งสอน และให้ทุนทรัพย์ในการศึกษาและทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ตั้งแต่เริ่มต้นจนประสบความสำเร็จ รวมทั้งเป็นกำลังใจในการฟันฝ่าปัญหาและอุปสรรคต่างๆเสมอมา ขอขอบคุณนักวิจัยประจำห้องปฏิบัติการ นักศึกษาปริญญาตรี โทและเอกในห้องปฏิบัติการระบบทำความเย็นและปรับอากาศทุกท่านที่ได้ให้คำปรึกษาเกี่ยวกับความรู้ทางด้านวิศวกรรม และขอขอบคุณบริษัทธาราเอก มาสเตอร์ วิศวกรรม จำกัด ที่ได้ให้ความช่วยเหลือเกี่ยวกับด้านอุปกรณ์ในระบบและผู้ที่ทำให้การสนับสนุนทุกท่านที่มีได้เอื้อยามมา ณ ที่นี้ด้วย

ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ขอให้อำนาจคุณพระศรีรัตนตรัยอำนวยการอำนวยพรความสุขสวัสดิ์จงมีแก่ทุกท่าน

สิทธิพงษ์ ปสันตา

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	1
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ขอบเขตการวิจัย.....	2
1.5 ขั้นตอนการศึกษา.....	2
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	4
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	13
3.1 ทฤษฎีพื้นฐานเกี่ยวกับระบบทำความเย็น.....	13
3.1.1 การทำความเย็น.....	13
3.1.2 สารทำความเย็น.....	13
3.2 ประเภทของระบบทำความเย็น.....	13
3.3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ.....	14
3.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	14
3.5 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแบบอุดมคติ.....	15
3.6 การวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	16
3.6.1 เครื่องอัด.....	16
3.6.2 เครื่องควบแน่น.....	16
3.6.3 วาล์วลดความดัน.....	16
3.6.4 เครื่องระเหย.....	16
3.7 ไสโครเมตริกชาร์ต.....	17
3.7.1 กระบวนการปรับสภาวะอากาศ.....	17
3.7.2 การตรวจวัดภาระการทำความเย็น.....	18
3.8 การบอกประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ.....	19
3.9 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ.....	19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ IV อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.10 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	20
3.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	20
3.11.1 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	20
3.11.2 ส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	20
3.11.3 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	22
3.11.4 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	26
โดยใช้วิธี Effectiveness - NTU	
3.12 Condensation Inside Horizontal Tubes.....	27
3.13 Arduino.....	28
บทที่ 4 อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง.....	29
4.1 การคำนวณและการออกแบบ.....	29
4.1.1 การคำนวณ.....	29
4.1.1.1 การคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตามทฤษฎี.....	29
4.1.2 การออกแบบเครื่องทำน้ำอุ่นจากเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน.....	33
4.2 ระบบควบคุม.....	34
4.3 วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง.....	37
4.3.1 เครื่องปรับอากาศและสารทำความเย็นที่ใช้ในการทดลอง.....	37
4.3.2 ชุดระบบทำน้ำอุ่น.....	37
4.3.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บค่าต่างๆในการทดลอง.....	38
4.3.4 อุปกรณ์ที่ใช้ภายในห้องทดลอง.....	40
4.4 สภาวะการทดสอบ.....	40
4.5 ขั้นตอนการทดลอง.....	41
4.5.1 การทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของ เครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC).....	42
4.5.2 การทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของ เครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS).....	43
บทที่ 5 ผลการทดลอง.....	45
5.1 ผลการทดลองเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC).....	45
5.2 ผลการทดลองเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนกับระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS).....	46
5.3 การเปรียบเทียบผลการทดลองเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน กับระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ในเวลากลางวัน (13.00 – 16.00 น.) และกลางคืน (19.00 – 22.00 น.).....	53
5.4 ระยะเวลาคืนทุนของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน กับระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS).....	61

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางอื่น

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ Vong Aung Ing ถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	63
6.1 สรุปผลการทดลอง.....	63
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	66
เอกสารอ้างอิง.....	67
ภาคผนวก.....	69
ภาคผนวก ก : โค้ดของโปรแกรมควบคุม.....	70
ภาคผนวก ข : ตารางบันทึกผลการทดลอง COP _{Cal}	80
ภาคผนวก ค : ตารางบันทึกผลการทดลอง COP _{Act}	97
ภาคผนวก ง : ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....	114
ประวัติผู้เขียน.....	129



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และVIอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 กระบวนการปรับสภาวะอากาศ.....	18
4.1 สภาวะการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน.....	40
6.1 ตารางเปรียบเทียบค่า COP_{Cal} และ COP_{Act}	65
ข.1 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	81
ข.1 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	82
ข.2 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	83
ข.2 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	84
ข.3 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.0 น.).....	85
ข.3 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	86
ข.4 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	87
ข.4 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	88
ข.5 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	89
ข.5 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	90
ข.6 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	91

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ข.6 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	92
ข.7 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	93
ข.7 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	94
ข.8 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	95
ข.8 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	96
ค.1 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	98
ค.1 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	99
ค.2 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	100
ค.2 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	101
ค.3 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	102
ค.3 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	103
ค.4 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	104

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ค.4 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	105
ค.5 ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	106
ค.5 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	107
ค.6 ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	108
ค.6 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	109
ค.7 ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	110
ค.7 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.).....	111
ค.8 ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.).....	112
ค.8 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP _{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)	113

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ระบบ Pre - Cool อากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่ง.....	5
2.2 ระบบ Chilled/Water Air Conditionings.....	5
2.3 ระบบ Air Conditioning ที่ใช้ Evaporative Cooling Condenser.....	6
2.4 เครื่องต้นแบบ Water - Cooled Air - Conditioning System (WACS).....	7
2.5 ระบบ Water - Cooled Air - Conditioners (WAC).....	7
2.6 ระบบ MDACWH.....	8
2.7 ระบบต้นแบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner).....	9
2.8 ระบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) ที่ทำการทดสอบเพื่อขนาดของถังเก็บน้ำที่เหมาะสม.....	10
2.9 ระบบต้นแบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) ที่ทำการทดสอบเปรียบเทียบ Expansion Device ระหว่าง Capillary tube (CT) กับ Thermostatic expansion valve (TEV).....	11
2.10 ระบบต้นแบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) ที่ทำการทดสอบโดยการติดตั้งวัสดุ PCM ภายในถังน้ำกับไม่ได้ติดตั้งวัสดุ PCM.....	12
3.1 สารทำความเย็นชนิดต่างๆ.....	13
3.2 แผนภาพระบบทำความเย็นแบบอัดไอ.....	14
3.3 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ.....	15
3.4 แผนภาพความดัน-เอนทาลปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ.....	15
3.5 แผนภาพไซโครเมตริกชาร์ต.....	17
3.6 กระบวนการปรับสภาวะอากาศ.....	18
3.7 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ.....	19
3.8 แผนภาพความดัน-เอนทาลปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ.....	19
3.9 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	20
3.10 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	20
3.11 ลักษณะการจัดเรียงของชุดท่อแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัสในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์และท่อ.....	21
3.12 ลักษณะการจัดเรียงของชุดท่อแบบสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบเซลล์และท่อ.....	21
3.13 แผ่นกั้นแบบเชกเมนต์.....	22
3.14 แผ่นกั้นแบบโดนัท.....	22
3.15 แผ่นกั้นแบบออริฟิส.....	22
3.16 ความผันแปรของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อแบบ 1-2.....	23
3.17 ระยะห่างแบบจัตุรัสและสามเหลี่ยม.....	24

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทาง

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ X ำงอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.18 กราฟของสมการ 2.24.....	25
3.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า N,E,C ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	27
4.1 Bundle และ Double cut segment ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ..	30
4.2 เครื่องทำน้ำอุ่นที่ออกแบบและผลิตมาใช้ในการทดสอบ.....	33
4.3 แผนภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น.....	33
4.4 Flow Chart ของโปรแกรมควบคุม.....	36
4.5 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลอง.....	37
4.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ.....	37
4.7 ป้อนน้ำกระแสตรง 6 วัดต์.....	37
4.8 มาตรฐานอัตราการไหลของน้ำ.....	38
4.9 เกจความดัน.....	38
4.10 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ.....	38
4.11 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้น.....	39
4.12 ชุดบันทึกข้อมูลอาคูโอโน.....	39
4.13 เครื่องวัดความเร็วลม.....	39
4.14 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า.....	39
4.15 ขดฮีตเตอร์ไฟฟ้า.....	40
4.16 แผนผังห้องทดสอบ.....	41
4.17 แผนภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC).....	42
4.18 แผนภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS).....	43
5.1 P - h diagram สาร R-22 เมื่อทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน ด้วยการระบายความร้อนจากชุดคอนเดนซิ่ง (AC) ในเวลากลางวัน (เส้นสีแดง) และในเวลากลางคืน (เส้นสีเหลือง).....	45
5.2 แผนภูมิแท่งค่า Absolute Pressure ของสารทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น.....	46
5.3 แผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น.....	47
5.4 P - h diagram สาร R-22 ของระบบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ด้วยอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 (เส้นสีฟ้า), 0.10 (เส้นสีเขียว), 0.11 (เส้นสีน้ำเงินเข้ม) กิโลกรัมต่อวินาที, และ ทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนด้วยการระบายความร้อน จากชุดคอนเดนซิ่ง (AC) ในเวลากลางวัน (เส้นสีแดง).....	48
5.5 แผนภูมิแท่งของค่า COP _{Cal}	49
5.6 แผนภูมิแท่งของค่า Cooling Capacity (กิโลวัตต์) กับ System Power (กิโลวัตต์).....	50
5.7 แผนภูมิแท่งของค่า COP _{Act}	51

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ XI อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้อง (องศาเซลเซียส) เทียบกับเวลา (นาทิจ)	52
5.9 แผนภูมิแท่งผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น (องศาเซลเซียส)	53
5.10 แผนภูมิแท่งค่า Absolute Pressure ของสารทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น ACwWHS กรณีเปรียบเทียบผลการทดลองในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	54
5.11 แผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น ACwWHS กรณีเปรียบเทียบผลการทดลองในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	55
5.12 แผนภูมิแท่งของค่า COP _{Cal} กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	56
5.13 แผนภูมิแท่งของค่า Cooling Capacity (กิโลวัตต์) กับ System Power (กิโลวัตต์) กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	57
5.14 แผนภูมิแท่งของค่า COP _{Act} กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	58
5.15 แผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้อง (องศาเซลเซียส) เทียบกับเวลา (นาทิจ) กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	59
5.16 แผนภูมิแท่งผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น (องศาเซลเซียส) กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน	60
5.17 แผนภูมิแท่งระยะเวลาคืนทุน (ปี)	61
5.18 แผนภูมิแท่งระยะเวลาคืนทุนกรณีเปรียบเทียบกับ Electric Water Heater (ปี)	62

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

Roman symbols

\dot{m}	อัตราการไหลของสารทำความเย็น กิโลกรัมต่อวินาที
\dot{m}_{water}	อัตราการไหลของน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำอุ่น กิโลกรัมต่อวินาที
\dot{m}_{air}	อัตราการไหลของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหย กิโลกรัมต่อวินาที
W_c	พลังงานที่ต้องป้อนให้เครื่องอัด วัตต์
Q_c	พลังงานถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น วัตต์
Q_e	พลังงานความร้อนที่สารทำความเย็นรับที่เครื่องระเหย วัตต์
h_1	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากเครื่องระเหย กิโลจูลต่อกิโลกรัม
h_2	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าเครื่องควบแน่น กิโลจูลต่อกิโลกรัม
h_3	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากเครื่องควบแน่น กิโลจูลต่อกิโลกรัม
h_4	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าเครื่องระเหย กิโลจูลต่อกิโลกรัม
Δh_{air}	ผลต่างเอนทาลปีของอากาศที่ไหลเข้าและออกเครื่องระเหย กิโลจูลต่อกิโลกรัม
q	อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน กิโลจูลต่อกิโลกรัม
U_0	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม วัตต์ต่อตารางเมตร-องศาเซลเซียส
A_0	พื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน ตารางเมตร
Δt	ผลต่างของอุณหภูมิ องศาเซลเซียส
\dot{m}_w	อัตราการไหลของของไหลที่อุณหภูมิสูงกว่า กิโลกรัมต่อวินาที
\dot{m}_c	อัตราการไหลของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่า กิโลกรัมต่อวินาที
C_{pw}	ความจุความร้อนของของไหลที่อุณหภูมิสูงกว่า จูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน
C_{pc}	ความจุความร้อนของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่า จูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน
T_1	อุณหภูมิขาเข้าของของไหลที่ไหลในเปลือก องศาเซลเซียส
T_2	อุณหภูมิขาออกของของไหลที่ไหลในเปลือก องศาเซลเซียส
t_1	อุณหภูมิขาเข้าของของไหลที่ไหลในท่อ องศาเซลเซียส
t_2	อุณหภูมิขาออกของของไหลที่ไหลในท่อ องศาเซลเซียส
OD_t	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ เมตร
ID_t	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ เมตร
h_i	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ วัตต์ต่อตารางเมตร-องศาเซลเซียส
h_o	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ วัตต์ต่อตารางเมตร-องศาเซลเซียส
S	ตัวประกอบอุณหภูมิ
F	ตัวประกอบปรับแก้
ΔT_{LMTD}	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อกของการไหล องศาเซลเซียส
ΔP_{tube}	ความดันตกจากการสูญเสียหลัก ปาสคาล
ΔP_{return}	ความดันตกจากการสูญเสียรอง ปาสคาล

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

ΔP_t	ความดันตกจากการสูญเสียรวม ปาสคาล
N_p	จำนวนท่อ
f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
L	ความยาวของท่อ เมตร
V	ความเร็วของของไหลในชุดท่อ เมตรต่อวินาที
D_e	เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า เมตร
P_T	ระยะพิตช์ เมตร
A_s	พื้นที่การไหลในส่วนของเปลือก ตารางเมตร
D_s	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเปลือก เมตร
C	ระยะห่างระหว่างผิวท่อภายนอก เมตร
B	ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้น เมตร
V_s	ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในเปลือก เมตรต่อวินาที
K_f	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน วัตต์ต่อเมตร-องศาเซลเซียส
Nu	ค่านัสเซลท์นัมเบอร์ (Nusselt Number)
Re	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds Number)
Pr	ค่าพรันด์เทิลนัมเบอร์ (Prandtl's Number)
N_b	จำนวนแผ่นกั้น
E	ค่า Effectiveness
q_{max}	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด วัตต์
N	ค่าหน่วยแลกเปลี่ยนความร้อน 1/ตารางเมตร
$h_{internal}$	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อของสารทำความเย็นที่ควบแน่น วัตต์ต่อตารางเมตร-องศาเซลเซียส
g	ค่าแรงโน้มถ่วงโลก เมตร/วินาที ²
k_l	ค่าการนำความร้อนของของเหลวอิมิตัวของสารทำความเย็น วัตต์ต่อเมตร-องศาเซลเซียส
h_{fg}	ความร้อนแฝงของการระเหยของสารทำความเย็น กิโลจูลต่อกิโลกรัม
C_{pl}	ความจุความร้อนของของเหลวอิมิตัวของสารทำความเย็น กิโลจูลต่อกิโลกรัม*องศาเซลเซียส
T_{sat}	อุณหภูมิอิมิตัวของสารทำความเย็น องศาเซลเซียส
T_s	อุณหภูมิท่อทองแดง องศาเซลเซียส
I	ค่ากระแสไฟฟ้าที่ใช้กับการทดสอบเครื่องปรับอากาศ แอมแปร์
V_{220}	ค่าความต่างศักย์ไฟฟ้าที่ใช้กับการทดลอง โวลต์
$T1$	อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย องศาเซลเซียส
$T2$	อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องควบแน่น องศาเซลเซียส
$T3$	อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องควบแน่น องศาเซลเซียส

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

T4	อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย องศาเซลเซียส
P1	ความดันสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย บาร์
P2	ความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องควบแน่น บาร์
P3	ความดันสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องควบแน่น บาร์
P4	ความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย บาร์
TE1	อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย องศาเซลเซียส
TE2	อุณหภูมิอากาศที่ทางออกเครื่องระเหย องศาเซลเซียส
RH1	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย %
RH2	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางออกเครื่องระเหย %
TC1	อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าชุดคอนเดนซิ่ง องศาเซลเซียส
TC2	อุณหภูมิอากาศที่ทางออกชุดคอนเดนซิ่ง องศาเซลเซียส
RH3	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางเข้าชุดคอนเดนซิ่ง %
RH4	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางออกชุดคอนเดนซิ่ง %
COP _{Cal}	ค่าสมรรถนะการทำความเย็นจากการคำนวณโดยนำอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นที่ได้จากการทดลองมาคำนวณโดยใช้ P - h diagram ของสารทำความเย็น
COP _{Act}	ค่าสมรรถนะการทำความเย็นจากการคำนวณระหว่างค่าการทำความเย็นซึ่งวัดจากเอนทาลปีของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหยกับค่าพลังงานที่ต้องจ่ายให้กับระบบซึ่งวัดจาก Multimeter
AC	เครื่องปรับอากาศ (Air Conditioner)
ACwWHS	เครื่องปรับอากาศกับระบบทำน้ำอุ่น (Air Conditioner with Water Heating System)
Greek symbols	
ρ	ความหนาแน่นของของไหล กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
v	ความหนืดพลวัต ปาสคาล-วินาที
ρ_l	ความหนาแน่นของของเหลวอิ่มตัวของสารทำความเย็น กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
ρ_v	ความหนาแน่นของไออิ่มตัวของสารทำความเย็น กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
μ_l	ความหนืดของของเหลวอิ่มตัวของสารทำความเย็น ปาสคาล
π	ค่าพายหรือไพ
Δ	ผลต่าง

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

เนื่องด้วยในปัจจุบันความต้องการใช้พลังงานของมนุษย์รวมถึงราคาพลังงานที่มีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น โดยได้มีการสำรวจจากสำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน (สนพ.) กระทรวงพลังงานและสำนักงานสถิติแห่งชาติ [1 - 2] พบว่าในภาคครัวเรือนของประเทศไทยมีการใช้อุปกรณ์ที่อำนวยความสะดวกโดยเฉพาะเครื่องปรับอากาศและเครื่องทำน้ำอุ่นซึ่งถือว่าเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่ใช้พลังงานสูงเป็นอันดับต้นๆรวมถึงมีอัตราการใช้เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ แต่ในปัจจุบันสภาพอากาศมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นเป็นผลมาจากสภาวะโลกร้อนทำให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศลดต่ำลง และนอกเหนือจากนั้นในระบบเครื่องปรับอากาศ พลังงานบางส่วนก็ต้องสูญเสียไปเนื่องจากความร้อนที่ต้องระบายทิ้งที่ชุดคอนเดนซิ่ง ตามหลักการของระบบทำความเย็น ซึ่งความร้อนที่ระบายทิ้งนั้น เป็นความร้อนที่สูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์

และยิ่งไปกว่านั้นจากความต้องการใช้น้ำร้อนภายในครัวเรือนมีแนวโน้มเพิ่มปริมาณมากขึ้น สำหรับการอาบน้ำ ล้างจาน ซักผ้า ฯลฯ ซึ่งครัวเรือนส่วนใหญ่จะใช้น้ำร้อนจากเครื่องทำน้ำร้อนไฟฟ้าหรือใช้การหุงต้มในการต้มน้ำร้อน ซึ่งเป็นการเพิ่มค่าใช้จ่ายของครัวเรือนและอัตราการใช้ไฟฟ้าให้เพิ่มขึ้น

ดังนั้นในงานวิจัยนี้ได้สังเกตเห็นว่าความร้อนที่ระบายทิ้งที่ชุดคอนเดนซิ่งนั้น สามารถนำมาผลิตน้ำอุ่นเพื่อใช้ในครัวเรือนได้ จึงมีแนวคิดเพื่อพัฒนาชุดต้นแบบระบบทำน้ำอุ่นโดยอาศัยความร้อนที่ระบายทิ้งจากชุดคอนเดนซิ่งของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนด้วยการต่อระบบเครื่องทำน้ำอุ่นที่มีการพาความร้อนแบบบังคับเป็นแบบขนานกับชุดคอนเดนซิ่ง ซึ่งจะทำให้เครื่องปรับอากาศทำงานอยู่ในสภาวะ Steady State คือจะสามารถผลิตน้ำอุ่น, Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม, Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์, Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม, และ System Power หน่วยกิโลวัตต์ ที่มีค่าคงที่แทนที่จะต่อระบบเครื่องทำน้ำอุ่นและชุดคอนเดนซิ่งที่เป็นการต่อแบบอนุกรม ซึ่งจะทำให้เครื่องปรับอากาศทำงานในสภาวะ Transient [12 - 15] โดยเครื่องปรับอากาศจะสามารถผลิตน้ำอุ่น, Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม, Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์, Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม, และ System Power หน่วยกิโลวัตต์ ที่มีค่าไม่คงที่ เพื่อลดการใช้ไฟฟ้าโดยรวมในครัวเรือน และยังช่วยเพิ่มค่าสมรรถนะการทำความเย็นการของเครื่องปรับอากาศอีกด้วย โดยชุดต้นแบบนี้เครื่องปรับอากาศสามารถระบายความร้อนทิ้งให้ทันที่อากาศด้วยชุดคอนเดนซิ่งหรือน้ำโดยเครื่องทำน้ำอุ่นเมื่อต้องการผลิตน้ำอุ่น โดยการควบคุมจะเป็นอัตโนมัติด้วย Arduino

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. ศึกษาผลของการเปลี่ยนแปลงของค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้อากาศระบายความร้อน เมื่อทดสอบในเวลากลางวันเวลา 13.00 - 16.00 น. ซึ่งจะมีอุณหภูมิภายนอกอยู่ในช่วง 36.0 - 37.0 องศาเซลเซียสรวมถึงมีความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วง 55 - 60

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

% และในเวลากลางคืนเวลา 19.00 – 22.00 น. มีอุณหภูมิภายนอกอยู่ในช่วง 35.0 – 36.0 องศาเซลเซียสรวมถึงมีความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วง 55 – 60 % ในช่วงเดือนเมษายน ปี พ.ศ. 2560

2. เพื่อเพิ่มค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนโดยใช้น้ำเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นแทนการใช้อากาศภายนอก

3. เพื่อนำความร้อนที่ต้องระบายทิ้งไปโดยเปล่าประโยชน์กลับมาใช้ในการผลิตน้ำอุ่นเพื่อการอุปโภคบริโภคภายในครัวเรือน

4. ศึกษาการเปลี่ยนแปลง Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม, Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์, Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม, System Power หน่วยกิโลวัตต์, ความดันทางด้านเครื่องระเหย, ความดันทางด้านเครื่องทำน้ำอุ่น, อุณหภูมิเฉลี่ยของห้องทดสอบ, และผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นรวมถึงอุณหภูมิของน้ำอุ่นที่ผลิตได้ของเครื่องปรับอากาศเมื่อใช้น้ำแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นแทนการใช้อากาศภายนอก

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

เมื่อติดตั้งชุดระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนแล้ว ทำให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น เพราะน้ำมีค่าความจุความร้อนสูงกว่าอากาศ 4 เท่าและน้ำที่ได้จากการประปาจะมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่าอากาศเสมอ [3 - 4] เป็นผลทำให้สารทำความเย็นมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำได้ดีกว่าอากาศ ทำให้ความดันด้านสูงหรือคอนเดนซึ่ง, ความดันทั้งระบบเครื่องปรับอากาศ, และอัตราส่วนความดันด้านสูงต่อความดันด้านต่ำหรือ Pressure Ratio มีค่าลดลง เป็นผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มการใช้ Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม และ System Power หน่วยกิโลวัตต์ ลดลง รวมถึงเป็นไปได้ให้สามารถผลิต Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม และ Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์ ได้เพิ่มขึ้น ซึ่งผลที่ได้ก็คือค่าสมรรถนะการทำความเย็นที่สูงขึ้น และยังได้น้ำอุ่นมาใช้ภายในครัวเรือน

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1. ออกแบบและสร้างระบบทำน้ำอุ่นเข้ากับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อโดยน้ำในการแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็น R-22

2. ทดสอบหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนโดยการประยุกต์มาตรฐาน มอก.1155-2536 [27] โดยการกำหนดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศเข้าเครื่องระเหยและชุดคอนเดนซึ่งขึ้นมาใหม่เพื่อให้มีความเหมาะสมต่อสภาวะแวดล้อมในปัจจุบัน และการทดสอบเครื่องปรับอากาศจะทดสอบโดยเครื่องอัตโนมัติการหยุดการทำงาน

3. ทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่มีการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่นโดยที่มีอัตราการไหลของน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที โดยมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 33.1 – 34.0 องศาเซลเซียส

1.5 ขั้นตอนการศึกษา

1. กำหนดหัวข้อ วัตถุประสงค์ และขอบเขตของงานวิจัย

2. สืบค้น และศึกษางานวิจัยในอดีตที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มค่าสมรรถนะการทำความเย็นของ

เครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. คำนวณและออกแบบเครื่องทำน้ำอุ่นโดยเลือกใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ
4. ดำเนินการจัดสร้างและติดตั้งระบบเครื่องทำน้ำอุ่นเข้ากับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
5. ออกแบบการทดลองพร้อมทั้งดำเนินการทดสอบหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการใช้ระบบทำน้ำอุ่นร่วมกับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
6. ทำการวิเคราะห์หาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศตามเงื่อนไขการทดลองที่กำหนด
7. วิเคราะห์ผลการทดลองเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนา และปรับปรุง พร้อมทั้งสรุปผลการดำเนินโครงการ

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ผู้ที่ทำงานวิจัยนี้มีความรู้และเข้าใจในหัวข้อที่ทำการศึกษาและวิจัยเพิ่มขึ้น
2. ข้อมูลและผลที่ได้จากการทดลองสามารถนำไปเผยแพร่ใช้ประโยชน์ในการพัฒนาระบบเครื่องปรับอากาศต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

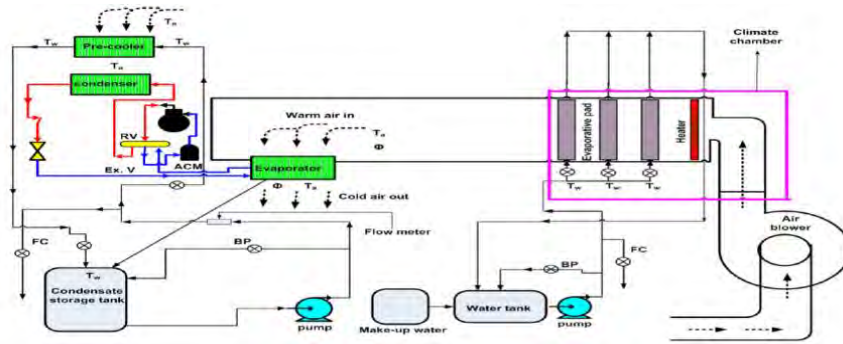
วรรณกรรมปริทรรศน์

จากบทที่หนึ่งได้ทราบว่างานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ที่มุ่งเน้นในด้านการศึกษาและพัฒนาค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน เพื่อเป็นข้อมูลในการพัฒนาค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศให้มีความเหมาะสม ซึ่งในการออกแบบนั้นจำเป็นต้องทำการศึกษาถึงหลักการการทำงานของเครื่องปรับอากาศ ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง รวมทั้งงานวิจัยที่มีผู้ทำมาก่อน เพื่อให้ทราบถึงแนวคิดคุณสมบัติ และปัจจัยต่างๆที่อาจส่งผลกระทบต่อค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ในงานวิจัยนี้ได้เลือกใช้การระบายความร้อนจากเครื่องควบแน่นด้วยน้ำแทนอากาศ เพื่อศึกษาและทดลอง โดยในงานวิจัยที่พัฒนาค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศก่อนหน้านี้มีดังนี้

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

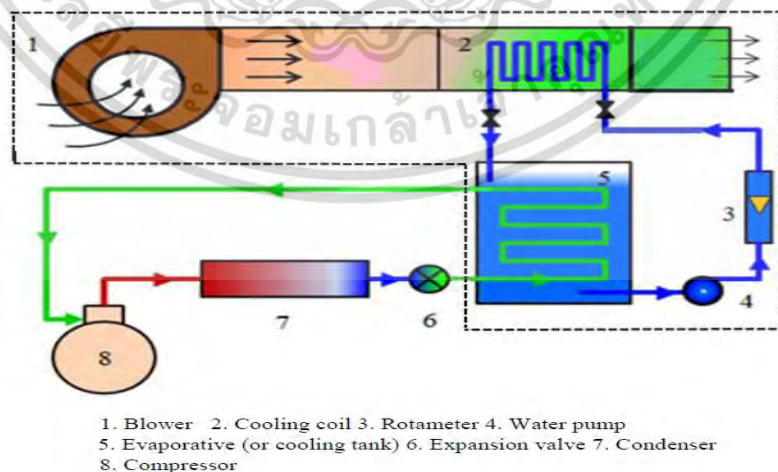
Y.H. Yau และ H.L. Pean [5] ได้ศึกษาผลของสภาพภูมิอากาศที่หลากหลายต่อเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ณ อาคารสำนักงานประเทศมาเลเซีย ในเวลาปัจจุบันนั้นอิทธิพลของอากาศที่มีความหลากหลายส่งผลต่อระบบเครื่องปรับอากาศ โดยจะเน้นศึกษาในเรื่องของภาระการปรับอากาศและองค์ประกอบความร้อนสัมผัส จากผลของการทดลองพบว่าทุก ๆ ครั้งที่อุณหภูมิภายนอกเพิ่มขึ้น 1 องศาเซลเซียส จะทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ (Coefficient of performance, COP) ลดลง 2% ดังนั้น การเปลี่ยนแปลงของสภาพอากาศเป็นปัจจัยสำคัญในการออกแบบระบบเครื่องปรับอากาศ ซึ่งจะต้องถูกวิเคราะห์เพื่อการอนุรักษ์พลังงานอย่างยั่งยืน

Nasiru I. Ibrahim และคณะ [6] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องปรับอากาศขนาด 1.5 ตันความเย็นในประเทศซาอุดีอาระเบียซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อน - ชื้น โดยมีการ Pre - Cool อากาศที่ไหลก่อนเข้าสู่คอนเดนซิ่งด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับน้ำที่ได้จากการควบแน่นของน้ำที่เครื่องระเหยซึ่งในหนึ่งวันถ้าเปิดเครื่องปรับอากาศไว้ที่ 27 องศาเซลเซียส จะมีน้ำที่เกิดจากการควบแน่นถึง 83.7 กิโลกรัม โดยการ Pre - Cool อากาศจะทำให้อากาศขาเข้าคอนเดนเซอร์จะมีอุณหภูมิที่ลดลงทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นและจะส่งผลทำให้การทำงานของเครื่องอัดไอใช้ไฟฟ้าน้อยลง, Cooling Effect เพิ่มขึ้น, และ COP เพิ่มขึ้น แต่การ Pre - Cool อากาศสำหรับระบายความร้อนจะใช้งานได้ประมาณ 5.5 ชั่วโมงเนื่องจากแหล่งน้ำได้ทำ Pre - Cool อากาศจนแหล่งน้ำมีอุณหภูมิเท่าอากาศขาเข้า จากการทดลองทำให้ทราบว่า การ Pre - Cool อากาศในการระบายความร้อนจะทำให้เครื่องอัดไอลดการใช้ไฟฟ้าลงถึง 6.1% โดยเฉลี่ยและ COP เพิ่มขึ้น 21.4%



รูปที่ 2.1 ระบบ Pre - Cool อากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่ง [6]

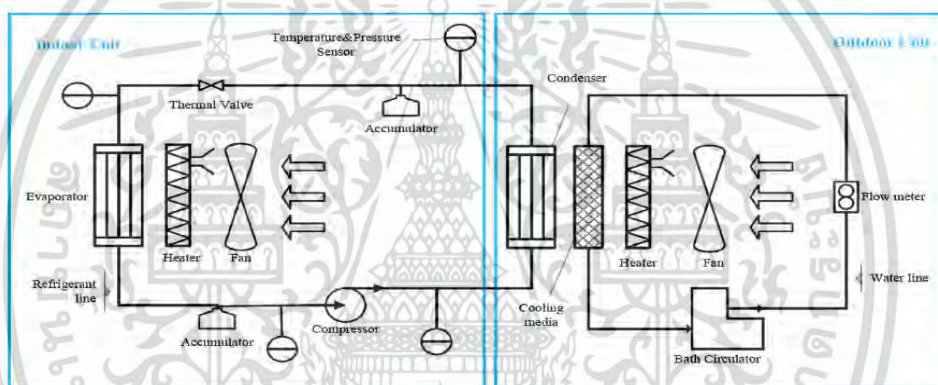
Mohamed R. Abdel Hady และคณะ [7] ทำการศึกษาออกแบบและทดลองระบบ Chilled - Water Air Conditioning ระบบจะมี 2 ลูปหลักได้แก่ลูปที่ 1 คือลูปของ Nanofluids/Chilled water ที่อยู่ในเส้นประแสดงในรูปที่ 2.2 จะเป็นลูปที่ทำลมเย็นและลูปที่ 2 เป็นรูปทำน้ำเย็นโดยระบบจะเป็นแบบ Vapor Refrigeration Compression System ซึ่งงานวิจัยนี้จะใช้ Alumina Nanofluids มาเปรียบเทียบกับน้ำบริสุทธิ์ที่ใช้ในอุปกรณ์ Cooling Tank โดยผลการทดลองพบว่าเมื่อเพิ่มความเข้มข้นของ Alumina Nanofluids จาก 0.1, 0.2, 1.0 ร้อยละโดยมวลที่ความเข้มข้น 1.0 % จะสามารถทำให้อุณหภูมิน้ำภายใน Cooling Tank ลดลงได้เร็วกว่าความเข้มข้นอื่นๆเนื่องจาก Alumina Nanofluids ที่ใส่ลงไปเป็นการทำให้เพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นจาก Evaporative ลูบของเหลวที่ผสม Alumina Nanofluids เป็นผลทำให้ระบบสามารถผลิต Cooling Capacity ได้เพิ่มขึ้นและลด Power Consumption และทำให้ COP ของระบบเพิ่มขึ้น 17%



รูปที่ 2.2 ระบบ Chilled/Water Air Conditioning [7]

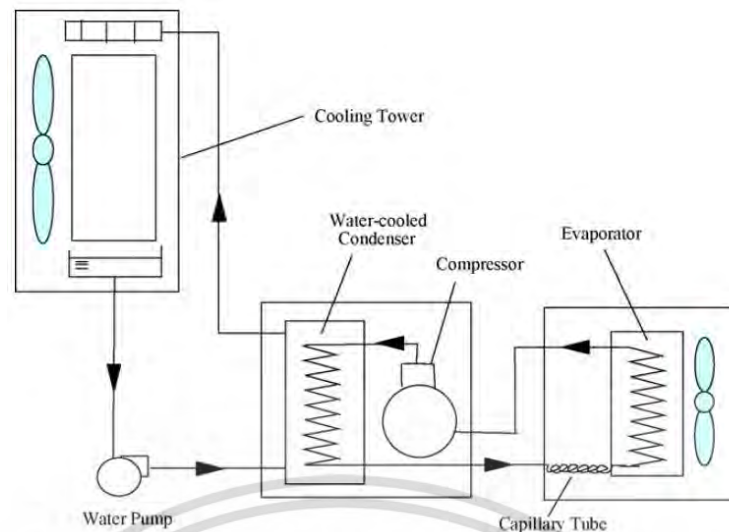
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Tianwei Wang และคณะ [8] ได้ทำการออกแบบสร้างและทดสอบ Air conditioning ด้วยการ ใช้ระบบ Evaporative Cooling Condenser มาใช้ในการถ่ายเทความร้อนซึ่งระบบนี้จะทำการลด อุณหภูมิและเพิ่มความชื้นให้กับอากาศที่จะเข้าสู่ชุดคอนเดนซิ่งของระบบเครื่องปรับอากาศ โดยผล การทดสอบพบว่าอุณหภูมิอิมตัวของสารทำความเย็นทางด้านชุดคอนเดนซิ่ง ของเครื่องปรับอากาศ สามารถลดลงได้ 2.4 ถึง 6.6 องศาเซลเซียสรวมถึงส่งผลให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีอัตราการไหล ของมวลสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นส่งผลให้ระบบเครื่องปรับอากาศสามารถผลิต Cooling Capacity ได้ เพิ่มขึ้นและมี Power Consumption ที่ลดลงเป็นผลทำให้ COP สามารถเพิ่มขึ้นได้ถึง 6.1% ถึง 18% โดยถ้าอุณหภูมิบรรยากาศภายนอกมีอุณหภูมิสูงขึ้นการใช้น้ำมาทำการลดอุณหภูมิอากาศก่อน เข้าชุดคอนเดนซิ่งของเครื่องปรับอากาศก็จะใช้น้ำปริมาณมากขึ้นซึ่งจะเป็นการเพิ่มต้นทุนแต่เมื่อ คิดถึงการประหยัดพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ก็จะเป็นการลงทุนที่คุ้มค่า



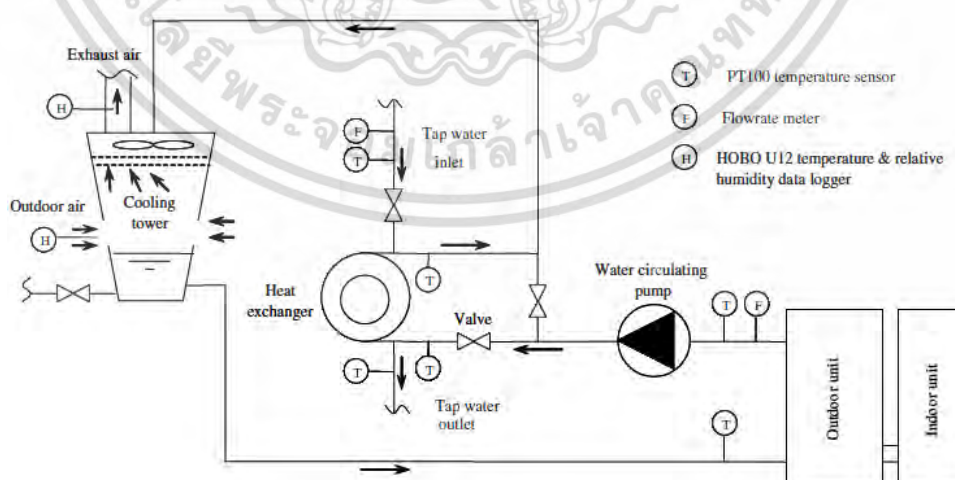
รูปที่ 2.3 ระบบ Air Conditioning ที่ใช้ Evaporative Cooling Condenser [8]

W.L. Lee และคณะ [9] ได้ทำการสร้างและทดสอบเครื่องต้นแบบ Water-Cooled Air - Conditioning System (WACS) ระบบจะประกอบไปด้วยเครื่องระเหย (Cooling Capacity = 3.4 กิโลวัตต์), เครื่องอัดแบบ Hermetic Rotary , Tube - in - Tube Water - Cooled Condenser, และ Capillary Tube โดยระบบมี Power Consumption เท่ากับ 0.9 กิโลวัตต์จากการทดสอบที่ ทำการแปรเปลี่ยนอุณหภูมิภายนอกที่ 35, 30, และ 25 องศาเซลเซียสโดยทุกอุณหภูมิจะควบคุม ความชื้นสัมพัทธ์ที่ 50% ระบบเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งระบบระบายความร้อนด้วยน้ำจะสามารถทำ Cooling Capacity ได้เพิ่มขึ้นและมีการใช้ Power Consumption น้อยลงเป็นผลทำให้ระบบ เครื่องปรับอากาศมีค่า COP สูงขึ้นโดยมีค่ามากกว่า 3 ที่อุณหภูมิภายนอกทุกอุณหภูมิและสูงกว่า ระบบเครื่องปรับอากาศที่ระบายความร้อนด้วยอากาศที่มีค่า COP อยู่ที่ประมาณ 2.2-2.4



รูปที่ 2.4 เครื่องต้นแบบ Water - Cooled Air - Conditioning System (WACS) [9]

Yi Xiaowen และ W.L. Lee [10] ได้ทำการออกแบบสร้างและทดสอบระบบ water - cooled air conditioner (WAC) เป้าหมายคือเป็นการหาวิธีทางการใช้เครื่องปรับอากาศให้ใช้พลังงานให้คุ้มค่าที่สุดซึ่งนอกจากจะทำความเย็นได้แล้วยังสามารถนำความร้อนที่ทิ้งสู่บรรยากาศของเครื่องปรับอากาศเอามาผลิตน้ำอุ่นเพื่อใช้ในครัวเรือนและเพื่อหาค่าสมรรถนะของระบบ WAC โดยระบบเครื่องปรับอากาศจะระบายความร้อนสู่น้ำผ่าน Helical Tube - in - Tube Heat Exchanger และน้ำอุ่นที่ได้เป็นผลิตภัณฑ์จะสามารถนำไปใช้ในครัวเรือนหรือระบายความร้อนด้วย Cooling Tower และน้ำจะวนกลับมารับความร้อนจากเครื่องปรับอากาศ ซึ่งการทดสอบพบว่าเมื่ออัตราการไหลของน้ำที่ 4 ลิตรต่อนาที COP ของระบบเครื่องปรับอากาศสามารถเพิ่มได้ 12.3 % รวมถึงผลิตน้ำอุ่นได้ที่อุณหภูมิ 34 องศาเซลเซียส และสามารถเพิ่ม COP ได้เป็น 20.6% เมื่อใช้อัตราการไหลของน้ำที่ 7.7 ลิตรต่อนาทีโดยจะผลิตน้ำอุ่นได้ที่อุณหภูมิ 32.5 องศาเซลเซียส

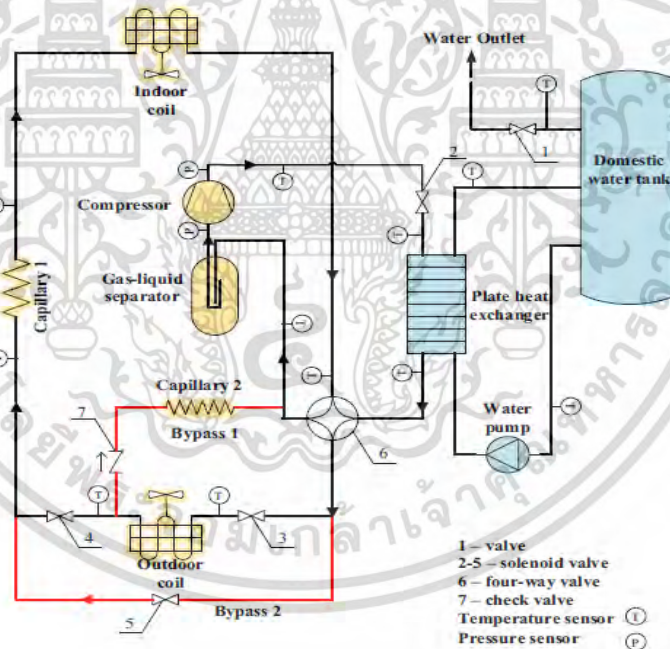


รูปที่ 2.5 ระบบ Water - Cooled Air-Conditioners (WAC) [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Jiankai Dong และคณะ [11] ได้ทำการดัดแปลงระบบ Air Source Water Heat Pump Air Conditioner โดยแสดงในรูปที่ 2.6 ระบบ Multi - Functional Domestic Air Conditioner with Integrated Water Heater (MDACWH) ซึ่งระบบเดิมสารทำความเย็นจะผ่านเครื่องอัด, Plate Heat Exchanger, Outdoor Coil, Capillary 1 , และ Indoor Coil โดย COP ของระบบจะมีค่าอยู่ที่ 2.73 ซึ่งความสามารถในการทำความเย็นและการใช้พลังงานไฟฟ้ามีแนวโน้มลดลงและเพิ่มขึ้นตามลำดับเนื่องจากเมื่ออุณหภูมิของน้ำที่อยู่ในถังมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น ดังนั้นความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนจึงลดลงส่งผลทำให้ระบบมีความดันที่สูงขึ้นเพิ่มและมีการขาดแคลน สารทำความเย็น

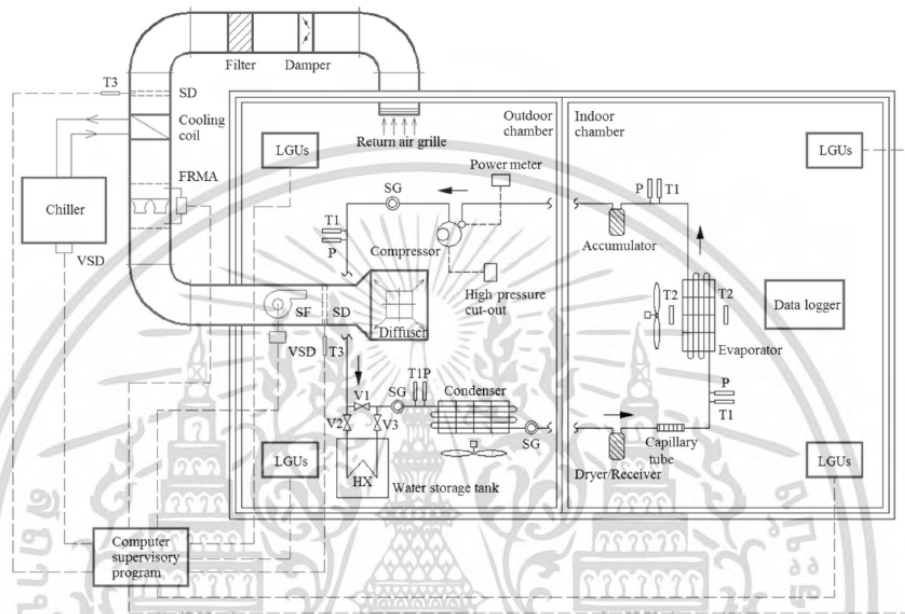
ดังนั้นการพัฒนาระบบโดยการเพิ่ม Bypass ให้ระบบ 2 ตำแหน่งได้แก่ Bypass 1 ซึ่งใส่ Check Valve กับ Capillary เข้าไปเพื่อเป็นการป้องกันการขาดแคลนของสารทำความเย็นรวมถึง Low Suction Pressure และ Bypass 2 ซึ่งจะทำให้สารทำความเย็น ผ่าน Outdoor Coil ซึ่ง Bypass จะปิดการใช้ก็ต่อเมื่ออุณหภูมิในถังมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 42 องศาเซลเซียสและสารทำความเย็นจะ Bypass ผ่าน Plate Heat Exchanger ไประบบความร้อนที่ Outdoor Coil ซึ่งจะเป็น Air Conditioner ปกติโดยส่งผลทำให้ระบบมีความดันทางด้านสูงที่คงที่ จากการพัฒนาทำให้ระบบมี COP เพิ่มขึ้นเป็น 4.32 รวมถึงมีความสามารถในการทำความเย็นที่เพิ่มขึ้น



รูปที่ 2.6 ระบบ MDACWH [11]

Jie Jia และ W.L. Lee [12] ทำการออกแบบและทดสอบระบบกักเก็บความร้อนด้วยน้ำจากเครื่องปรับอากาศ (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner, SEHRAC) ซึ่งระบบจะทำการผลิตน้ำจากอุณหภูมิที่ 25 องศาเซลเซียสไปจนถึงอุณหภูมิ 50 องศาเซลเซียส จากนั้นระบบเครื่องปรับอากาศจะระบายความร้อนด้วยอากาศตามเดิมโดยการปิด-เปิดวาล์ว V1, V2, และ V3 จากการทดสอบพบว่าเมื่อเปิดเครื่องอากาศและในถังมีน้ำอุณหภูมิที่ 25 องศาเซลเซียส ระบบเครื่องปรับอากาศจะสามารถทำ Cooling Capacity และ Heat Reject ได้ดีแต่เมื่อน้ำมีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

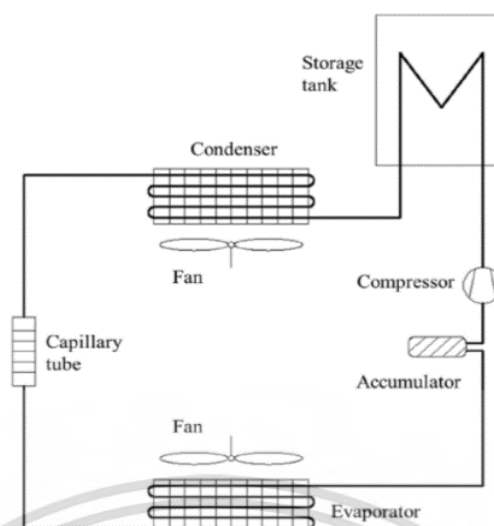
อุณหภูมิที่ 42 องศาเซลเซียสระบบเครื่องปรับอากาศจะการใช้พลังงานไฟฟ้าเทียบเท่ากับการระบายความร้อนด้วยอากาศที่อุณหภูมิ 35 องศาเซลเซียส จากนั้นระบบเครื่องปรับอากาศจะสามารถทำ Cooling Capacity ได้ลดลงเนื่องจากระบบมี Pressure Ratio ที่เพิ่มขึ้นจากผลของความสามารถในการระบายความร้อนสู่น้ำลดลง และเมื่อทำน้ำร้อนได้ถึง 50 องศาเซลเซียสระบบจะเปลี่ยนมาระบายความร้อนด้วยอากาศแทน ซึ่งจากการทดสอบ SEHRAC ทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น และสามารถประหยัดพลังงานได้ถึง 9.1%



รูปที่ 2.7 ระบบต้นแบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) [12]

Jie Jia และ W.L. Lee [13] ได้ออกแบบอุปกรณ์กักเก็บความร้อนด้วยน้ำจากเครื่องปรับอากาศ (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner, SEHRAC) ซึ่งถูกพิจารณาเป็นหนึ่งในระบบกักเก็บพลังงานเพื่อใช้ในครัวเรือนที่มีประสิทธิภาพสูง ในการประยุกต์ใช้ในบริเวณที่อยู่อาศัยที่มีความหนาแน่นอย่างเช่นที่ ฮองกง ยังต้องพิจารณาด้วยว่าพลังงานความร้อนที่เก็บสะสมได้นั้นเพียงพอต่อความต้องการน้ำร้อนในครัวเรือนหรือไม่ ในการศึกษาี้ความต้องการความร้อนของครัวเรือนทั่วไปของฮองกงถูกนำมาพิจารณา การวิเคราะห์จะพิจารณาโดยการจำลองเป็นช่วงๆไปโดยใช้ลักษณะจริงของอาคาร ผลของการจำลองพบว่าในการใช้งาน SEHRAC นั้น น้ำร้อนที่ได้จากการเก็บสะสมพลังงานมีปริมาณมากกว่าความต้องการน้ำภายในครัวเรือนมาก สำหรับการออกแบบถึงเก็บพลังงานจากเครื่องปรับอากาศ ถูกพัฒนาเพื่อทำให้สามารถหาข้อจำกัดของการใช้งานในฝั่งการไหลของสารทำความเย็นสำหรับ SEHRAC ได้ นอกจากนี้การออกแบบถึงเก็บความร้อนนั้นยังต้องสามารถบรรลุความต้องการในการกักเก็บความร้อนขึ้นต่ำด้วย การลดการปล่อยก๊าซ CO₂ สำหรับการประยุกต์ใช้ SEHRAC อยู่ที่ประมาณ 9.3% ของการใช้พลังงานในครัวเรือน รวมถึงคาดการณ์ว่าสามารถประหยัดต้นทุนพลังงานได้ถึง 5 ล้านเหรียญฮ่องกง

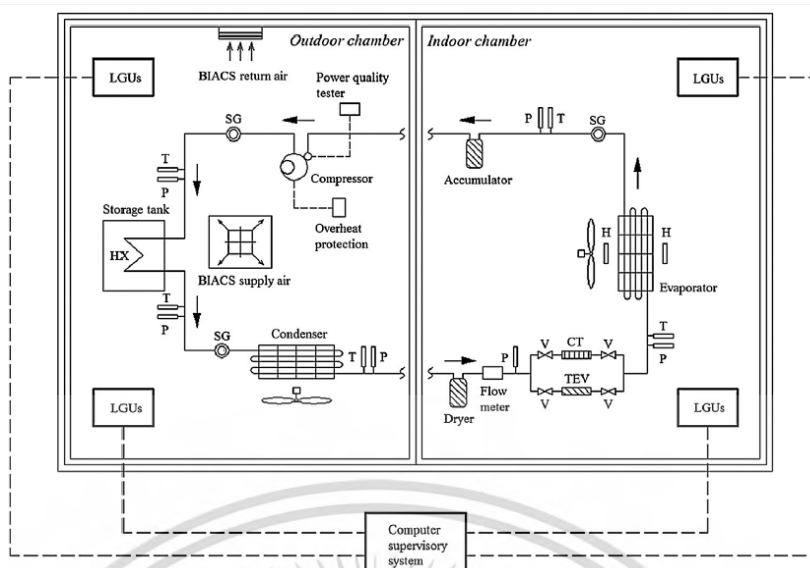
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 ระบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) ที่ทำการทดสอบเพื่อขนาดของถังเก็บน้ำที่เหมาะสม [13]

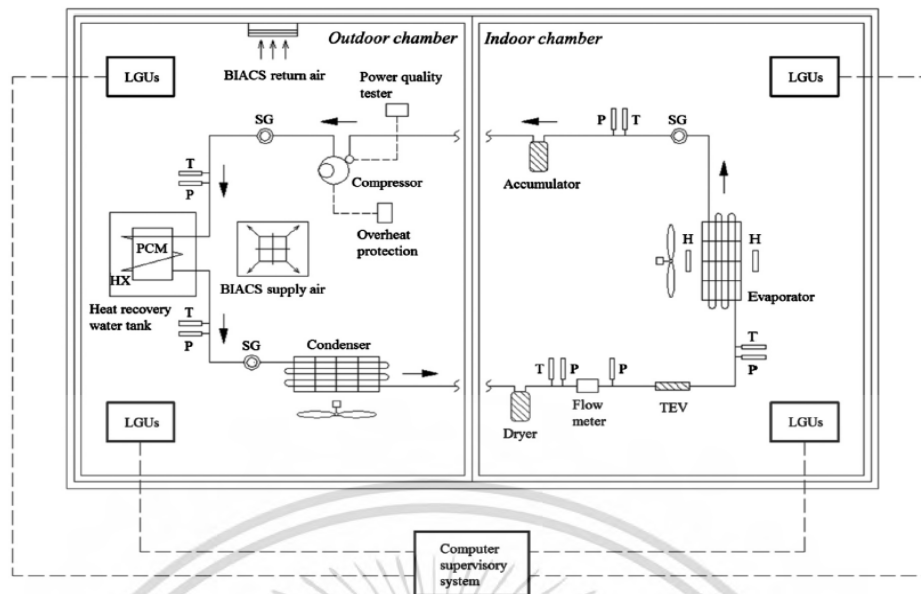
Jie Jia และ W.L. Lee [14] ทำการออกแบบและทดสอบระบบกักเก็บความร้อนด้วยน้ำจากเครื่องปรับอากาศ (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner, SEHRAC) ซึ่งตัวแปรที่ทำการศึกษาคืออุปกรณ์ลดความระหว่าง Capillary Tube (CT) กับ Thermostatic Expansion Valve (TEV) โดยระบบเครื่องปรับอากาศจะระบายความร้อนของสารทำความเย็นให้กับน้ำที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียสเพื่อที่จะทำน้ำร้อน 50 องศาเซลเซียส จากผลการทดสอบพบว่าถ้าเครื่องปรับอากาศมีอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยมากดังนั้นระบบเครื่องปรับอากาศจะมีพฤติกรรมการใช้งานของเครื่องอัดมากขึ้นส่งผลทำให้ COP ของระบบมีค่าลดลง โดย TEV สามารถลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยได้โดยการ Bypass สารทำความเย็นบางส่วนก่อนเข้าเครื่องมาเข้าหลังเครื่องระเหย ส่งผลทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยมีค่าลดลงและมีความดันทางด้านเครื่องระเหยขึ้นมาเล็กน้อย เป็นผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีค่า Pressure Ratio ลดลง, การใช้งานของเครื่องอัดลดลง, และระบบสามารถทำ Cooling Capacity, Heat Reject ได้ดีขึ้น 16.3 - 19.4% และ 18.5 - 23.4% ตามลำดับรวมถึง COP ของระบบเพิ่มขึ้น 12.5 - 20.9 % เมื่อเปลี่ยนอุปกรณ์ลดความดันจาก CT มาเป็น TEV

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.9 ระบบต้นแบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) ที่ทำการทดสอบเปรียบเทียบ Expansion Device ระหว่าง Capillary Tube (CT) กับ Thermostatic Expansion Valve (TEV) [14]

Jie Jia และ W.L. Lee [15] ทำการออกแบบและทดสอบระบบกักเก็บความร้อนด้วยน้ำจากเครื่องปรับอากาศ (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner, SEHRAC) ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้นำวัสดุ Phase Changer Material หรือ PCM ที่มีอุณหภูมิในการเปลี่ยนสถานะประมาณ 42 องศาเซลเซียสเหตุผลที่เลือกใช้วัสดุ PCM ที่มีอุณหภูมิเปลี่ยนสถานะที่อุณหภูมินี้เนื่องจากเป็นอุณหภูมิของน้ำอุ่นที่ได้รับความนิยมในฮ่องกงมาทำการทดสอบร่วมด้วย ในการทดสอบพบว่า ณ เวลาเดียวกันในการทดสอบที่อุณหภูมิน้ำในถังมีอุณหภูมิเกินกว่า 42 องศาเซลเซียสของกรณีที่มีวัสดุ PCM และไม่มีวัสดุ PCM อุณหภูมิของน้ำภายในถังที่มีการบรรจุ PCM จะมีอุณหภูมิของน้ำที่ต่ำกว่าถึงที่ทำการทดสอบที่ไม่ได้ติดตั้งวัสดุ PCM เนื่องจากวัสดุ PCM จะดูดพลังงานความร้อนจากน้ำที่รับจากการคายความร้อนของเครื่องปรับอากาศเพื่อไปเปลี่ยนสถานะของวัสดุ PCM ซึ่งจะส่งผลทำให้การ Heat Reject สามารถถ่ายเทได้ดีกว่าเนื่องจากมีความแตกต่างของอุณหภูมิมากกว่าเป็นผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมี Pressure Ratio ลดลงระบบสามารถผลิต Cooling Capacity ได้มากกว่า 5.4% มีความสามารถ Heating น้ำได้ดีกว่า 16.2% รวมถึงมีค่า COP สูงกว่า 6.9 - 9.8% และยังสามารถรักษาอุณหภูมิของน้ำอุ่นได้นานกว่า 21.1%



รูปที่ 2.10 ระบบต้นแบบ SEHRAC (Storage - Enhanced Heat Recovery Room Air - Conditioner) ที่ทำการทดสอบโดยการติดตั้งวัสดุ PCM ภายในถึงน้ำกับไม่ได้ติดตั้งวัสดุ PCM [15]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

สำหรับบทนี้จะนำเสนอถึงทฤษฎีต่างๆและการคำนวณหาค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการพัฒนาให้มีความเหมาะสม โดยในเครื่องปรับอากาศทั่วไปจะประกอบด้วย เครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องควบแน่น, และวาล์วลดความดัน ซึ่งในเบื้องต้นเราจะต้องทำการศึกษา ในส่วนนี้และในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีต่างๆที่ใช้ในการออกแบบและสร้างระบบทำน้ำอุ่นที่ใช้งาน ร่วมกับเครื่องปรับอากาศ

3.1 ทฤษฎีพื้นฐานเกี่ยวกับระบบทำความเย็น [16]

3.1.1 การทำความเย็น

การทำความเย็น (Refrigeration) คือกระบวนการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่หรือวัตถุ ที่ต้องการทำความเย็น หรือเป็นกระบวนการลดอุณหภูมิและรักษาอุณหภูมิของพื้นที่หรือวัตถุที่ ต้องการทำความเย็นให้ต่ำกว่าอุณหภูมิรอบๆ

3.1.2 สารทำความเย็น

สารทำความเย็น (Refrigerant) คือ สารที่ใช้เป็นตัวกลางในการทำความเย็นด้วยการดูดซับความร้อนจากวัตถุหรือสารอื่นๆ ในระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) สารทำความเย็นหมายถึงสารทำงาน (Working Fluid) ของวัฏจักรในฐานะเป็นตัวกลางในการดูดซับความร้อนด้วยกระบวนการกลายเป็นไอที่ความดันต่ำ (ประมาณ 50 – 240 กิโลปาสกาล) และอุณหภูมิต่ำ (ประมาณ -40 ถึง -5 องศาเซลเซียส) และคายความร้อนทิ้งด้วย กระบวนการควบแน่นที่ความดันสูง (ประมาณ 900 – 1500 กิโลปาสกาล) และอุณหภูมิสูง (ประมาณ 40 – 60 องศาเซลเซียส) ตามลำดับสลับกันไป ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของสารทำความเย็นและสภาวะการใช้งาน



รูปที่ 3.1 สารทำความเย็นชนิดต่างๆ [17]

3.2 ประเภทของระบบทำความเย็น

ในการทำให้อุณหภูมิลดลงจากอุณหภูมิแวดล้อม (Ambient Temperature) ให้ถึงอุณหภูมิต่ำที่ต้องการนั้นสามารถใช้ระบบการทำความเย็นได้หลายรูปแบบ โดยที่ระบบนั้นมีทั้งระบบที่เป็นเชิงกลและไม่เป็นเชิงกล ดังต่อไปนี้

- 1) ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)
- 2) ระบบทำความเย็นแบบดูดละลาย (Absorption Refrigeration System)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3) ระบบทำความเย็นด้วยอากาศ (ระบบปิด) (Air Refrigeration Closed System)
- 4) ระบบทำความเย็นแบบใช้หัวฉีด-ไอน้ำ (Steam Jet Refrigeration System)
- 5) ระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric Refrigeration System)
- 6) ระบบแม่เหล็กที่ใช้ในการทำอุณหภูมิต่ำ (Magnetic System of Producing Low Temperature)

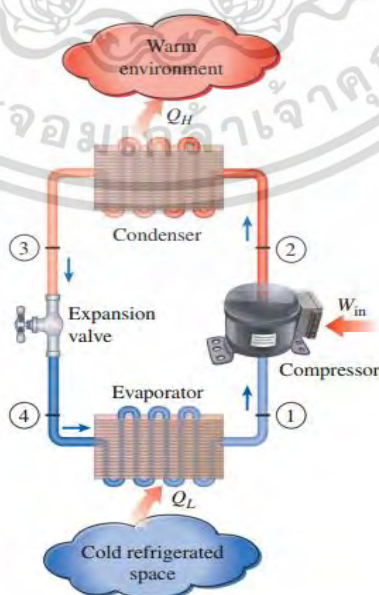
3.3 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ คือการประยุกต์วัฏจักรคาร์โนต์แบบย้อนกลับได้ (Reversible Carnot Cycle) ซึ่งสารทำงานคือสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ในวัฏจักรบางช่วงมีสถานะเป็นไอและบางช่วงมีสถานะเป็นของเหลว ซึ่งประกอบไปด้วยกระบวนการหลักๆ 4 กระบวนการ ได้แก่กระบวนการ 1. ดูดความร้อน (Heat Absorption) 2. กระบวนการคายความร้อน (Heat Rejection) ซึ่งเกี่ยวข้องกับกระบวนการระเหย (Evaporation) และการควบแน่น (Condensation) โดยที่กระบวนการทั้งสองนั้นเกิดขึ้นภายใต้สภาวะความดันคงที่ ส่วนอีก 2 คือ 3. กระบวนการที่ทำงานแบบเอนโทรปีคงที่ (Isentropic) ได้แก่ กระบวนการขยายตัวแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic Expansion) และ 4. กระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic Compression)

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอได้ถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายสำหรับการทำความเย็นตั้งแต่ระดับครัวเรือนจนถึงระดับอุตสาหกรรม เพราะสามารถทำความเย็นในช่วงอุณหภูมิที่กว้างและมีประสิทธิภาพการทำความเย็นสูง

3.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [18]

โดยส่วนมากแล้ว ระบบปรับอากาศจะใช้หน่วยทำความเย็น (Refrigerant Unit) ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) ซึ่งวัฏจักรดังกล่าว จะประกอบไปด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว ดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.2 แผนภาพระบบทำความเย็นแบบอัดไอ [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1) เครื่องระเหยหรือคอยล์เย็น (Evaporator) ทำหน้าที่ดูดรับความร้อนจากอากาศบริเวณที่ต้องการทำความเย็น โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนจากสถานะของผสมอิ่มตัวระหว่างของเหลวและไอ (Saturated Mixture) ที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ไปเป็นไอร้อนยิ่งยวด (Superheated Vapor) ที่ความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

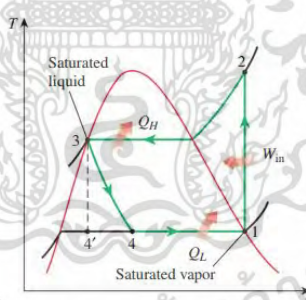
2) เครื่องอัด (Compressor) ทำหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น เครื่องอัดจะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอยล์ร้อนหรือชุดคอนเดนซิ่ง เครื่องอัดเป็นอุปกรณ์ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบ และมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม

3) เครื่องควบแน่นหรือชุดคอนเดนซิ่ง (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากเครื่องอัด โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่ความดันสูง และอุณหภูมิสูง

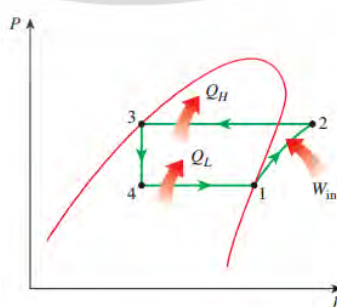
4) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่ออกมาจากคอยล์ร้อน สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของผสมอิ่มตัวระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่คอยล์เย็นเพื่อไปดูดรับความร้อนต่อไป

3.5 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแบบอุดมคติ

วัฏจักรเครื่องทำความเย็นอุดมคติ เป็นวัฏจักรที่เป็นต้นแบบของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอหรือเครื่องปรับอากาศที่ใช้กันอยู่ทุกวันนี้ วัฏจักรนี้ประกอบด้วยกระบวนการย้อนกลับได้ภายในเกือบทั้งหมด ยกเว้นเพียงกระบวนการเดียวที่ย้อนกลับไม่ได้ คือกระบวนการลดความดัน



รูปที่ 3.3 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ [18]



รูปที่ 3.4 แผนภาพความดัน-เอนทาลปีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัฏจักรนี้จะประกอบไปด้วยกระบวนการต่างๆ ดังนี้

1 – 2 : การอัดในเครื่องอัดแบบย้อนกลับได้โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนหรือกระบวนการไอเซนโทรปิก

2 – 3 : การถ่ายเทความร้อนในคอยล์ร้อน โดยที่ไม่มีความเสียดทานภายในระบบ ความดันจึงคงที่หรือย้อนกลับได้ภายใน

3 – 4 : การลดความดันโดยที่ไม่มีการทำงาน จึงเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับไม่ได้ และไม่มีถ่ายเทความร้อน

4 – 1 : การถ่ายเทความร้อนในคอยล์เย็น ไม่มีความเสียดทานภายในระบบ ความดันจึงคงที่หรือย้อนกลับได้ภายใน

3.6 การวิเคราะห์ทางอุณหพลศาสตร์ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

กำหนดให้อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นในระบบมีค่าคงที่คือ \dot{m} หน่วยกิโลกรัมต่อวินาที ซึ่งในการวิเคราะห์นั้นจะใช้หลักการของอุปกรณ์ต่างๆมาใช้ในการวิเคราะห์

3.6.1 เครื่องอัด

สารทำความเย็นในสถานะไออิ่มตัวจะไหลเข้าสู่เครื่องอัดไอและถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นโดยที่เอนโทรปีคงที่ กำลังงานที่ต้องใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นจะหาได้จากสมการ

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

3.6.2 เครื่องควบแน่น

สารทำความเย็นในสถานะไอร้อนยิ่งยวดที่มีความดันและอุณหภูมิสูงที่ไหลออกจากเครื่องอัดไอ จะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นเพื่อคายความร้อน โดยที่ในการวิเคราะห์อย่างง่าย จะสมมติให้ในเครื่องควบแน่นไม่มีการสูญเสียความดันเกิดขึ้น ดังนั้น ความร้อนที่คายออกที่เครื่องควบแน่นจะสามารถหาได้จากสมการ

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

3.6.3 วาล์วลดความดัน

สารทำความเย็นในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่ไหลออกจากเครื่องควบแน่น จะไหลเข้าสู่วาล์วขยายตัวเพื่อลดความดันให้มีค่าต่ำลงจนกระทั่งมีความดันเท่าความดันทำงานของเครื่องระเหย ในกระบวนการนี้จะไม่มีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น แสดงถึงว่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นมีค่าคงที่ นั่นคือ

$$h_3 = h_4 \quad (3.3)$$

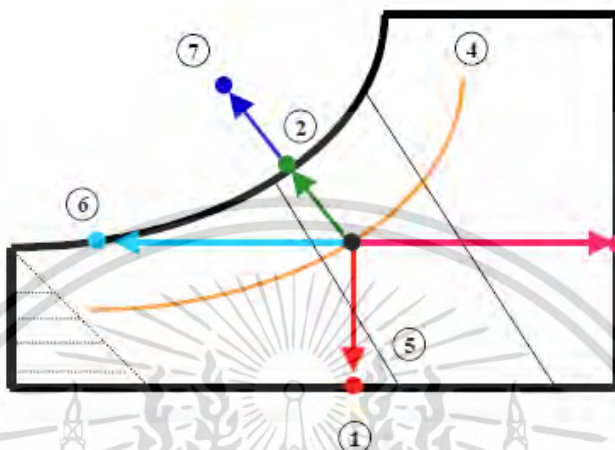
3.6.4 เครื่องระเหย

สารทำความเย็นที่มีความดันต่ำที่ไหลออกจากวาล์วลดความดัน จะไหลเข้าสู่เครื่องระเหยเพื่อรับความร้อนจากพื้นที่ปรับอากาศ ทำให้เกิดการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวหรือของผสมเป็นไออิ่มตัว โดยที่ในการวิเคราะห์อย่างง่ายนั้น จะถือว่าไม่มีการสูญเสียความดันและงานเกิดขึ้น ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดเข้าไปหรือค่าการทำความเย็น (Cooling Effect) จะสามารถหาได้จากสมการ

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

3.7 ไชโครเมตริกชาร์ต [19]

อากาศที่อยู่รอบตัวเราประกอบด้วยอากาศแห้งและไอน้ำ ซึ่งเรียกว่าอากาศชื้น ดังนั้นการหาปริมาณไอน้ำหรือปริมาณความร้อนที่อยู่ในอากาศชื้นจะต้องใช้แผนภาพไชโครเมตริกชาร์ต โดยแผนภาพไชโครเมตริกชาร์ตจะแสดงคุณสมบัติดังนี้



รูปที่ 3.5 แผนภาพไชโครเมตริกชาร์ต [19]

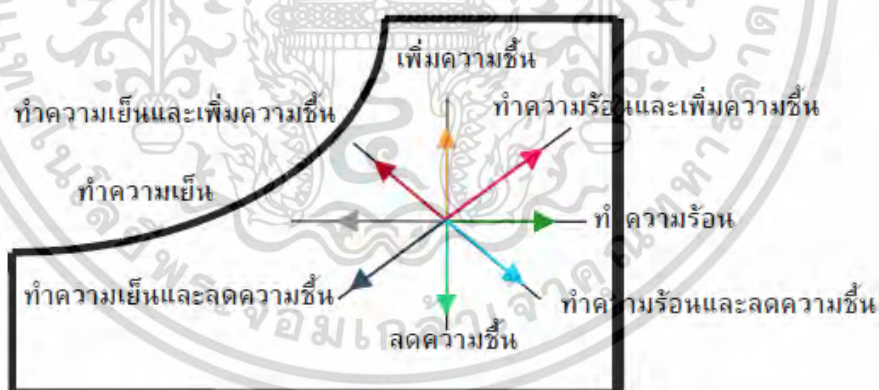
1. อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry Bulb Temperature) คือ อุณหภูมิที่อ่านค่าจาก เทอร์มิเตอร์ที่กระเปาะแห้ง
2. อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet Bulb Temperature) คือ อุณหภูมิที่อ่านจากเทอร์มิเตอร์ที่กระเปาะหุ้มด้วยผ้าสำลีที่ชื้น
3. อัตราส่วนความชื้น (Humidity Ratio) คือ อัตราส่วนโดยน้ำหนักระหว่างไอน้ำในอากาศต่ออากาศแห้ง 1 kg
4. ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity, RH) คือ อัตราส่วนความดันระหว่าความดันของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศชื้น และความดันอิ่มตัวของไอน้ำที่อุณหภูมิเดียวกัน
5. ปริมาตรจำเพาะของอากาศชื้น (Specific Volume) คือ ปริมาตรของอากาศชื้นต่อ 1 กิโลกรัมของอากาศแห้ง
6. อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point) คือ อุณหภูมิที่เริ่มมีการควบแน่นเกิดขึ้นเมื่ออากาศถูกทำให้เย็นตัวลงที่ความดันคงที่
7. เอนทาลปีรวม (Enthalpy, h_{air}) คือ ผลรวมค่าเอนทาลปีของอากาศแห้งกับไอน้ำ

3.7.1 กระบวนการปรับสภาวะอากาศ

สภาวะอากาศทั่วไปจะมีสภาวะที่ไม่เหมาะสมกับความต้องการเพื่อความสบายของคนหรือความต้องการเพื่อการผลิตในอุตสาหกรรม ดังนั้นจึงจำเป็นต้องทำการปรับสภาวะอากาศให้ได้ตามต้องการ ซึ่งกระบวนการปรับสภาวะอากาศโดยทั่วไปมีอยู่ 8 กระบวนการดังนี้

ตารางที่ 3.1 กระบวนการปรับสภาวะอากาศ

กระบวนการปรับสภาวะอากาศ	วิธีการปรับสภาวะอากาศ
1. การทำให้อากาศร้อนขึ้นโดยความชื้นคงที่	ทำโดยใช้ขดท่อความร้อน
2. การทำให้อากาศร้อนขึ้นและเพิ่มความชื้น	ทำโดยใช้ท่อความร้อนและใช้ไอน้ำพ่นเข้าไปในอากาศ
3. การทำให้อากาศร้อนขึ้นและลดความชื้น	ทำโดยใช้ขดท่อความเย็นเพื่อลดความชื้นแล้วจึงให้ความร้อนโดยขดท่อความร้อน
4. การทำให้อากาศเย็นโดยความชื้นคงที่	ทำโดยใช้ขดท่อความเย็นที่อุณหภูมิผิวท่อสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (อุณหภูมิกลั่นตัว) ของความชื้นในอากาศ
5. การทำให้อากาศเย็นและเพิ่มความชื้น	ทำโดยใช้น้ำเย็นพ่นไปในอากาศ
6. การทำให้อากาศเย็นและลดความชื้น	ทำโดยใช้ขดท่อความเย็นที่อุณหภูมิผิวท่อต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (อุณหภูมิกลั่นตัว) ของความชื้นในอากาศ
7. การเพิ่มความชื้น	ทำโดยการฉีดพ่นน้ำเข้าสู่กระแสของอากาศ
8. การลดความชื้น	ทำโดยใช้สารดูดความชื้น หรือใช้ขดท่อความเย็นเพื่อทำให้ความชื้นกลั่นตัว แล้วจึงใช้ขดท่อความร้อนเพื่อควบคุมอุณหภูมิให้คงที่



รูปที่ 3.6 กระบวนการปรับสภาวะอากาศ [19]

3.7.2 การตรวจวัดภาระการทำความเย็น [20]

ภาระการทำความเย็นในที่นี้หมายถึง ปริมาณหรืออัตราของพลังงานความร้อนที่ดูดซับโดยเครื่องระเหย ในพื้นที่ปรับอากาศหนึ่งๆ อัตราการทำความเย็นที่คอยล์เย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\text{Cooling Capacity หรือค่าการทำความเย็น} = \dot{m}_{\text{air}} \Delta h_{\text{air}} \quad (3.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.8 การบอกประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ในการบอกประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น จะบอกได้โดยใช้อัตราส่วนระหว่างค่าการทำความเย็นกับงานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องอัดไอ ซึ่งจะเรียกว่าค่าสมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance : COP) ซึ่งนิยามด้วยอัตราส่วนของพลังงานที่ถูกดูดซับโดยคอยล์เย็นต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ โดยที่ค่าสมรรถนะการทำความเย็นนั้นจะสามารถหาได้จากสมการ

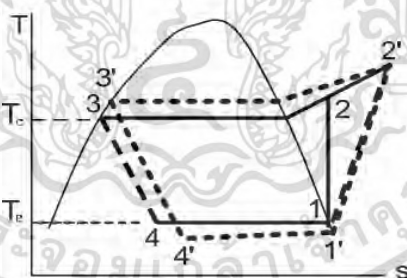
$$\text{COP}_{\text{Cal}} = \frac{\text{Cooling Effect หรือค่าการทำความเย็น (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)}}{\text{Work ของ Compressor หรืองานที่ต้องจ่ายให้เครื่องอัดไอ (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.6)$$

$$\text{COP}_{\text{Act}} = \frac{\text{Cooling Capacity หรือค่าการทำความเย็น (กิโลวัตต์)}}{\text{System Power หรือพลังงานที่ต้องจ่ายให้ระบบ (กิโลวัตต์)}} = \frac{m_{\text{air}} \Delta h_{\text{air}}}{IV_{220}} \quad (3.7)$$

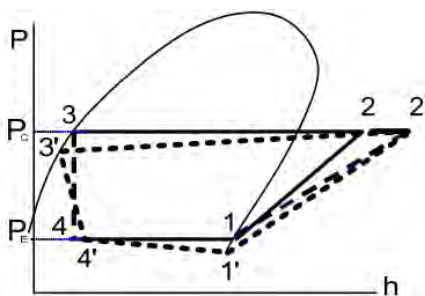
3.9 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ จะมีการเบี่ยงเบนไปจากวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ ดังนี้

- 1) เกิดความดันสูญเสียในท่อขณะที่ไหลผ่านเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย รวมถึงมีความดันตกคร่อมเมื่อไหลผ่านท่อและอุปกรณ์ต่างๆที่ต่อเชื่อมระหว่างอุปกรณ์
- 2) สถานะของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นเป็นของเหลวซับคูล (Subcooled Liquid) ก่อนที่จะไหลเข้าวาล์วลดความดัน
- 3) สถานะของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยเป็นไอร้อนยิ่งยวดก่อนเข้าเครื่องอัด
- 4) กระบวนการอัดไอที่เครื่องอัดไม่เป็นแบบไอเซนโทรปิก เนื่องจากไอสารทำความเย็นมีการดูดความร้อนจากพื้นผิวของเครื่องอัด ทำให้อุณหภูมิและความดันสูงขึ้น



รูปที่ 3.7 แผนภาพอุณหภูมิ-เอนโทรปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ [21]



รูปที่ 3.8 แผนภาพความดัน-เอนทาลปีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในทางปฏิบัติ [21]

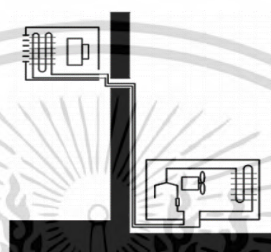
เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนวิชาสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติเห็นาไปเซประะเอษณดานการค้ำ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.10 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split Type) เป็นระบบปรับอากาศที่มีขนาดเล็กที่สุด ซึ่งส่วนใหญ่จะใช้กับห้องปรับอากาศในอาคารและโรงงาน เพราะสะดวกในการใช้งานและการดูแลรักษาไม่ยุ่งยากแต่ประสิทธิภาพต่ำกว่าระบบใหญ่ ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบ่งเป็น 2 ส่วน ดังนี้

1) ส่วนระบายความร้อน (CDU : Condensing Unit) จะติดตั้งอยู่ภายนอกห้อง ซึ่งประกอบด้วยเครื่องควบแน่น พัดลม และเครื่องอัด

2) ส่วนจ่ายลมเย็น (FCU : Fan Coil Unit) ติดตั้งอยู่ภายในห้อง ซึ่งประกอบด้วยเครื่องระเหยและพัดลมโดยที่ทั้งสองส่วนนั้นจะเชื่อมต่อกันด้วยท่อทองแดง



รูปที่ 3.9 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน [22]

3.11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) [23]

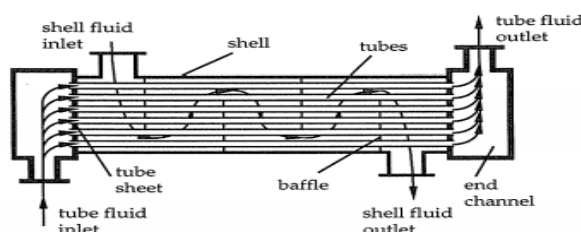
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลชนิดหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกชนิดหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางการตั้งฉากกับท่อก็ได้

3.11.1 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อจะมีลักษณะที่สำคัญดังต่อไปนี้

- 1) สามารถถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่
- 2) ใช้ได้ทั้งของเหลว แก๊สและของไหลสองสถานะ
- 3) ทนความดันได้สูง เนื่องจากตัวเชลล์ทำหน้าที่เหมือนภาชนะความดัน
- 4) มีความเรียบง่ายและเป็นที่ยอมรับในอุตสาหกรรม

3.11.2 ส่วนประกอบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ



รูปที่ 3.10 ลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ [23]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

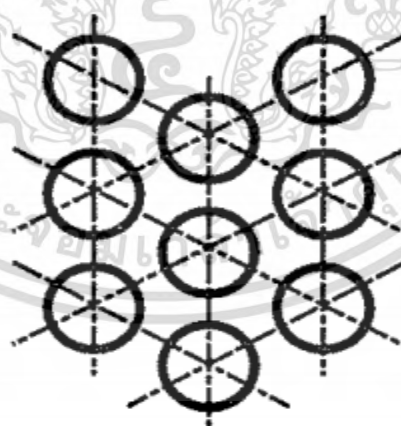
1) เซลล์ (Shell) โดยส่วนมากจะทำจากท่อเหล็กตามขนาดที่กำหนดซึ่งขึ้นอยู่กับความดันใช้งาน ในกรณีที่ของไหลมีการกัดกร่อนสูง เซลล์อาจจะเปลี่ยนไปใช้เหล็กกล้าไร้สนิมหรือโลหะผสมทองแดง

2) ชุุดท่อ (Tube Bundle) ท่อที่ใช้ในชุุดท่อจะกำหนดโดยมาตรฐาน Birmingham Wire Gage (BWG) โดยที่ขนาดท่อจะถูกกำหนดโดยเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ ในขณะที่ตัวเลข gage แสดงถึงความหนาของท่อ ถ้าตัวเลขน้อยแสดงว่าท่อยิ่งหนา

3) แผ่นยึดท่อ (Tube Sheet) ทำหน้าที่ยึดส่วนหัวและส่วนปลายของชุุดท่อ โดยที่แผ่นยึดท่อจะมีการเจาะรูเพื่อร้อยท่อเข้าไป ระยะห่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่อยู่ใกล้กัน เรียกว่าระยะพิตช์ (Tube Pitch) โดยที่การจัดเรียงท่อนั้นจะมีได้หลายรูปแบบดังนี้



รูปที่ 3.11 ลักษณะการจัดเรียงของชุุดท่อแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัสในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และท่อ [23]

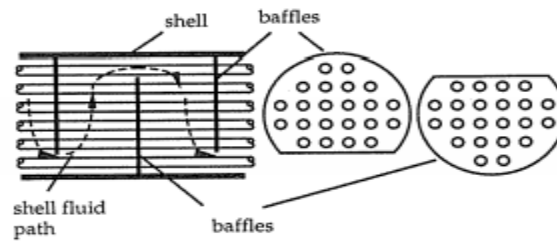


รูปที่ 3.12 ลักษณะการจัดเรียงของชุุดท่อแบบสามเหลี่ยมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ และท่อ [23]

4) แผ่นกั้น (Baffle) ทำหน้าที่บังคับการไหลในเซลล์และช่วยยึดชุุดท่อให้มั่นคงแข็งแรง โดยที่แผ่นกั้นจะมีอยู่หลายรูปแบบดังนี้

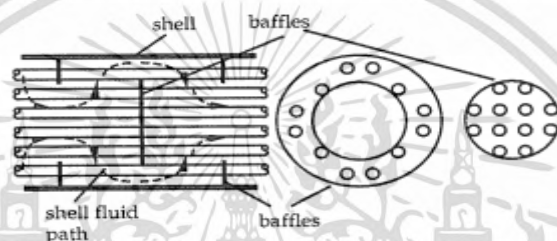
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1) แผ่นกั้นแบบเซกเมนต์ (Segment Baffle)



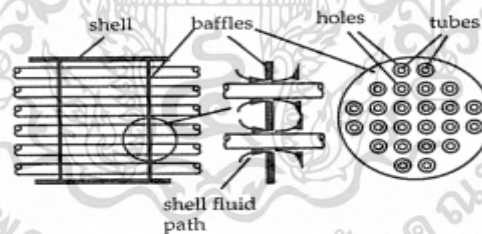
รูปที่ 3.13 แผ่นกั้นแบบเซกเมนต์ [23]

4.2) แผ่นกั้นแบบโดนัท (Donut Baffle)



รูปที่ 3.14 แผ่นกั้นแบบโดนัท [23]

4.3) แผ่นกั้นแบบออริฟิส (Orifice Baffle)



รูปที่ 3.15 แผ่นกั้นแบบออริฟิส [23]

5) ช่องทางเข้าและทางออก (Inlet and Outlet Plenum) ทำหน้าที่บังคับการไหลเข้าและออกจากชุดท่อ

3.11.3 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

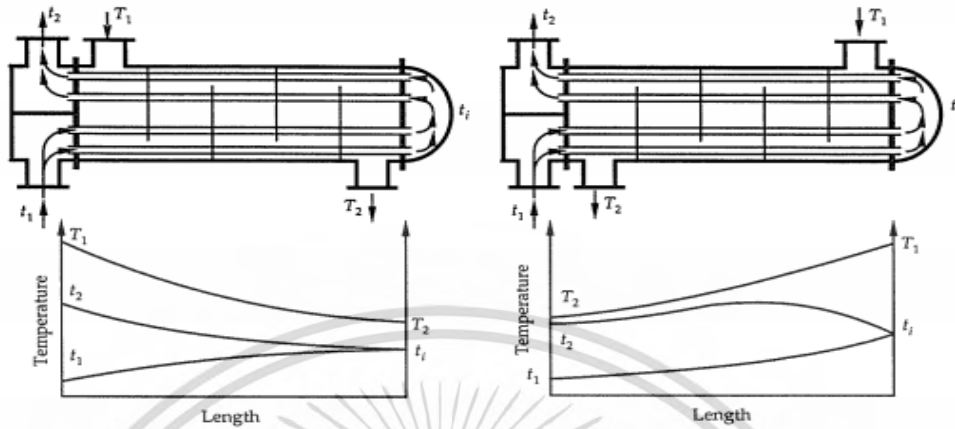
รูปที่ 3.16 แสดงความผันแปรของอุณหภูมิของของไหลที่ไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความร้อนที่แลกเปลี่ยนกันสามารถนิยามได้ด้วยสมการ

$$q = U_0 A_0 \Delta t = \dot{m}_w C_{pw} (T_1 - T_2) = \dot{m}_c C_{pc} (t_2 - t_1) \quad (3.8)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (Overall Heat Transfer Coefficient, U_0) สามารถหาได้โดยสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{U_0} = \frac{OD_t}{h_i ID_t} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_o} \quad (3.9)$$



รูปที่ 3.16 ความผันแปรของอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อชนิด 1-2 [23]

ในการวิเคราะห์จะมีการใช้ผลต่างอุณหภูมิแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference : LMTD) สำหรับการไหลแบบสวนทางกัน และตัวประกอบปรับแก้ (Correction Factor , F) โดยที่ตัวประกอบปรับแก้จะขึ้นอยู่กับตัวแปร 2 ตัว คือตัวประกอบอุณหภูมิ S และ R ซึ่งนิยามได้ดังนี้

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.10)$$

$$R = \frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_w C_{pw}} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3.11)$$

จะได้ว่าตัวประกอบปรับแก้จะอยู่ในรูปของตัวแปร S และ R ดังนี้

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln[(1-S)/(1-RS)]}{(R-1) \ln\left[\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (3.12)$$

ดังนั้น จะนิยามผลต่างอุณหภูมิ (Δt) ในสมการ 3.8 ใหม่ได้เป็น

$$\Delta t = F(\text{LMTD}_{\text{counterflow}}) = F \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (3.13)$$

โดยทั่วไปในทางปฏิบัตินั้น ค่า F สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อที่เหมาะสมคือ $F \geq 0.75$

สำหรับการไหลในชุดท่อ ความดันตกจะสามารถหาได้โดยคล้ายๆกับการหาความดันตกในท่อกลม แต่จะต้องพิจารณาจำนวนท่อด้วย โดยที่ความดันตกจากการสูญเสียหลักสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\Delta p_{\text{tubes}} = N_p \frac{fL}{ID_t} \frac{\rho V^2}{2g} \quad (3.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการสูญเสียรองในชุดท่อจะเกิดขึ้นจากการไหลเข้าและออกจากชุดท่อบริเวณแผ่นยึดท่อ ลักษณะการไหลดังกล่าวจะถือว่าการหดตัวหรือขยายตัวอย่างกะทันหัน (Sudden Contraction or Expansion) ซึ่งจะคำนวณได้จากสมการ

$$\Delta p_{\text{return}} = K N_p \frac{\rho V^2}{2g} \quad (3.15)$$

โดยจากการทดลองพบว่าค่า K ที่แนะนำจะเท่ากับ 4 ดังนั้นค่าความดันตกจากการสูญเสียรวมจะสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\Delta p_t = \Delta p_{\text{tubes}} + \Delta p_{\text{return}} = N_p \left(\frac{fL}{ID_t} + 4 \right) \frac{\rho V^2}{2g} \quad (3.16)$$

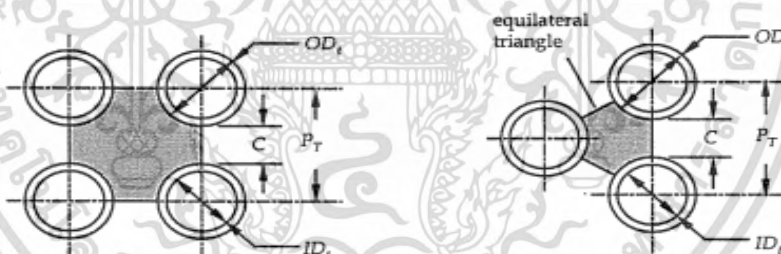
สำหรับการไหลของของไหลในเซลล์จะมีความเร็วไม่คงที่เนื่องจากการไหลไม่คงที่ ในรูปที่ 3.17 จะแสดงระยะห่างของท่อแบบจัตุรัสและสามเหลี่ยม ระยะพิทช์ P_T และระยะห่างระหว่างผิวท่อภายนอก C สมการสำหรับหาเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า ดังสมการนี้

$$D_e = \frac{4 \times \text{area}}{\text{heat transfer area}} \quad (3.17)$$

สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าในสมการ 3.17 จะสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$D_e = \frac{4P_t^2}{\pi OD_t} - OD_t ; (\text{Square Pitch}) \quad (3.18)$$

$$D_e = \frac{3.46P_t^2}{\pi OD_t} - OD_t ; (\text{Triangle Pitch}) \quad (3.19)$$



รูปที่ 3.17 ระยะห่างแบบจัตุรัสและสามเหลี่ยม [23]

พื้นที่การไหลในเซลล์นิยามด้วยสมการ

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad (3.20)$$

ดังนั้นจะได้ความเร็วของไหลในเซลล์เป็นไปตามสมการ

$$V_s = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \quad (3.21)$$

เลขนัสเซลล์สำหรับของไหลภายในเซลล์กำหนดโดยสมการซึ่งได้มาจากการทดลอง เป็นไปตามสมการนี้

$$Nu = \frac{h_o D_e}{k_f} = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \quad (3.22)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลในเซลล์ซึ่งมีการไหลที่ซับซ้อน จะสังเกตได้ว่าช่วงที่ก่อให้เกิดความดันอย่างมากคือการไหลในช่วงเลี้ยวซึ่งจะขึ้นกับจำนวนแผ่นกั้นที่มีอยู่ ดังนั้นความดันตกจึงเขียนได้เป็น

$$\Delta p_s = f(N_p + 1) \frac{D_s}{D_e} \frac{\rho V^2}{2g} \quad (3.23)$$

ซึ่งสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (Friction factor , f) ของการไหลในชุดท่อในสมการ 3.23 จะสามารถหาได้จาก

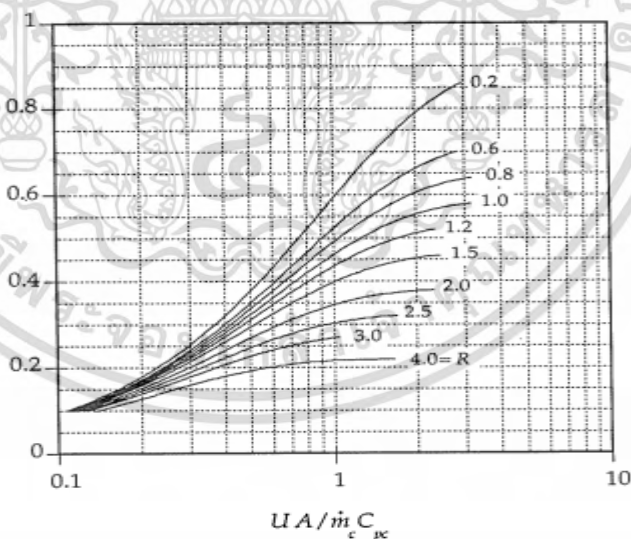
$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad (3.24)$$

โดยที่ $400 \leq Re_s = V_s D_e / \nu \leq 1 \times 10^6$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ มักจะทราบอุณหภูมิขาเข้าและอัตราการไหลของของไหล ซึ่งอุณหภูมิของของไหลขาออกนั้นจะสามารถหาได้จากการคำนวณโดยใช้วิธีผลต่างอุณหภูมิแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference Method) ซึ่งจะทำนายอุณหภูมิขาออกในเทอมของตัวแปร R และ S ดังสมการ

$$\frac{UA_0}{\dot{m}_c C_{pc}} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right] \quad (3.25)$$

รูปที่ 3.18 คือกราฟของสมการ 3.25 ซึ่งแสดงอัตราส่วน $UA_0 / \dot{m}_c C_{pc}$ ซึ่งแสดงอยู่บนแกนนอน โดยที่อยู่ระหว่าง 0.1 - 10 อัตราส่วนผลต่างอุณหภูมิ S แสดงอยู่บนแกนตั้งโดยที่มีค่าอยู่ระหว่าง 0 - 1 ค่า R จะอยู่บนกราฟโดยมีค่าอยู่ระหว่าง 0.2 - 4



รูปที่ 3.18 กราฟของสมการ 3.25 [23]

ดังนั้นจะได้ว่าอุณหภูมิขาออกของของไหลที่เย็นกว่าจะสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$t_2 = (T_1 - t_1)S + t_1 \quad (3.26)$$

และอุณหภูมิขาออกของของไหลที่ร้อนกว่าจะสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$T_2 = T_1 - R(t_2 - t_1) \quad (3.27)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.11.4 การวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อโดยใช้วิธี Effectiveness - NTU

ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อโดยวิธี Effectiveness - NTU จะนิยามค่า Effectiveness (E) ดังสมการต่อไปนี้

$$E = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_c C_{pc} < \dot{m}_w C_{pw} \quad (3.28)$$

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad \text{ถ้า } \dot{m}_w C_{pw} < \dot{m}_c C_{pc} \quad (3.29)$$

$$E = \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.30)$$

เมื่อ q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนจริงซึ่งนิยามโดยสมการ

$$q = E(\dot{m}C_p)_{\min} (T_1 - t_1) \quad (3.31)$$

และ q_{\max} คือ

$$q_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min} (T_1 - t_1) \quad (3.32)$$

สมการ Effectiveness ได้มีการพิสูจน์สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลากหลายชนิดซึ่งจะมีพจน์ของ Number of Transfer Units, N ซึ่งกำหนดโดยสมการ

$$N = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (3.33)$$

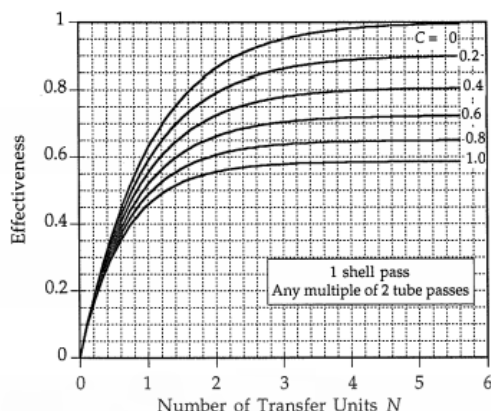
และอัตราส่วนของอัตราการจุความร้อน (C) ซึ่งมีค่าน้อยกว่า 1 เสมอ กำหนดโดยสมการ

$$C = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} \quad (3.34)$$

จากการวิเคราะห์พบว่าสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ ชนิด 1-Y โดยที่ $Y \geq 2$ และเป็นจำนวนคู่ จะได้ว่าความสัมพันธ์ระหว่าง N, E, C คือ

$$E = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp \left[-N(1 + C^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-N(1 + C^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \left(1 + C^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^{-1} \quad (3.35)$$

ซึ่งความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถเขียนได้ในรูปแผนภาพดังรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า N, E, C ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [23]

ดังนั้นจะได้ว่าอุณหภูมิขาออกของของไหลจะสามารถหาได้จากสมการ

$$t_2 = T_1 + E(T_1 - t_1) \quad (3.36)$$

$$T_2 = T_1 - C(t_2 - t_1) \quad (3.37)$$

สมการ 3.36 และ 3.37 จะเป็นจริงก็ต่อเมื่อ $\dot{m}_c C_{pc} < \dot{m}_w C_{pw}$

$$T_2 = T_1 - E(T_1 - t_1) \quad (3.38)$$

$$t_2 = t_1 + C(T_1 - T_2) \quad (3.39)$$

สมการ 3.38 และ 3.39 จะเป็นจริงก็ต่อเมื่อ $\dot{m}_w C_{pw} < \dot{m}_c C_{pc}$

3.12 Film Condensation Inside Horizontal Tubes [24]

ส่วนใหญ่กระบวนการควบแน่นที่เกิดขึ้นของระบบการทำความเย็นหรือเครื่องปรับอากาศจะเกี่ยวข้องกับการควบแน่นภายในพื้นผิวของท่อทั้งที่อยู่ในแนวราบหรือแนวตั้ง การวิเคราะห์การควบแน่นภายในท่อเป็นการยากเนื่องจากมีปัจจัยที่ทำให้ยากต่อการวิเคราะห์หลายอย่างอาทิ ความเร็วของแก๊สภายในท่อเป็นต้น แต่สำหรับแก๊สที่มีความเร็วไม่มาก Chato (1962) ได้แนะนำการคำนวณไว้ดังนี้

$$h_{\text{internal}} = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s)} \left(h_{\text{fg}} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s) \right) \right]^{1/4} \quad (3.40)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.13 Arduino

Arduino (อาคูอินโน หรือ อาคูโยโน) คือแพลตฟอร์มอิเล็กทรอนิกส์โอเพนซอร์ซ (open - source electronic platform) ที่มีชื่อเสียงเป็นอันดับต้นของโลกเนื่องจากความง่ายต่อการใช้งานทั้งในด้านฮาร์ดแวร์และซอฟต์แวร์ โดยถือกำเนิดมาจาก Ivrea Interaction Design Institute เพื่อเป็นอุปกรณ์ต้นแบบให้กับนักเรียนที่ไม่มีพื้นฐานในด้านวงจรอิเล็กทรอนิกส์แต่ต้องการระบบควบคุมที่สามารถต่อวงจรได้ง่ายและสามารถเขียนโปรแกรมออกมาได้โดยง่ายเช่นกัน ด้วยความที่ Arduino เป็นแพลตฟอร์มที่โอเพนซอร์ซ จึงทำให้สามารถรองรับค่าอินพุตได้หลากหลายไม่ว่าจะเป็น เซนเซอร์ตรวจจับแสงสว่าง, เซนเซอร์รับการสัมผัส, เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ, เซนเซอร์วัดความดัน เป็นต้น ในส่วนของเอาต์พุตก็สามารถส่งออกได้หลากหลายเช่นกันไม่ว่าจะเป็นการควบคุมอุปกรณ์ภายนอกด้วยรีเลย์, การส่งผ่านข้อมูลอิเล็กทรอนิกส์ไปยังอุปกรณ์อื่น, ควบคุมอุปกรณ์แบบอนาล็อก เป็นต้น

จุดแข็งสำคัญอีกอย่างของ Arduino คือสังคมที่แข็งแกร่งเพราะตั้งแต่เปิดตัวอุปกรณ์ถึงปัจจุบันได้มีผู้ที่ใช้งานมากขึ้นเรื่อย ๆ ทำให้เกิดสังคมที่สามารถช่วยเหลือระหว่างนักพัฒนากับนักพัฒนาต่าง ๆ ทั่วโลกได้รวมถึงมีรูปแบบคำสั่งพื้นฐานที่ง่ายไม่ซับซ้อน ซึ่งง่ายต่อการพัฒนา, สามารถประยุกต์การใช้งานได้หลายด้าน, และราคาไม่แพงเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องควบคุมอื่นๆ เช่น PLC เป็นต้น

นอกจากความง่ายจากการที่มีอุปกรณ์รองรับมากมายแล้ว Arduino ยังมีอุปกรณ์เสริมที่สามารถเชื่อมต่อเข้ากับตัวบอร์ดโดยตรงได้อีกเรียกว่า Arduino Shield โดยอุปกรณ์เสริมตัวนี้จะเพิ่มความสามารถให้กับตัวบอร์ดหลักโดยง่ายและทำให้นักพัฒนาสามารถพัฒนาออกแบบระบบต่าง ๆ ได้ง่ายยิ่งขึ้น

ข้อด้อยของอาคูอินโนหรืออาคูโยโนคือมีความไวต่อการสะท้อน เมื่อมีการสะท้อนกับอาคูโยโนแล้วการควบคุมหรือการรับค่าจะมีความผิดพลาดเกิดขึ้น

บทที่ 4

อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

4.1 การคำนวณและการออกแบบ

4.1.1 การคำนวณ

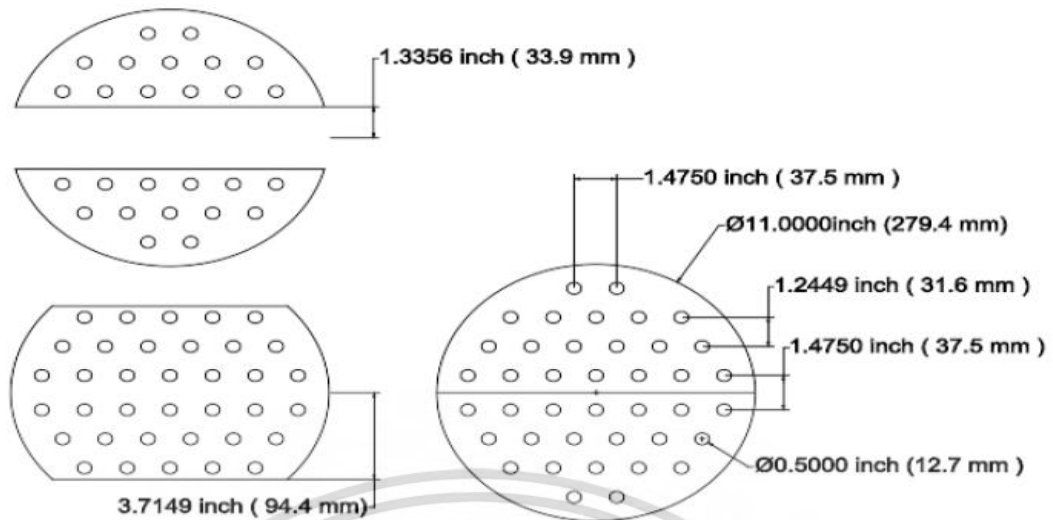
4.1.1.1 การคำนวณหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนตามทฤษฎี

คำนวณเพื่อหาพื้นที่ที่น้อยที่สุดตามทฤษฎีที่จำเป็นต้องใช้ในการควบแน่นสารทำความเย็น โดยกำหนดให้สารทำความเย็นเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นไอ (Superheated) ที่ความดัน 25.0 บาร์ อุณหภูมิ 120 องศาเซลเซียส ออกเป็นของเหลวอิ่มตัว (Saturated Liquid) ที่ 25.0 บาร์ อุณหภูมิ 62 องศาเซลเซียส ไหลภายในท่อและมีอุณหภูมิของท่อ 57 องศาเซลเซียส [25] ซึ่งข้อมูลอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็น R-22 ได้มาจากการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนในเวลากลางวันเวลา 13.00 – 16.00 น. ที่มีอุณหภูมิบรรยากาศอยู่ที่ 36 – 37 องศาเซลเซียสซึ่งจะทำให้ค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศน้อยกว่าเมื่อทดสอบในเวลากลางคืนเวลา 19.00 – 22.00 น. ที่มีอุณหภูมิบรรยากาศอยู่ที่ 35 – 36 องศาเซลเซียส โดยทั้งสองเวลาในการทดสอบมีความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วง 55 – 60 % ดังนั้นจึงใช้ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศในเวลากลางวันมาเป็นข้อมูลอ้างอิงในการออกแบบ

น้ำที่จะมาทำน้ำอุ่นโดยทางเข้าจะมีอุณหภูมิ 32 องศาเซลเซียส และทางออกจะมีอุณหภูมิ 43 องศาเซลเซียสซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ Energy Conservation อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.1 กิโลกรัมต่อวินาที ไหลภายนอกท่อ ซึ่งอัตราการไหลของน้ำที่ค่านี้เป็นอัตราการไหลที่เป็นสภาวะปกติของการใช้ในครัวเรือน ภาระความร้อนที่ต้องระบายออกคือ 4600 วัตต์ โดยค่านี้จะเกิดจากค่า Cooling Capacity หน่วยวัตต์ ของเครื่องปรับอากาศที่สามารถทำได้ และมีพลังงานในการขับเคลื่อนระบบหรือ System Power หน่วยวัตต์ ซึ่งส่วนใหญ่คือพลังงานของเครื่องอัดรวมกันก็จะได้ค่าความร้อนที่เครื่องปรับอากาศจะต้องระบายออกซึ่งได้จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศในเวลากลางวันเช่นเดียวกัน

ออกแบบพารามิเตอร์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังนี้ ซึ่งจะแสดงในรูปแบบที่ 4.1 [26]

1. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเซลล์ (D_s) : 12 นิ้ว หรือ 30.48 เซนติเมตร
2. ระยะห่างของแผ่นกั้น (B) : 6 เซนติเมตร
3. จำนวนแผ่นกั้น (N_b) : 7 แผ่น
4. ระยะพิตช์ของท่อ (P_T) : 1.475 นิ้ว หรือ 3.75 เซนติเมตร
5. ระยะห่างระหว่างท่อ (C) : 1.2449 นิ้ว หรือ 2.48 เซนติเมตร



รูปที่ 4.1 Bundle และ Double Cut Segment ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ [26]

คุณสมบัติของน้ำหล่อเย็นที่อุณหภูมิเฉลี่ย : 37.5 องศาเซลเซียส

1. ความหนาแน่น (ρ) : 994 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
2. ความจุความร้อน (C_p) : 4178.5 จูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน
3. ความหนืดพลวัต (ν) : 7.295×10^{-7} ปาสคาล-วินาที
4. เลขพรันด์เทิล (Prandtl number, Pr) : 4.885
5. ค่าการนำความร้อน (k) : 0.6 วัตต์ต่อเมตร-เคลวิน

หาพื้นที่การไหลของของไหลจากสมการ 3.20 คือ

$$A_s = D_s C B / P_T$$

$$A_s = \frac{(30.48 \times 10^{-2})(6 \times 10^{-2})(2.48 \times 10^{-2})}{(3.75 \times 10^{-2})}$$

$$A_s = 0.012 \text{ ตารางเมตร}$$

จากนั้นหาอัตราเร็วการไหลของน้ำจากสมการ 3.21 คือ

$$V_s = \frac{\dot{m}_{\text{water}}}{\rho A_s}$$

$$V_s = \frac{0.1}{(994)(0.012)}$$

$$V_s = 0.008 \text{ เมตรต่อวินาที}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพื่อที่จะคำนวณหาตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number, Re) เราจำเป็นต้องหาเส้นผ่านศูนย์กลางสมมูล (Equivalent Diameter, D_e) เนื่องจากท่อมีการเรียงตัวเป็นทรงสามเหลี่ยมจึงใช้สมการ 3.19 คือ

$$D_e = \frac{3.46P_t^2 - \pi OD_t^2}{\pi OD_t}$$

$$D_e = \frac{3.46(3.75 \times 10^{-2})^2 - \pi(1.27 \times 10^{-2})^2}{\pi(1.27 \times 10^{-2})}$$

$$D_e = 0.11 \text{ เมตร}$$

จากนั้นนำมาหาตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds Number, Re)

$$Re_s = \frac{V_s D_e}{\nu}$$

$$Re_s = \frac{(0.008)(0.11)}{(7.29 \times 10^{-7})}$$

$$Re_s = 1244.44$$

จากนั้นคำนวณหาตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number, Nu) โดยใช้สมการ 3.22 คือ

$$Nu = 0.36 Re_s^{0.55} Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.36(1244.44)^{0.55} (4.885)^{1/3}$$

$$Nu = 29.53$$

โดยที่

$$Nu = \frac{h_o D_e}{k_f}$$

ซึ่งจะสามารถคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน (Convection Heat Transfer Coefficient, h_o .)

$$h_o = \frac{Nu \times k_f}{D_e}$$

$$h_o = \frac{(29.53)(0.6)}{(0.11)}$$

$$h_o = 162 \text{ วัตต์ต่อตารางเมตร-องศาเซลเซียส}$$

จากนั้นหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน ของสารทำความเย็นที่ควบแน่นในท่อโดยใช้สมการการควบแน่นภายในท่อแนวนอนจากสมการ 3.40 คือ

$$h_{\text{internal}} = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_s)} \left(h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{\text{sat}} - T_s) \right) \right]^{1/4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่สารทำความเย็นที่ 25 บาร์จะมีคุณสมบัติดังต่อไปนี้

1. ความหนาแน่นของของเหลวอิ่มตัว (ρ_l) : 1000 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
2. ความหนาแน่นของไออิ่มตัว (ρ_g) : 98.04 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
3. ค่าการนำความร้อนของของเหลวอิ่มตัว (k_l) : 0.07 วัตต์ต่อเมตร-เคลวิน
4. ความหนืด (Absolute viscosity, μ_l) : 0.000115 ปาสคาล
5. ความจุความร้อนของของเหลวอิ่มตัว (C_{p_l}) : 1480 จูลต่อกิโลกรัม-เคลวิน
6. ความร้อนแฝงของการระเหย (h_{fg}) : 137.40 กิโลจูลต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น
7. ค่าแรงโน้มถ่วงโลก (g) : 9.81 เมตร/วินาที²

จากการแทนค่าจะได้ว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อเท่ากับ 514.73 วัตต์ต่อตารางเมตร-เคลวิน หลังจากได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในและภายนอกท่อแล้ว ทำการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Coefficient, U_0) จาก

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{internal}}$$

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{162.43} + \frac{1}{514.73}$$

$$U_0 = 123.47 \text{ วัตต์ต่อตารางเมตร-องศาเคลวิน}$$

หาพื้นที่ที่จำเป็นในการแลกเปลี่ยนการระบายความร้อนความร้อน 4600 วัตต์ โดยใช้ผลต่างอุณหภูมิแบบล็อก (Log Mean Temperature Different, ΔT_{LMTD}) จาก

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(120-43) - (62-32)}{\ln(120-43)/(62-32)}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 49.86 \text{ องศาเซลเซียส}$$

จากนั้นคำนวณหาพื้นที่ที่น้อยที่สุดที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจาก

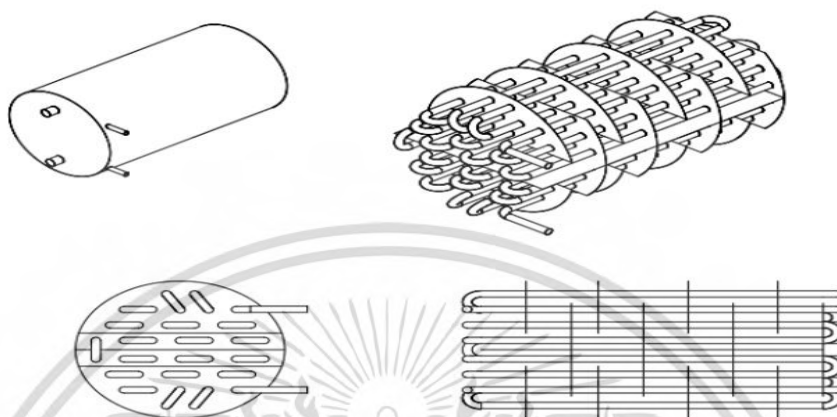
$$A_s = \frac{q}{U_0(\Delta T_{LMTD})}$$

$$A_s = \frac{(4600)}{(123.47)(49.86)}$$

$$A_s = 0.74 \text{ ตารางเมตร}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

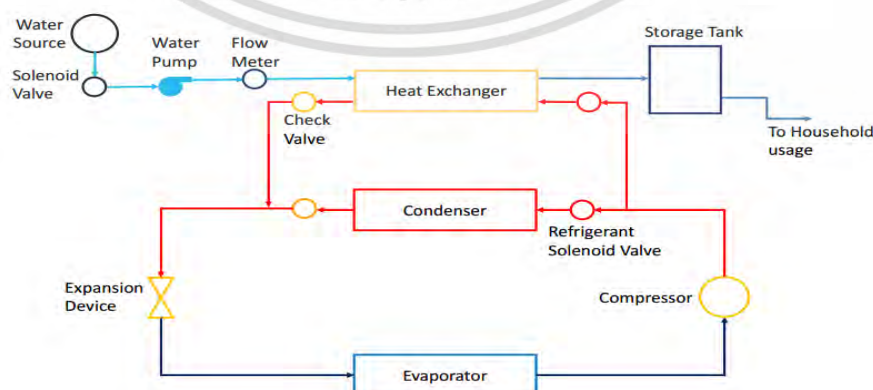
และในท้ายที่สุดเลือกใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.27 เซนติเมตร ยาว 45 เซนติเมตร จำนวน 40 ท่อ และท่อ U-tube จำนวน 38 ชิ้น สุทธิพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 0.79 ตารางเมตร ซึ่งรูปที่ 4.2 จะแสดงรูปของเครื่องทำน้ำอุ่นที่ได้ออกแบบและผลิตเพื่อใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 4.2 เครื่องทำน้ำอุ่นที่ออกแบบและผลิตมาใช้ในการทดสอบ

4.1.2 การออกแบบเครื่องทำน้ำอุ่นจากเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

จากรูปที่ 4.3 จะแสดงแผนผังของระบบเครื่องปรับอากาศที่ได้ทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อหรือเครื่องทำน้ำอุ่นซึ่งอุปกรณ์หลักจะประกอบด้วยเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อและ ถังน้ำ ภายในห้องปรับอากาศจะประกอบไปด้วยคอยล์เย็น ส่วนภายนอกห้องทดสอบจะประกอบคอมเพรสเซอร์, ชุดคอนเดนซิ่งหรือเครื่องควบแน่น, และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อโดยจะต่อเป็นระบบแบบขนานกับชุดคอนเดนซิ่งของเครื่องปรับอากาศ ในการระบายความร้อนเมื่อสารทำความเย็น R-22 ได้ทำการรับโหลดความร้อนจากภายในห้องปรับอากาศแล้วจะทำการเพิ่มความดันด้วยคอมเพรสเซอร์และจะทำการระบายความร้อนด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ



รูปที่ 4.3 แผนภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 ระบบควบคุม

ระบบควบคุมจะถูกใช้งานเมื่อถูกติดตั้งชุดระบบทำน้ำอุ่นเพื่อทำการควบคุมการไหลของของไหลต่าง ๆ ให้เป็นตามที่ได้ออกแบบเอาไว้โดยระบบควบคุมได้ถูกแบ่งออกเป็น 3 ส่วนได้แก่

1) อุปกรณ์ประมวลผล

1.1) อาคูอิโน่ UNO R3

2) อุปกรณ์อินพุต

2.1) เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า

2.2) เซนเซอร์วัดระดับน้ำ

2.3) เซนเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น

2.4) เซนเซอร์วัดอุณหภูมิอากาศเข้าคอนเดนซิ่ง

3) อุปกรณ์เอาต์พุต

3.1) โซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็น

3.2) โซลินอยด์วาล์วของน้ำ

3.3) ป้อนน้ำกระแสดตรง 6 วัดต์

3.4) รีเลย์

ขั้นตอนการทำงานของระบบควบคุม

1) ปรับป้อนน้ำกระแสดตรงให้ตรงตามอัตราการไหลที่ต้องการ

2) ดึงข้อมูลจากเซนเซอร์วัดระดับน้ำ, อุณหภูมิอากาศเข้าคอนเดนซิ่ง, และ อุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น

2.1) ระดับน้ำถึงจุดสูงสุด

2.1.1) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของน้ำให้ปิดโดยใช้รีเลย์

2.1.2) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็นที่เข้าสู่ชุดคอนเดนซิ่งให้เปิดโดยใช้รีเลย์ (AC : On)

2.1.3) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็นที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อให้ปิดโดยใช้รีเลย์ (ACwWHS : Off)

2.1.4) หยุดการทำงานของระบบควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2) ระดับน้ำยังไม่ถึงจุดสูงสุดและอุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นน้อยกว่าอุณหภูมิอากาศเข้าคอนเดนซิ่ง

2.2.1) ดำเนินไปต่อในขั้นตอนที่ 3

3) ดึงข้อมูลจากเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า

3.1) ไม่มีกระแสไฟฟ้า

3.1.1) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของน้ำให้ปิดโดยใช้รีเลย์

3.1.2) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็นที่เข้าสู่ชุดคอนเดนซิ่งให้เปิดโดยใช้รีเลย์ (AC : On)

3.1.3) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็นที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อให้ปิดโดยใช้รีเลย์ (ACwWHS : Off)

3.2) มีกระแสไฟฟ้า

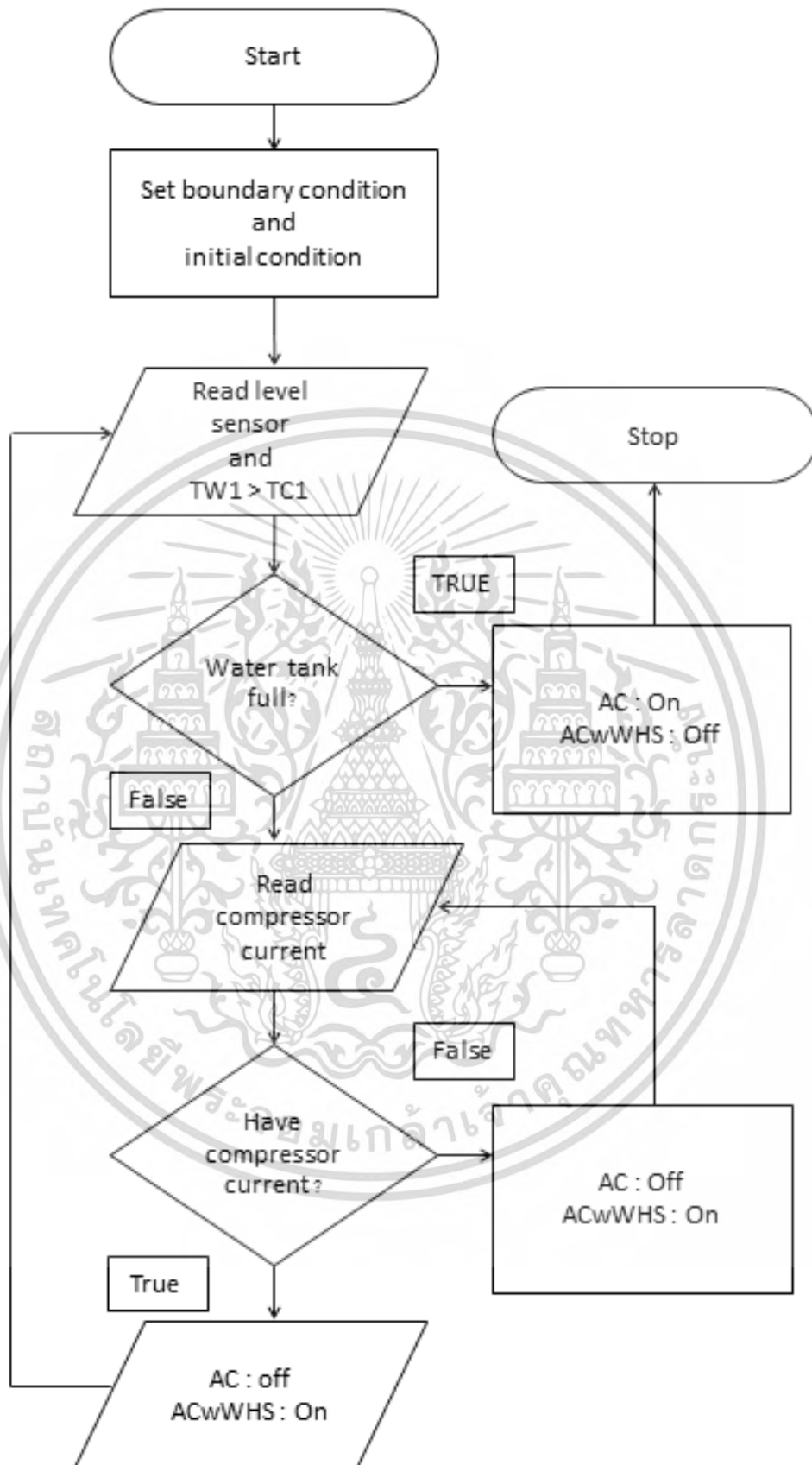
3.2.1) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของน้ำให้เปิดโดยใช้รีเลย์

3.2.2) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็นที่เข้าสู่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อให้เปิดโดยใช้รีเลย์ (ACwWHS : On)

3.2.3) ควบคุมโซลินอยด์วาล์วของสารทำความเย็นที่เข้าสู่ชุดคอนเดนซิ่งให้ปิดโดยใช้รีเลย์ (AC : Off)

4) ย้อนกลับไปขั้นตอนที่ 2

รูปที่ 4.4 แสดง Flow chart การทำงานของโปรแกรมระบบควบคุม ซึ่งจะมีการทำงานเป็นลูปโดยก่อนเครื่องปรับอากาศจะถูกเปิดระบบจะทำการตรวจสอบลูกลอยในถังน้ำว่ามีความจุเต็มหรือไม่และอุณหภูมิของน้ำที่จะเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นจะต้องน้อยกว่าอุณหภูมิอากาศเข้าคอนเดนซิ่ง เมื่อมีการเปิดใช้เครื่องปรับอากาศก็ยังสามารถผลิตน้ำอุ่นได้โดยถ้ามีผลิตน้ำอุ่นเต็มความจุของถังน้ำระบบทำน้ำอุ่นจะปิดและจะกลับเข้าสู่ระบบปกติของเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 4.4 Flow Chart ของโปรแกรมควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

4.3.1 เครื่องปรับอากาศและสารทำความเย็นที่ใช้ในการทดลอง

1) เครื่องปรับอากาศยี่ห้อ Saijo Denki รุ่น Super Wall Saver (SWE-12/E-C2GT1) มี Nominal Cooling Capacity ขนาด 3.5 กิโลวัตต์, Nominal Power Consumption ขนาด 1.1 กิโลวัตต์, เครื่องอัดเป็นประเภทลูกสูบ, และใช้ท่อแคปิลลา (ID = 1.4 mm; OD = 2.5 mm; และ ยาว = 850 mm)



รูปที่ 4.5 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลอง

2) สารทำความเย็นที่ใช้ในการทดลอง : R-22 (CHClF_2)

4.3.2 ชุดระบบทำน้ำอุ่น

1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube Heat Exchanger) ขนาด เส้นผ่านศูนย์กลาง 30 เซนติเมตร ยาว 50 เซนติเมตร



รูปที่ 4.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ

2) ปั๊มน้ำกระแสดตรง 6 วัตต์ โดยมี Head ของปั๊มเท่ากับ 3 เมตรและสามารถทำอัตราการไหลของน้ำได้สูงสุดคือ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที



รูปที่ 4.7 ปั๊มน้ำกระแสดตรง 6 วัตต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3) ถังเก็บน้ำขนาดความจุ 400 ลิตร
- 4) มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำ



รูปที่ 4.8 มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำ

4.3.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บค่าในการทดลองต่างๆ

- 1) เกจความดัน สำหรับใช้วัดความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้า-ออกเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น



รูปที่ 4.9 เกจความดัน

- 2) เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ สำหรับใช้วัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้า-ออกเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น รวมถึงวัดอุณหภูมิภายในห้องทดสอบทั้ง 10 ตำแหน่ง, อุณหภูมิน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำอุ่น, และอุณหภูมิอากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่ง



รูปที่ 4.10 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ

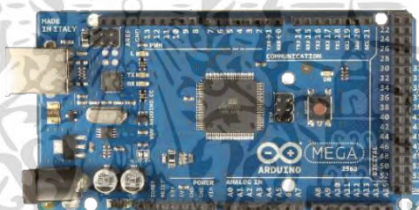
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3) เซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้น สำหรับใช้วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องทดลองโดยทำการติดตั้งวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นของอากาศกลับเข้าเครื่องระเหยและอากาศออกเครื่องระเหยที่ตำแหน่งหน้ากากอากาศกลับเข้าเครื่องระเหยและที่หน้ากากอากาศออกเครื่องระเหย



รูปที่ 4.11 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้น

4) อาดูอินบอร์ดบันทึกข้อมูลการทดสอบอุณหภูมิ, ความชื้นสัมพัทธ์, และกระแสไฟฟ้า



รูปที่ 4.12 ชุดบันทึกข้อมูลอาดูอิน

5) เครื่องวัดความเร็วลม สำหรับใช้วัดค่าความเร็วลมที่เข้าและออกจากเครื่องระเหย



รูปที่ 4.13 เครื่องวัดความเร็วลม

6) เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า สำหรับใช้วัดค่ากระแสที่จ่ายให้กับเครื่องอัดไอและระบบเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 4.14 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.4 อุปกรณ์ที่ใช้ภายในห้องทดลอง

- 1) ขดฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาดการทำความร้อน 3000 วัตต์



รูปที่ 4.15 ขดฮีตเตอร์ไฟฟ้า

4.4 สถานะการทดสอบ

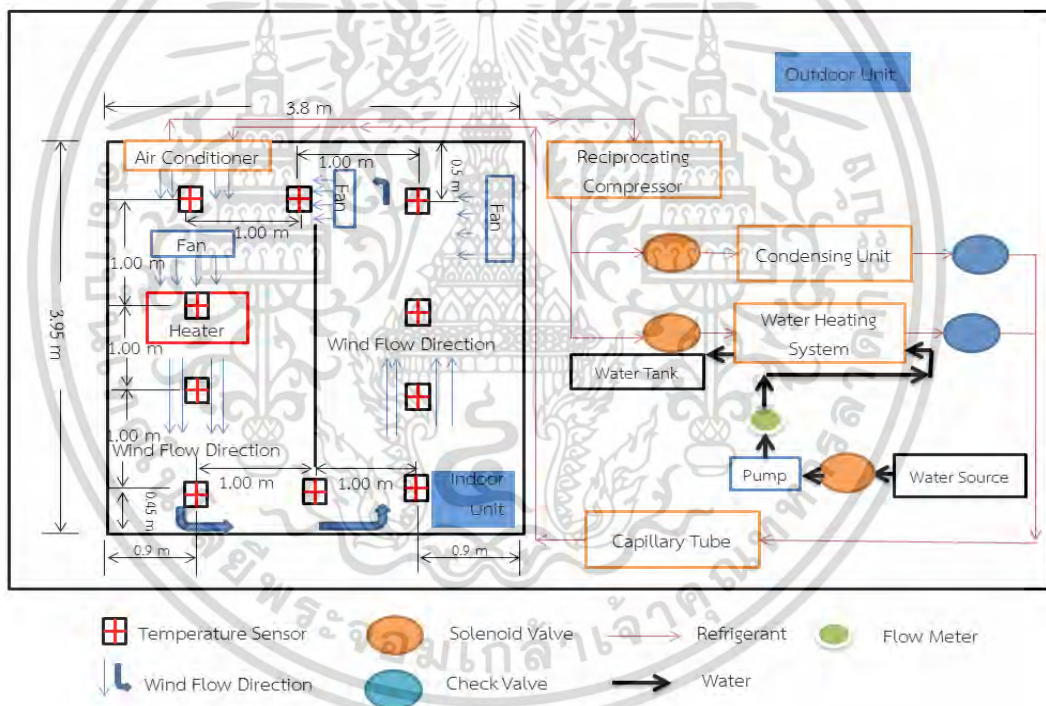
สถานะการทดสอบการทดสอบเครื่องปรับอากาศได้ทำการประยุกต์ตาม มอก.1155-2536 [27] โดยปรับเปลี่ยนอุณหภูมิกับความชื้นสัมพัทธ์เข้า-ออกของเครื่องระเหยและชุดคอนเดนซิ่งและจะเป็นการทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยเครื่องอัดไม่มีการตัดการทำงาน ซึ่งจะแสดงค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ต่างๆที่ใช้ในการทดสอบไว้ในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 สถานะการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

Parameter	Valve
อุณหภูมิเริ่มต้น ภายในห้องทดลอง	30.0 องศาเซลเซียส
อุณหภูมิลมกลับ เข้าเครื่องระเหย	28.7 - 30.0 องศาเซลเซียส
ความชื้นสัมพัทธ์กลับ เข้าเครื่องระเหย	40 - 50 %
อุณหภูมิลมเข้า ชุดคอนเดนซิ่ง	35.0 - 37.0 องศาเซลเซียส
ความชื้นสัมพัทธ์ เข้าชุดคอนเดนซิ่ง	55 - 60 %
อุณหภูมิน้ำเข้า เครื่องทำน้ำอุ่น	33.1 - 34.0 องศาเซลเซียส
อัตราการไหลของมวลน้ำ เข้า-ออกเครื่องทำน้ำอุ่น	0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที

จากรูปที่ 4.16 แสดงถึงรายละเอียดของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศที่มีการประยุกต์ตามมาตรฐาน มอก.1155-2536 [27] โดยแนะนำให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศมีความจุน้อย เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

26.64 ลูกบาศก์เมตร และห้องที่จะทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศมีขนาดกว้าง 3.8 เมตรยาว 3.95 เมตรและสูง 2 เมตรมีความจุที่ 30.02 ลูกบาศก์เมตรซึ่งการทดสอบเครื่องปรับอากาศได้ใช้โหลดความร้อนขนาดสุทธิ 3000 วัตต์และติดตั้งเซนเซอร์วัดอุณหภูมิจำนวน 10 ตำแหน่งแต่ละตำแหน่งห่างกันโดยประมาณ 1.00 เมตรและอยู่ตำแหน่งที่ต่ำกว่าเพดานห้อง 1.00 เมตรนอกจากนี้ยังได้ทำการติดตั้งเซนเซอร์วัดอุณหภูมิเซนเซอร์วัดความชื้นสัมพัทธ์เพื่อวัดคุณสมบัติของอากาศในตำแหน่งเข้า-ออกเครื่องระเหย และห้องทดสอบนี้เป็นห้องแบบ Isolated System ซึ่งสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่สามารถส่งผลกระทบต่อสภาพภายในห้องทดสอบ ในส่วนเครื่องอัด, ชุดคอนเดนซิ่ง, ระบบทำน้ำอุ่น, และท่อแคพิลลารีอยู่ภายนอกห้องทดสอบ รวมถึงติดตั้งเซนเซอร์วัดอุณหภูมิและความชื้น สำหรับใช้วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์อากาศเข้า-ออกชุดคอนเดนซิ่ง โดยทำการติดตั้งวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นของอากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่งและอากาศออกชุดคอนเดนซิ่ง ที่ตำแหน่งหน้ากากาศอากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่งและที่หน้ากากาศอากาศออกชุดคอนเดนซิ่ง



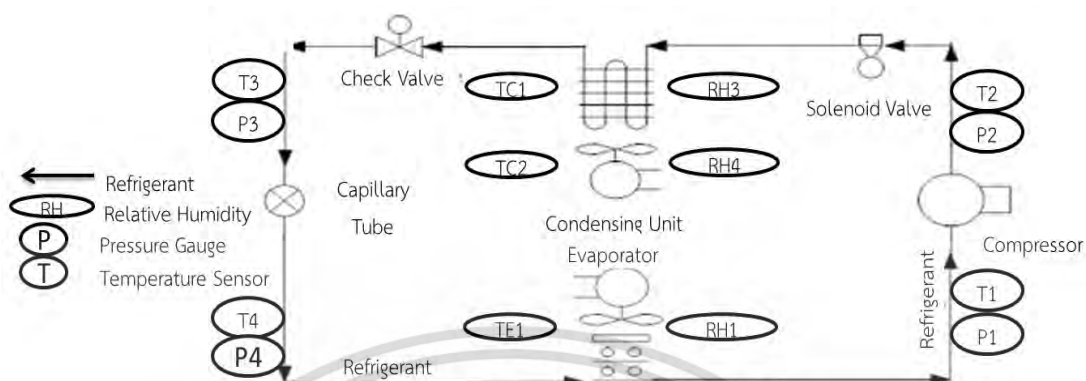
รูปที่ 4.16 แผนผังห้องทดสอบ

4.5 ขั้นตอนการทดลอง

ในการทดลองถูกแบ่งออกเป็น 2 ตอน โดยตอนแรกเป็นการทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน และตอนที่สองคือเป็นการทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งชุดระบบทำน้ำอุ่น โดยที่ทดลองที่ปรับให้อัตราการไหลของน้ำเป็น 0.08, 0.10 และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการทำความเย็น และทดลองเพื่อหาอุณหภูมิของน้ำที่สามารถทำได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ซึ่งการขยงนี้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.1 การทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)



รูปที่ 4.17 แผนภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)

1) เปิดชุดฮีตเตอร์และเปิดพัดลมภายในห้องทดสอบ จนกระทั่งมีอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศภายในห้องทดสอบมีค่า 30 องศาเซลเซียสซึ่งเป็นอุณหภูมิเริ่มต้นทุกการทดสอบ และทำการเปิดเครื่องปรับอากาศซึ่งตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่ 25 องศาเซลเซียส โดยเปิดโซลินอยด์วาล์วให้สารทำความเย็นไหลไประบายความร้อนที่ชุดคอนเดนซิ่ง ซึ่งควบคุมด้วย Arduino

2) ปรับอากาศภายในห้องทดสอบจนกระทั่งมีอุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องระเหยมีค่าอยู่ในช่วง 28.7 – 30.0 องศาเซลเซียสและความชื้นสัมพัทธ์มีค่าอยู่ในช่วง 40 – 50 % รวมถึงอากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่งให้มีสภาวะอากาศตอนกลางวันจนกระทั่งมีอุณหภูมิของอากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่งมีค่าอยู่ในช่วง 36.0 – 37.0 องศาเซลเซียสและที่ความชื้นสัมพัทธ์มีค่าอยู่ในช่วง 55 – 60 % และในเวลากลางคืนมีอุณหภูมิของอากาศเข้าชุดคอนเดนซิ่งที่อยู่ในช่วง 35.0 – 36.0 องศาเซลเซียสและที่ความชื้นสัมพัทธ์มีค่าอยู่ในช่วง 55 – 60 % ซึ่งสภาวะและคุณสมบัติของอากาศ (อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์) ที่เข้าชุดคอนเดนซิ่งที่ทดสอบในเวลากลางวันและกลางคืนจะเป็นไปตามสภาพอากาศภายนอกห้องทดสอบซึ่งคืออากาศสิ่งแวดล้อม จากนั้นจึงเริ่มเก็บข้อมูลบันทึกผลการทดลอง

3) ทำการบันทึกค่าดังต่อไปนี้ ทุกๆ 20 นาทีเป็นเวลา 3 ชั่วโมง

T4 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย	P4 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย
T1 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย	P1 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย
T2 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดคอนเดนซิ่ง	P2 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดคอนเดนซิ่ง
T3 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกชุดคอนเดนซิ่ง	P3 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางออกชุดคอนเดนซิ่ง
TE1 : อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าชุดเครื่องระเหย	RH1 : ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TE2 : อุณหภูมิอากาศที่ทางออก
เครื่องระเหย

TC1 : อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าชุด
คอนเดนซิ่ง

TC2 : อุณหภูมิอากาศที่ทางออกชุด
คอนเดนซิ่ง

RH2 : ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่
ทางออกเครื่องระเหย

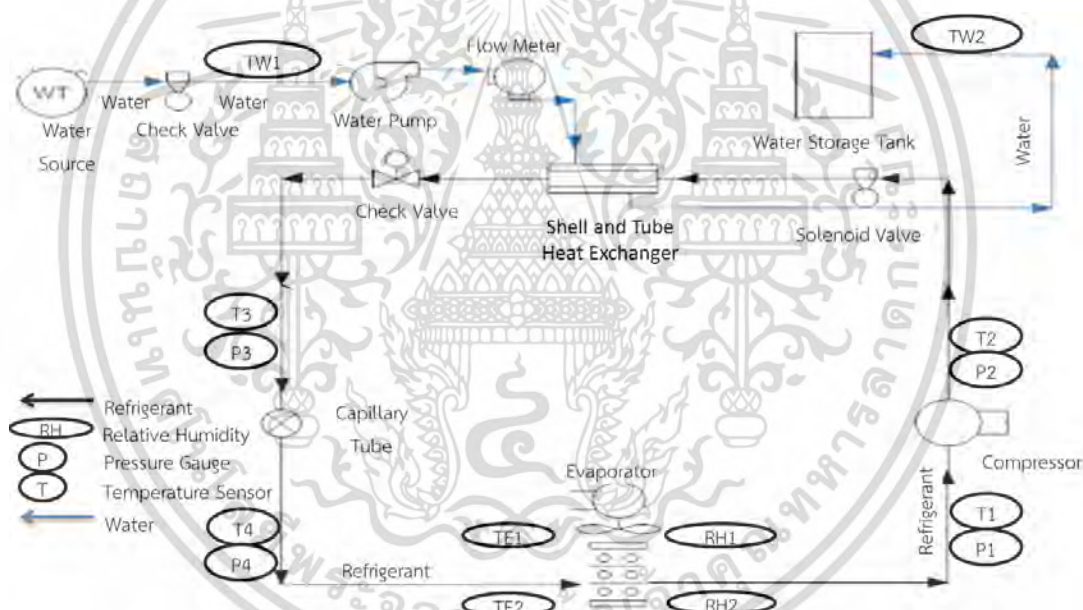
RH3 : ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่
ทางเข้าชุดคอนเดนซิ่ง

RH4 : ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่
ทางออกชุดคอนเดนซิ่ง

4) เมื่อทำการเก็บค่าบันทึกข้อมูลการทดสอบทุกๆ 20 นาทีเป็นเวลา 3 ชั่วโมง แล้ว ทำการปิดเครื่องปรับอากาศ, ขดฮีตเตอร์, พัดลม, และระบบควบคุม Arduino

5) จากนั้นนำค่าที่ได้จากการทดลองไปคำนวณหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

4.5.2 การทดลองเพื่อหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งชุดระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS)



รูปที่ 4.18 แผนภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS)

1) เปิดขดฮีตเตอร์และเปิดพัดลมภายในห้องทดสอบ จนกระทั่งมีอุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศภายในห้องทดสอบมีค่า 30 องศาเซลเซียสซึ่งเป็นอุณหภูมิเริ่มต้นทุกการทดสอบ และทำการเปิดเครื่องปรับอากาศซึ่งตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศไว้ที่ 25 องศาเซลเซียส โดยเปิดโซลินอยด์วาล์วให้สารทำความเย็นไหลไประบายความร้อนที่เครื่องทำน้ำอุ่น รวมถึงเปิดโซลินอยด์วาล์วของน้ำและปั้มน้ำ จากนั้นทำการปรับอัตราการไหลของมวลน้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำอุ่นให้อยู่ที่ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที จนกระทั่งน้ำมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 33.1 - 34.0 องศาเซลเซียสซึ่งใช้น้ำจากท่อน้ำประปา โดยการควบคุมจะใช้ Arduino ในการควบคุมโซลินอยด์วาล์วทั้งของสารทำความเย็นและของน้ำและปั้มน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2) ปรับอากาศภายในห้องทดสอบให้เป็นไปตามสภาวะทดสอบจนกระทั่งมีอุณหภูมิของอากาศเข้าเครื่องระเหยมีค่าอยู่ในช่วง 28.7 – 30.0 องศาเซลเซียสและที่ความชื้นสัมพัทธ์มีค่าอยู่ในช่วง 40 – 50 % จากนั้นจึงเริ่มเก็บข้อมูลบันทึกผลการทดลอง

3) ทำการบันทึกค่าดังต่อไปนี้ ทุกๆ 20 นาทีเป็นเวลา 3 ชั่วโมง

T4 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย	P4 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องระเหย
T1 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย	P1 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องระเหย
T2 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น	P2 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น
T3 : อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องทำน้ำอุ่น	P3 : ความดันสารทำความเย็นที่ทางออกเครื่องทำน้ำอุ่น
TE1 : อุณหภูมิอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย	RH1 : ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางเข้าเครื่องระเหย
TE2 : อุณหภูมิอากาศที่ทางออกเครื่องระเหย	RH2 : ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ทางออกเครื่องระเหย
TW1: อุณหภูมิของน้ำขาเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น	TW2 : อุณหภูมิของน้ำขาเครื่องทำน้ำอุ่น
I : กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้เครื่องปรับอากาศ	

4) เมื่อทำการเก็บค่าบันทึกข้อมูลการทดลองทุกๆ 20 นาทีเป็นเวลา 3 ชั่วโมง แล้ว ทำการปิดเครื่องปรับอากาศ, ขดฮีตเตอร์, พัดลม, ปั๊มน้ำ, และระบบควบคุม Arduino

5) จากนั้นนำค่าที่ได้จากการทดลองไปคำนวณหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

6) ทำการทดลองซ้ำ โดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำเป็น 0.08, 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที จนกระทั่งน้ำมีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 33.1 – 34.0 องศาเซลเซียส จากนั้นจึงนำผลการทดลองที่ได้จากการทดลองทั้ง 2 ตอนนั้นไปวิเคราะห์และสรุปผลต่อไป

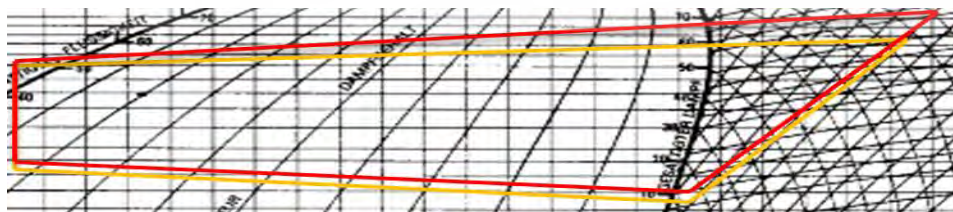
บทที่ 5

ผลทดลองและอภิปรายผล

จากบทที่ผ่านมาเราได้ทราบถึงหลักการทำงานและกระบวนการคำนวณเพื่อหาค่าต่างๆ รวมไปถึงวิธีการทดลอง เงื่อนไขขอบเขตที่ใช้กับการทดลอง สำหรับบทนี้จึงเป็นการนำเสนอผลการทดลอง การหาค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น โดยหาได้จากสมการที่ 3.6 และ 3.7 ในการอภิปรายผลที่ได้จากการทดลองจะนำไปสู่ความเข้าใจและผลกระทบของเครื่องปรับอากาศเมื่อทำการผลิตน้ำอุ่นที่มีอัตราการของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นที่ค่าต่างๆ

5.1 ผลการทดลองเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)

จากรูปที่ 5.1 จะแสดง P - h diagram ของการทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยใช้ชุดคอนเดนซึ่งในการระบายความร้อน ในเวลากลางวันช่วงเวลา 13.00 - 16.00 น. (เส้นสีแดง) มีอุณหภูมิอากาศเข้าชุดคอนเดนซึ่งอยู่ในช่วง 36.0 - 37.0 องศาเซลเซียสและเวลากลางคืนช่วงเวลา 19.00 - 22.00 น. (เส้นสีเหลือง) มีอุณหภูมิอากาศเข้าชุดคอนเดนซึ่งอยู่ในช่วง 35.0 - 36.0 องศาเซลเซียสโดยทั้งสองช่วงเวลาการทดสอบมีความชื้นสัมพัทธ์อยู่ระหว่าง 55 - 60 % จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศในเวลากลางวันและกลางคืนจะเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาทีจะพบว่ามีอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดไอสูงถึง 121.5 องศาเซลเซียสและ 100 องศาเซลเซียสตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากอุณหภูมิอากาศเข้าชุดคอนเดนซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงทำให้การระบายความร้อนเป็นไปได้โดยยาก ส่งผลทำให้มีความดันทางด้านสูงเพิ่มขึ้น ส่วน Degree Subcooling มีค่าอยู่ที่ประมาณ 10.0 - 12.0 องศาเซลเซียส โดย COP_{cal} ของระบบเครื่องปรับอากาศในเวลากลางวันและกลางคืนมีค่า 2.60 และ 3.40 ตามลำดับ ซึ่งอุณหภูมิอากาศเข้าชุดคอนเดนซึ่งในเวลากลางวันกับกลางคืนมีผลต่างอุณหภูมิอากาศอยู่ที่ประมาณ 1.5 องศาเซลเซียส ส่งผลต่อค่า COP_{cal} ในเวลากลางวันมีค่าน้อยกว่าในเวลากลางคืน 30% ซึ่งแตกต่างจากงานวิจัย [5] ที่ระบุว่าถ้าอุณหภูมิอากาศเข้าชุดคอนเดนซึ่งมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 1 องศาเซลเซียสแล้ว COP_{cal} จะลดลง 2% เพราะในงานวิจัยนั้นใช้เครื่องอัดแบบกันหอยแต่งานวิจัยนี้ใช้เครื่องอัดแบบลูกสูบซึ่งจะมีประสิทธิภาพน้อยกว่าเครื่องอัดแบบกันหอยซึ่งจะทำให้ต้องใช้พลังงานและงานของเครื่องอัดมากกว่าจึงทำให้มีค่า COP_{cal} น้อยกว่าและในการพัฒนาครั้งนี้จะนำค่า COP_{cal} ที่ได้จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศค่าที่น้อยที่สุดคือ 2.60 เป็นค่าที่อ้างอิงในการพัฒนาครั้งนี้



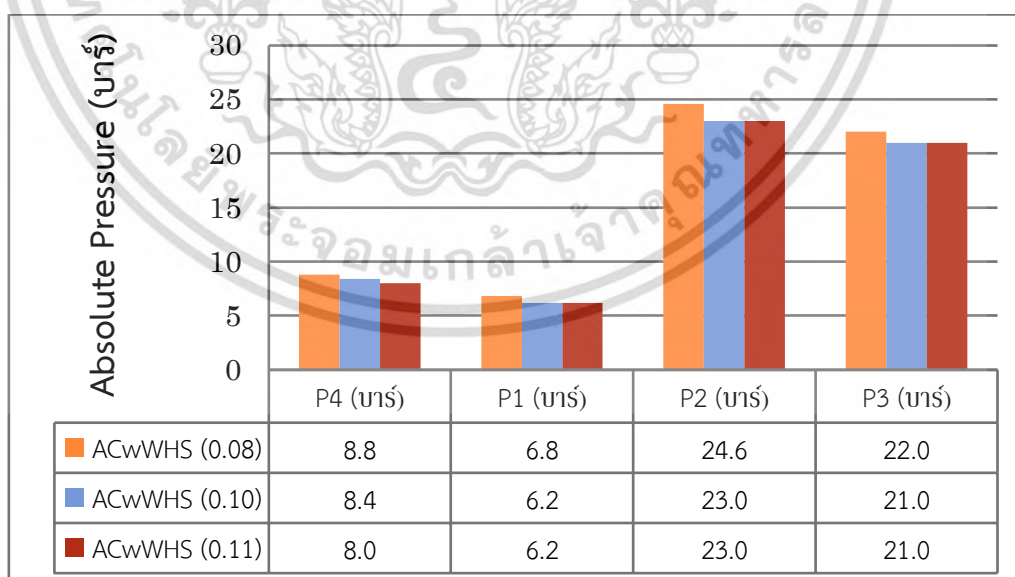
รูปที่ 5.1 P - h diagram ของสารทำความเย็น R-22 เมื่อทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนด้วยการระบายความร้อนจากชุดคอนเดนซึ่ง (AC) ในเวลากลางวัน (เส้นสีแดง) และในเวลากลางคืน (เส้นสีเหลือง).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลการทดลองเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนกับระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS)

จากรูปที่ 5.2 จะแสดงแผนภูมิแท่งค่า Absolute Pressure ของสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ซึ่งทดสอบในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. โดย P1, P2, P3, และ P4 คือ Absolute Pressure ของสารทำความเย็นที่ออกเครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องทำน้ำอุ่น, และ ท่อแคพิลลารีตามลำดับ ซึ่งการทดสอบค่า Absolute Pressure จะมีค่าเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่มีค่า COP_{Cal} ที่ได้จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศค่าที่น้อยที่สุดคือ 2.60 ซึ่งมี P1, P2, P3, และ P4 เท่ากับ 6.9, 29.0, 20.0, และ 8.8 บาร์ ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการพัฒนาแล้วส่งผลทำให้มีค่า P2 มีค่าลดลงจาก 29 บาร์ เหลือ 23.0 – 24.6 บาร์ และมีดันความตก (Pressure Drop) ในกระบวนการระบายความร้อนลดลงจาก 9.0 บาร์ เหลือ 2.0 – 2.6 บาร์ เนื่องจากระบบทำน้ำอุ่นเลือกใช้ท่อทองแดงขนาด 1/2 นิ้ว และมีความยาวรวมเท่ากับ 18 เมตรซึ่งน้อยกว่าชุดคอนเดนซิ่งที่ใช้ท่อทองแดงขนาด 3/8 นิ้ว ยาว 33.6 เมตร และจากปัจจัยนี้ทำให้เมื่อสารทำความเย็นไหลเข้าระบบทำน้ำอุ่นแล้วจะมีความเร็วของสารทำความเย็นน้อยกว่ากรณีไหลเข้าสู่ชุดคอนเดนซิ่งและมีระยะทางการไหลที่สั้นกว่าจึงเป็นผลทำให้มีความดันตกที่น้อยกว่า

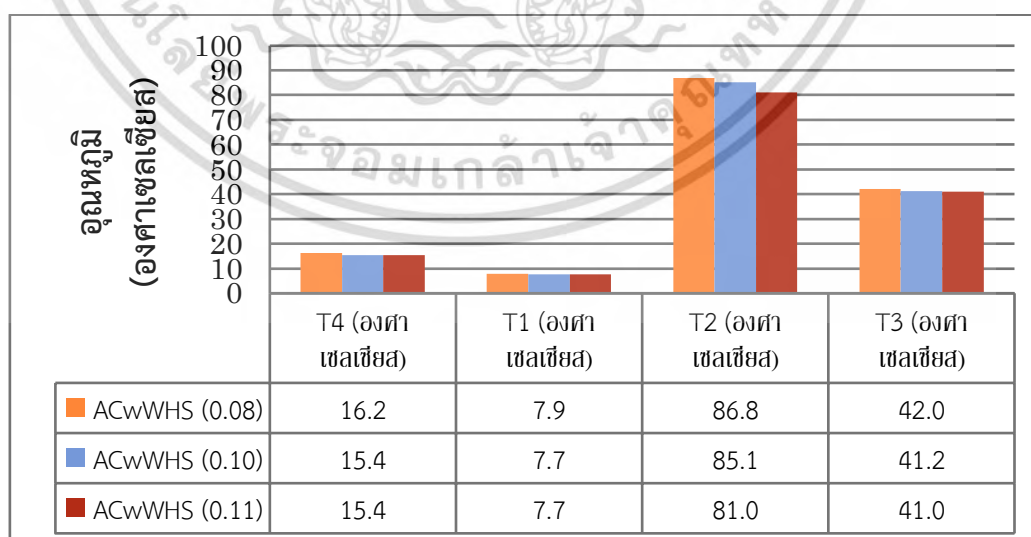
อัตราส่วนระหว่างความดันของเครื่องทำน้ำอุ่นกับความดันของเครื่องระเหยหรือค่า Pressure Ratio ของระบบมีค่าลดลงเช่นเดียวกันกับความดันของสารทำความเย็นที่ P1, P2, P3, และ P4 ที่มีค่าลดลงเนื่องจากเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนของสารทำความเย็นสู่น้ำโดยเครื่องทำน้ำอุ่นที่ทำได้ดีกว่าการระบายสู่อากาศ และสามารถระบายความร้อนได้ดีขึ้นเพราะมีการพาความร้อนดีขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ จึงเป็นผลทำให้ Pressure Ratio ของระบบและความดันของสารทำความเย็นที่ P1, P2, P3, และ P4 มีค่าลดลง



รูปที่ 5.2 แผนภูมิแท่งค่า Absolute Pressure ของสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.3 จะแสดงแผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ซึ่งทดสอบในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. โดย T1, T2, T3, และ T4 คือ อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกเครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องทำน้ำอุ่น, และ ท่อแคพิลลารีตามลำดับ ซึ่งการทดสอบค่าอุณหภูมิจะมีค่าเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ค่า COP_{cal} ที่ได้จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศค่าที่น้อยที่สุดคือ 2.60 ซึ่งมี T4, T1, T2, และ T3 เท่ากับ 15.8, 7.7, 121.5, และ 43.0 องศาเซลเซียสตามลำดับ จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการพัฒนาแล้วส่งผลทำให้มีค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ผ่านเครื่องอัดหรือ T2 ลดลงหรืออย่างมากจาก 121.5 องศาเซลเซียส เหลือ 86.8, 85.1, และ 81.0 องศาเซลเซียสตามลำดับ เมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นโดยจะทำให้ Work ของ Compressor ลดลง ในส่วนของ Degree Subcooling ที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 3 องศาเซลเซียสโดยก่อนการพัฒนา T3 มีค่า 42 - 44 องศาเซลเซียสและเมื่อพัฒนาแล้ว T3 มีค่าอยู่ประมาณ 41 องศาเซลเซียสเป็นผลมาจากการพาความร้อนของน้ำที่ทำได้ดีกว่าอากาศจึงทำให้มี Degree Subcooling เพิ่มขึ้น ในส่วนของของอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากท่อแคพิลลารีหรือ T4 จะมีค่าแนวโน้มลดลง เนื่องจาก Pressure Ratio ของระบบที่ลดลงเมื่อทำการพัฒนา ซึ่ง T4 และ P4 จะอยู่ในสถานะ Mixture และระบบสามารถทำ Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมได้เพิ่มขึ้น และมีแนวโน้มที่ระบบจะมีอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นเนื่องจาก Pressure Ratio ของระบบที่ลดลง และค่า T1 มีแนวโน้มที่ไม่แตกต่างกันมากทั้งก่อนและหลังพัฒนา ซึ่งในการเพิ่มขึ้นของ Cooling Effect จะเป็นผลที่ได้มาจากสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำอุ่นที่มี Degree Subcooling ที่เพิ่มขึ้น

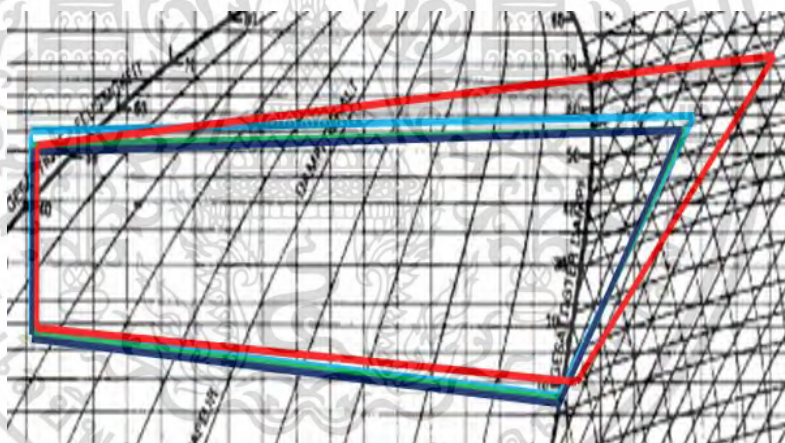


รูปที่ 5.3 แผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22

ในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

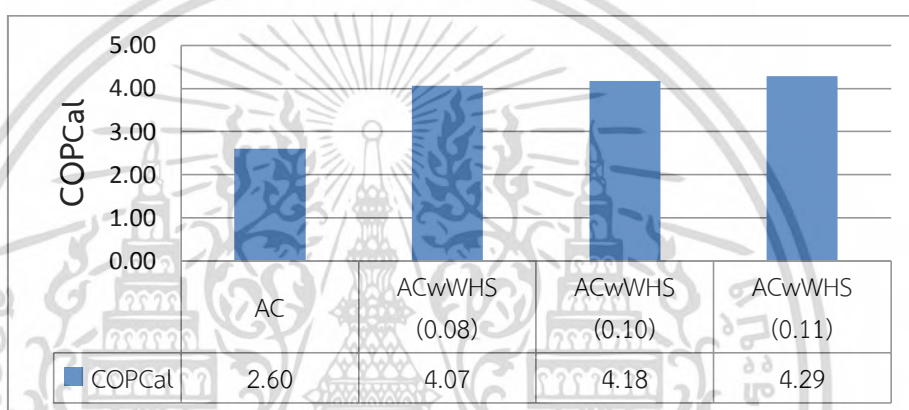
จากรูปที่ 5.4 เมื่อนำค่า Absolute Pressure และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 จากรูปที่ 5.2 และ 5.3 ที่ทดสอบในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. มาวาดลง P - h diagram จะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีตามลำดับแล้วจะพบว่าค่า COP_{Cal} ของระบบก็มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 2.60 เป็น 4.07, 4.18, และ 4.29 ตามลำดับ เนื่องจากอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนหรือการพาความร้อนระหว่างสารทำความเย็นที่ไหลเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น ส่งผลให้ทำให้เกิดการลดลงของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดไอได้จาก 120 องศาเซลเซียสลดลงมาอยู่ที่ 86.8, 85.1 และ 81.0 องศาเซลเซียสตามลำดับที่อัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นการลด Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมซึ่งมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำและสามารถเพิ่ม Degree Subcooling จาก 10.0 องศาเซลเซียสเป็น 14.0 องศาเซลเซียสซึ่งเป็นการเพิ่ม Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ โดยเป็นผลมาจากการพาความร้อนที่เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ จึงเป็นผลให้ระบบมี COP_{Cal} เพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.4 P - h diagram สาร R-22 ของระบบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ด้วยอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 (เส้นสีฟ้า), 0.10 (เส้นสีเขียว), 0.11 (เส้นสีน้ำเงินเข้ม) กิโลกรัมต่อวินาที, และ ทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนด้วยการระบายความร้อนจากชุดคอนเดนซิ่ง (AC) ในเวลากลางวัน (เส้นสีแดง)

จากรูปที่ 5.5 จะแสดงค่า COP_{Cal} จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศ (AC) ก่อนการพัฒนาซึ่งจะมีค่า COP_{Cal} เท่ากับ 2.60 โดยหลังจากการพัฒนาเครื่องปรับอากาศด้วยการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) และทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที ในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. จะมีค่า COP_{Cal} เท่ากับ 4.07, 4.18, และ 4.29 หรือมีเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นคือ 56.54, 60.77, และ 65.00% ตามลำดับเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

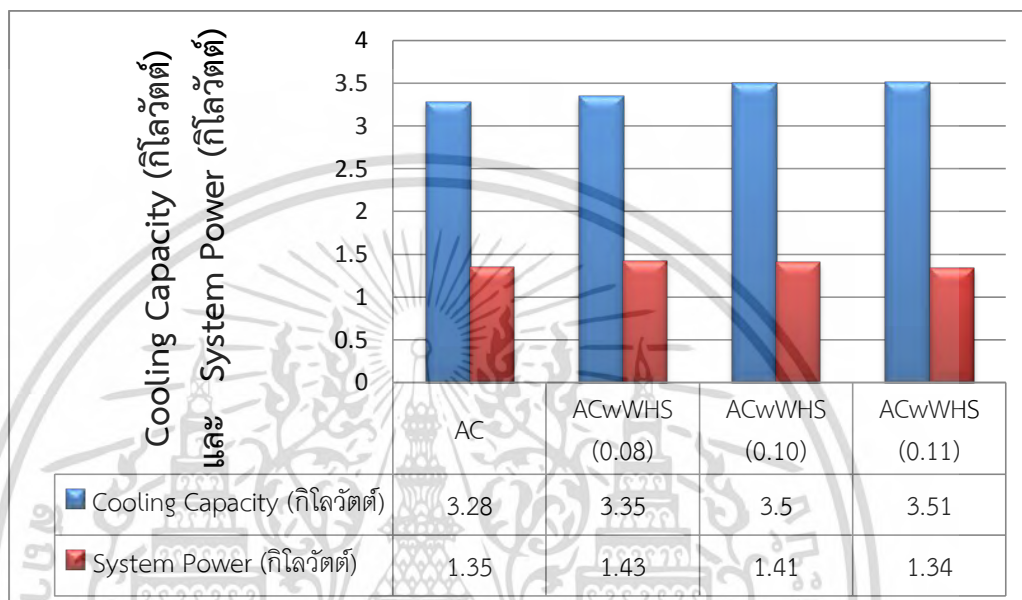
เนื่องจากการเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำจะเป็นการทำให้มีการพาความร้อนขึ้นและทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนได้ดีขึ้นเป็นผลทำให้เครื่องปรับอากาศมีการใช้ Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมมีแนวโน้มลดลงและทำให้ Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นจึงเป็นผลทำให้มีค่า COP_{Cal} มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นไปตามงานวิจัย [10] เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่เข้ามารับความร้อนจากสารทำความเย็นแล้วมีค่าสมรรถนะเพิ่มขึ้น โดยในงานวิจัย [10] สามารถพัฒนาค่าสมรรถนะซึ่งคิดจาก Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์หารด้วย System Power หน่วยกิโลวัตต์ซึ่งตรงกับการคิดคำนวณ COP_{Act} ของที่งานวิจัยนี้ได้ 12 - 20% เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.067 และ 0.117 กิโลกรัมต่อวินาทีตามลำดับ ซึ่งจะกล่าวอีกครั้งในส่วนถัดไปที่แสดงค่า COP_{Act} ของงานวิจัยนี้



รูปที่ 5.5 แผนภูมิแท่งของค่า COP_{Cal}

จากรูปที่ 5.6 จะแสดงค่า Cooling Capacity และ System Power มีหน่วยเป็นกิโลวัตต์ ทั้ง 2 ค่า ที่ได้จากการทดสอบในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. ซึ่งในการทดสอบ AC พบว่ามีค่า Cooling Capacity และ System Power อยู่ที่ 3.28 และ 1.35 กิโลวัตต์ตามลำดับ แต่เมื่อทำการทดสอบ ACwWHS ด้วยการเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที ซึ่งการทดสอบค่า Cooling Capacity และ System Power จะมีค่าเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที พบว่ามีค่า Cooling Capacity เพิ่มขึ้นจากก่อนการพัฒนาในกรณี AC ซึ่งมีค่า 3.28 กิโลวัตต์เป็น 3.35, 3.50, และ 3.51 กิโลวัตต์ ตามลำดับ เนื่องจากอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทำให้การพาความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลทำให้ สารทำความเย็นในระบบเครื่องปรับอากาศสามารถระบายความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำได้ดีขึ้นและดีกว่าอากาศ ส่งผลทำให้ระบบมี Pressure Ratio ลดลงซึ่งจะส่งผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นที่ไม่คงที่ โดยเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำแล้วระบบเครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มที่ Pressure Ratio ลดลงตามลำดับอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นซึ่งจะส่งผลให้อัตราการของมวลสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นตาม Pressure Ratio ของระบบที่ลดลง และในที่ทำการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

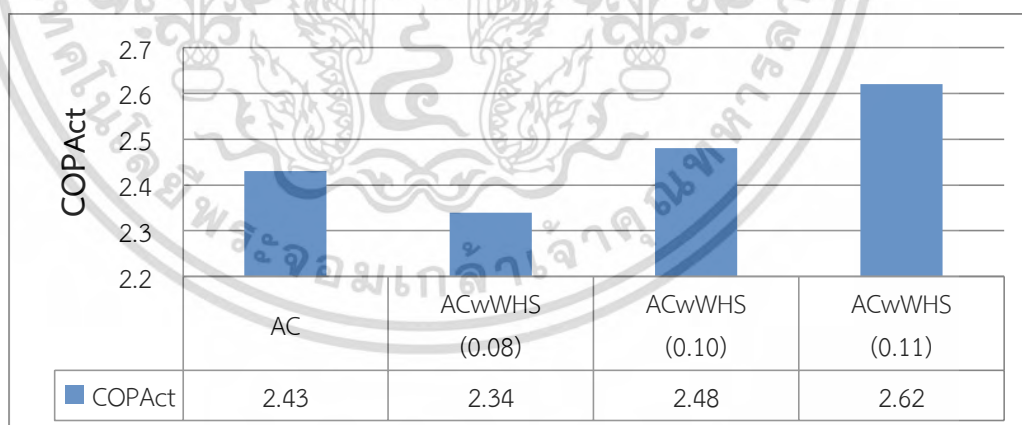
ทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาทีระบบมีความต้องการพลังงานมากขึ้นจากก่อนการพัฒนา 1.35 กิโลวัตต์เป็น 1.43 กิโลวัตต์ซึ่งเป็นผลมาจากอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นที่ไม่คงที่ และมีแนวโน้มลดลงเป็น 1.41 และ 1.34 กิโลวัตต์ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีเนื่องจากเป็นการเพิ่มความสามารถการพาความร้อนจากสารทำความเย็นสู่น้ำดีขึ้น เป็นผลทำให้เครื่องอัดมีแนวโน้มใช้พลังงานลดลง



รูปที่ 5.6 แผนภูมิแท่งของค่า Cooling Capacity (กิโลวัตต์) กับ System Power (กิโลวัตต์)

จากรูปที่ 5.7 จะแสดงค่า COP_{Act} ที่ทำการทดสอบ AC และ ACwWHS ในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. จะเห็นได้ว่าก่อนการพัฒนา AC จะมีค่า COP_{Act} เท่ากับ 2.49 แต่หลังจากการพัฒนาแล้ว (ACwWHS) จะมีค่า COP_{Act} เท่ากับ 2.34, 2.48, และ 2.66 ตามอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นจาก 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที ตามลำดับ โดยที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที จะมีค่า COP_{Act} ที่น้อยกว่าก่อนการพัฒนาอยู่ 3.70% เนื่องจากเมื่อทำการพัฒนาแล้ว มีแนวโน้มของอัตราส่วนความดันด้านเครื่องทำน้ำอุ่นกับความดันของเครื่องระเหยหรือ Pressure Ratio ของระบบมีค่าลดลงตามที่แสดงในรูปที่ 5.2 จะส่งผลให้อัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นหน่วย กิโลกรัมต่อวินาที มีค่าไม่คงที่ซึ่งมีค่าเพิ่มขึ้นโดยมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ Pressure Ratio ของระบบเครื่องปรับอากาศลดลงตามอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้น และ Work ของ Compressor หน่วย กิโลจูลต่อกิโลกรัม มีค่าลดลง และ Compressor Power หน่วยกิโลวัตต์ จะเป็นผลิตภัณฑ์ระหว่างอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นกับ Work ของ Compressor ซึ่งจะส่งผลให้ Compressor Power มีค่าเพิ่มขึ้นและลดลง โดย Compressor Power จะมีลักษณะเป็นกราฟรูปโค้งระฆังคว่ำ อีกสาเหตุคือที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาทีจะสามารถผลิตน้ำอุ่นได้ 46 องศาเซลเซียส ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงและส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นสู่เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

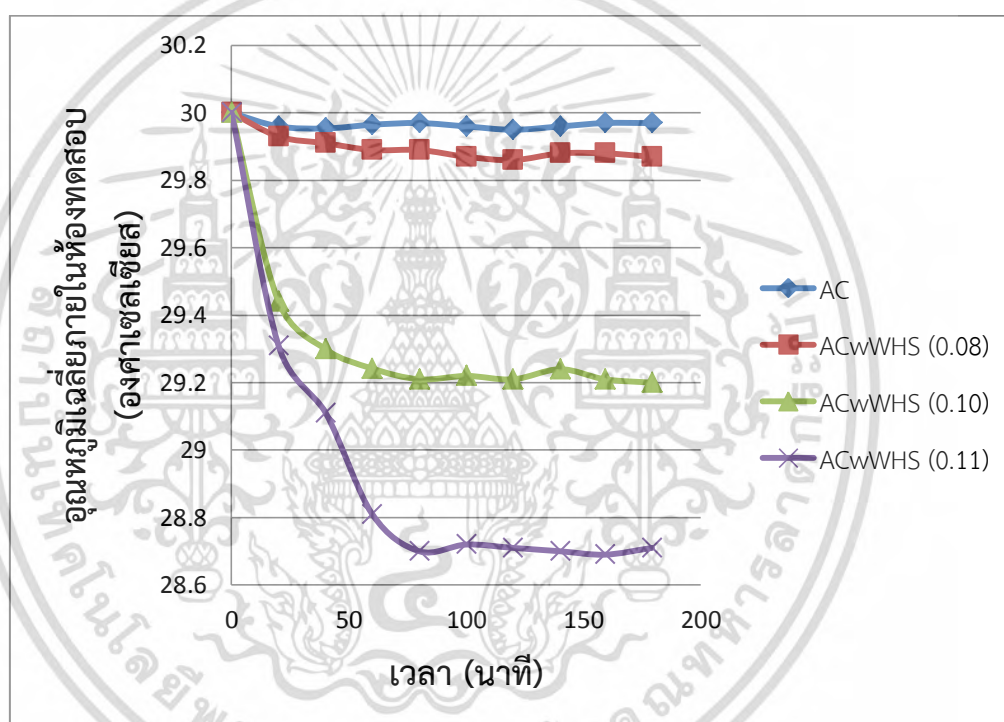
น้ำเป็นไปโดยลำบาก ซึ่งในงานวิจัย [12 - 15] เป็นงานวิจัยที่ศึกษาการผลิตน้ำอุ่นโดยการต่อเครื่องทำน้ำอุ่นแบบอนุกรมกับชุดคอนเดนซิ่งและเป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติ โดยเมื่ออุณหภูมิภายในถังมีอุณหภูมิถึง 43 องศาเซลเซียส ระบบเครื่องปรับอากาศจะมีค่าสมรรถนะเท่ากับเครื่องปรับอากาศที่ถ่ายเทความร้อนด้วยอากาศอย่างเดียว และเมื่ออุณหภูมิภายในถังมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศก็จะลดลง และในงานวิจัยนี้เครื่องปรับอากาศจะมีค่า COP_{Act} เทียบเท่ากับก่อนการพัฒนาเมื่อผลิตน้ำอุ่นออกมาได้อยู่ในช่วง 44 - 46 องศาเซลเซียส เนื่องด้วยในงานวิจัยนี้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับสารทำความเย็นเป็นการพาความร้อนแบบบังคับ ซึ่งจะมีการพาความร้อนที่ดีกว่าพาความร้อนแบบธรรมชาติ [24] จึงทำให้สามารถผลิตน้ำอุ่นที่มีอุณหภูมิได้สูงกว่าเมื่อมีค่าสมรรถนะเท่ากับก่อนการพัฒนา ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที ซึ่งสามารถผลิตน้ำอุ่นได้ 43.2 และ 42.7 องศาเซลเซียส ทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศสามารถระบายความร้อนได้ดีขึ้นเป็นผลทำให้มีแนวโน้มที่ระบบจะใช้ Compressor Power ลดลงและสามารถทำ Cooling Capacity ได้เพิ่มขึ้นดังนั้นส่งผลให้มี COP_{Act} เพิ่มขึ้น 2.05 และ 7.82% ตามลำดับเมื่อเทียบกับ AC ซึ่งเป็นไปตามงานวิจัย [10] เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่เข้ามารับความร้อนจากสารทำความเย็นแล้วมีค่าสมรรถนะเพิ่มขึ้น โดยในงานวิจัย [10] สามารถพัฒนาค่าสมรรถนะได้ 12 - 20% เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.067 และ 0.117 กิโลกรัมต่อวินาทีตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากการเลือกใช้เครื่องอัดแบบโรตารีซึ่งมีประสิทธิภาพสูงกว่าเครื่องอัดแบบลูกสูบที่ใช้ในงานวิจัยนี้ จึงเป็นผลให้การพัฒนาค่าสมรรถนะในงานวิจัยนี้มีค่าน้อยกว่า



รูปที่ 5.7 แผนภูมิแท่งของค่า COP_{Act}

จากรูปที่ 5.8 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบโดยจะเริ่มทำการทดสอบเมื่อภายในห้องมีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 30.0 องศาเซลเซียสที่ได้จากการทดสอบในเวลากลางวันช่วง 13.00 - 16.00 น. ซึ่งจากการทดสอบพบว่าก่อนการพัฒนา (AC) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องจะอยู่ที่ประมาณ 29.90 องศาเซลเซียสแต่เมื่อทำการพัฒนาโดยการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่นกับเครื่องปรับอากาศ (ACwWHS) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

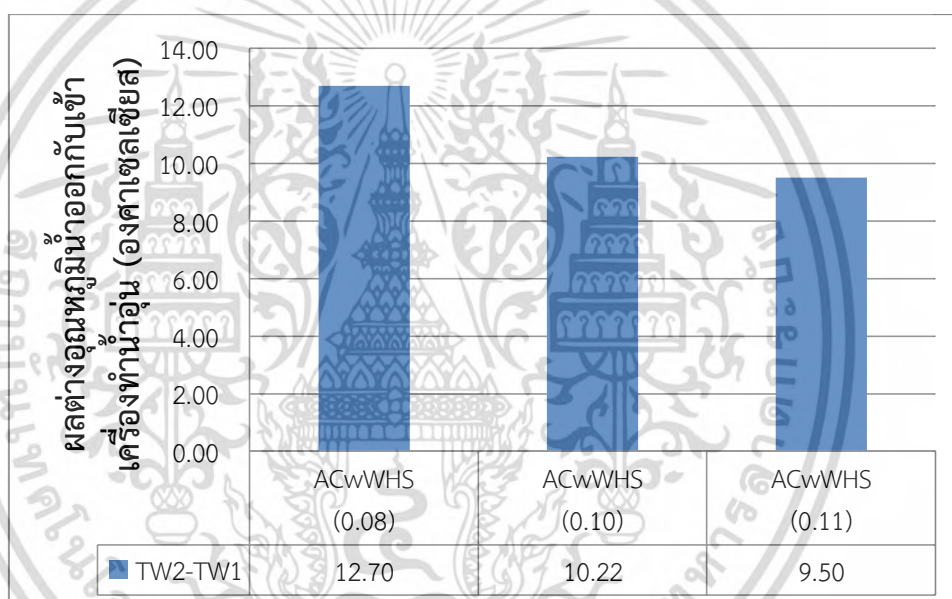
และทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที พบว่ามีอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบ 29.90, 29.21, และ 28.71 องศาเซลเซียสตามลำดับ จะเห็นว่าเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้นแล้วจะส่งผลทำให้ความสามารถในการพาความร้อนดีขึ้นซึ่งจะทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำได้ดีขึ้น จึงเป็นผลทำให้ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้า - ออก เครื่องระเหยและเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าลดลงเป็นผลทำให้เครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มทำ Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมรวมถึง Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ ซึ่งความดันของเครื่องระเหยของระบบลดลงทำให้อุณหภูมิที่คอยล์เย็นหรือเครื่องระเหยทำได้มีอุณหภูมิลดลงรวมถึงสามารถทำ Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์ได้เพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบก็จะลดลงตามอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้น



รูปที่ 5.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบ (องศาเซลเซียส) เทียบกับเวลา (นาทึ)

จากรูปที่ 5.9 พบว่าจากการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศหลังจากพัฒนาแล้ว (ACwWHS) ในเวลากลางวันช่วง 13.00 - 16.00 น. เมื่อทำการทดสอบด้วยอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที จะทำให้มีผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นลดลงจาก 12.70, 10.22, และ 9.50 องศาเซลเซียสตามลำดับ ซึ่งจะมีค่าผลต่างอุณหภูมิน้ำออก-เข้าเครื่องทำน้ำอุ่นเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที เนื่องจาก 40 นาทีแรกในช่วงเริ่มการทดสอบ AcwWHS เครื่องปรับอากาศจะสามารถทำ Cooling Capacity และ System Power ค่อยๆเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกันกับค่าคุณสมบัติสารทำความเย็นทั้ง Absolute Pressure และ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิสารทำความเย็น จนเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อผ่านไปราว 40 นาที โดยจากความร้อนที่ต้องระบายออกจากเครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มคงที่ ดังนั้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำอุ่นแล้วโดยมีอุณหภูมิน้ำขาเข้าอยู่ที่ 33.1 – 34.0 องศาเซลเซียส ทั้งสามค่าอัตราการไหลของมวลน้ำ จากการพบว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำแล้วจะทำให้มีอุณหภูมิน้ำขาออกลดลงซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ Energy Balance โดยมีแนวโน้มเดียวกับงานวิจัย [10] โดยเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำเข้ารับความร้อนจากเครื่องปรับอากาศแล้วจะมีอุณหภูมิน้ำขาออกลดลงและสอดคล้องกับการคำนวณโดย Energy Balance ด้วยเช่นเดียวกัน ซึ่งเมื่ออัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้นอุณหภูมิน้ำขาออกก็จะมีอุณหภูมิที่ต่ำลงด้วยเช่นกัน โดยงานวิจัยนี้สามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิ 46, 44, และ 43 องศาเซลเซียสตามลำดับที่มีอัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้น (0.08, 0.10, 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที)

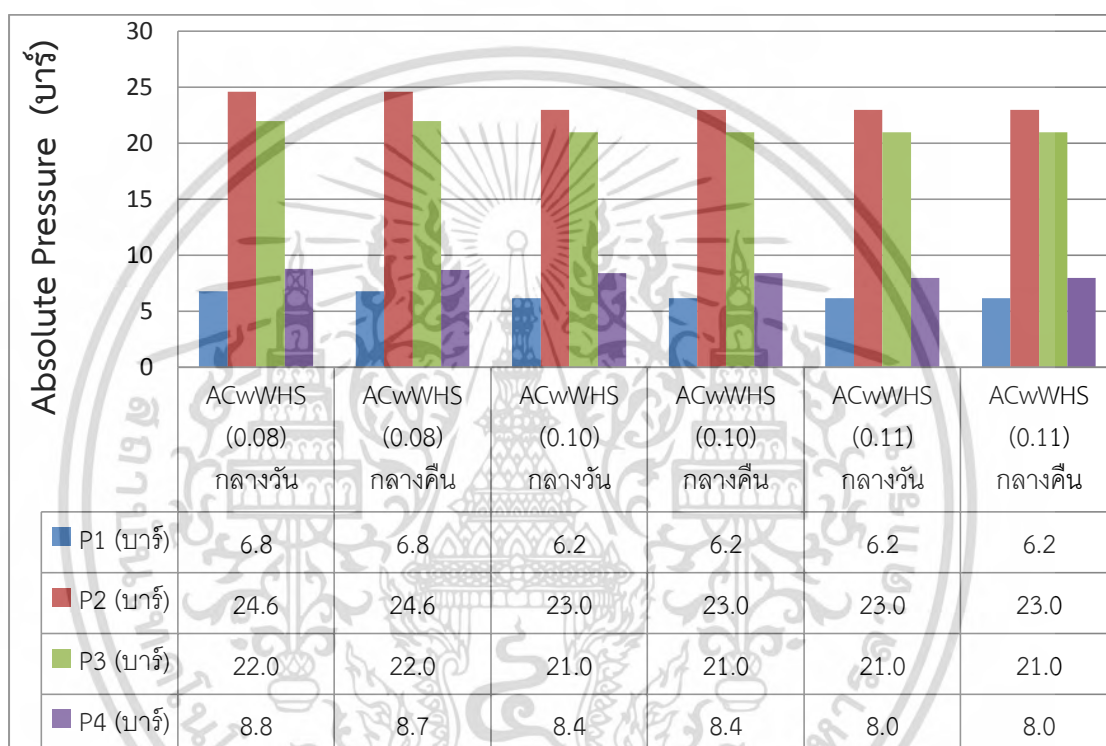


รูปที่ 5.9 แผนภูมิแท่งผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น (องศาเซลเซียส)

5.3 การเปรียบเทียบผลทดลองเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนกับระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ในเวลากลางวัน (13.00-16.00 น.) และกลางคืน (19.00 – 22.00 น.)

จากรูปที่ 5.10 จะเป็นการเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีทั้งในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. และเวลากลางคืนช่วง 19.00 – 22.00 น. โดยจะพบว่าคุณสมบัติ Absolute Pressure ของสารทำความเย็น R-22 (P1, P2, P3, และ P4) ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ได้แก่ เครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องทำน้ำอุ่น, และท่อแคพิลลารี ซึ่งการทดสอบค่า Absolute Pressure จะมีค่าเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที และมีแนวโน้มค่า Absolute Pressure เหล่านี้ไปในแนวทิศทางเดียวกันคือมีแนวโน้ม P1, P2, P3, และ P4 ลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำเนื่องจากเป็นเพิ่มเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

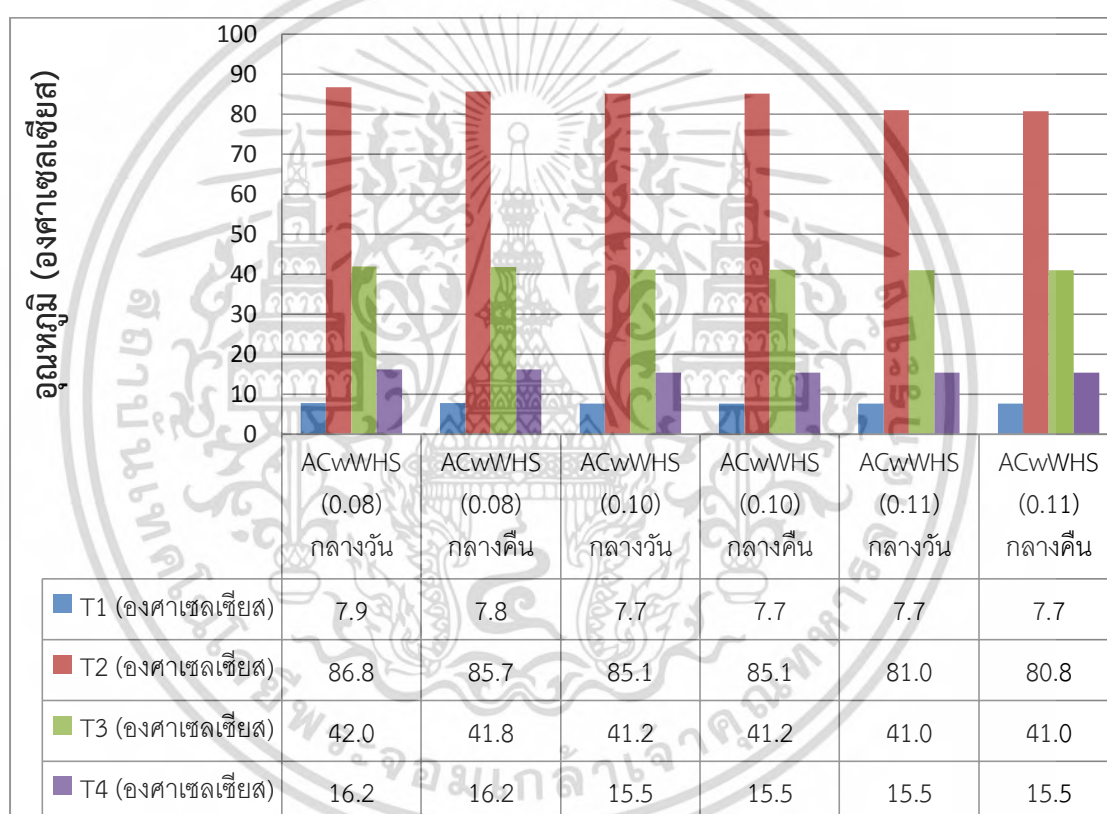
ความสามารถการพาความร้อนจึงทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำได้ดีขึ้น และมีค่าใกล้เคียงกันที่ทำการทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ค่าเดียวกันแต่ต่างเวลาเนื่องจากในการทดสอบ ACwWHS ภายในห้องทดสอบเครื่องระเหยเป็นห้อง Isolated System ซึ่งผลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่มีผลต่อไหลความร้อนภายใน รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและอุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ซึ่งไม่แตกต่างกันมากและพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับระบบก็มีค่าคงที่ เป็นผลทำให้การทดสอบได้ผล Absolute Pressure ของสารทำความเย็น R-22 ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆมีค่าไม่แตกต่างกันมาก



รูปที่ 5.10 แผนภูมิแท่งค่า Absolute Pressure ของสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) กรณีเปรียบเทียบผลการทดลองในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

จากรูปที่ 5.11 จะเป็นการเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ทั้งในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. และเวลากลางคืนช่วง 19.00 – 22.00 น. ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที โดยจะพบว่าคุณสมบัติ อุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 (T1, T2, T3, และ T4) ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆได้แก่ เครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องทำน้ำอุ่น, และท่อแคพิลลารี ซึ่งการทดสอบค่าอุณหภูมิสารทำความเย็นจะมีค่าเข้าสู่สภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที และมีแนวโน้มค่าอุณหภูมิเหล่านี้ลดลงและเป็นไปในแนวทิศทางเดียวกันคือเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำแล้ว จะทำให้ T2 มีค่าลดลงซึ่งจะเป็นการทำให้เครื่องมีความต้องการ Work ของ

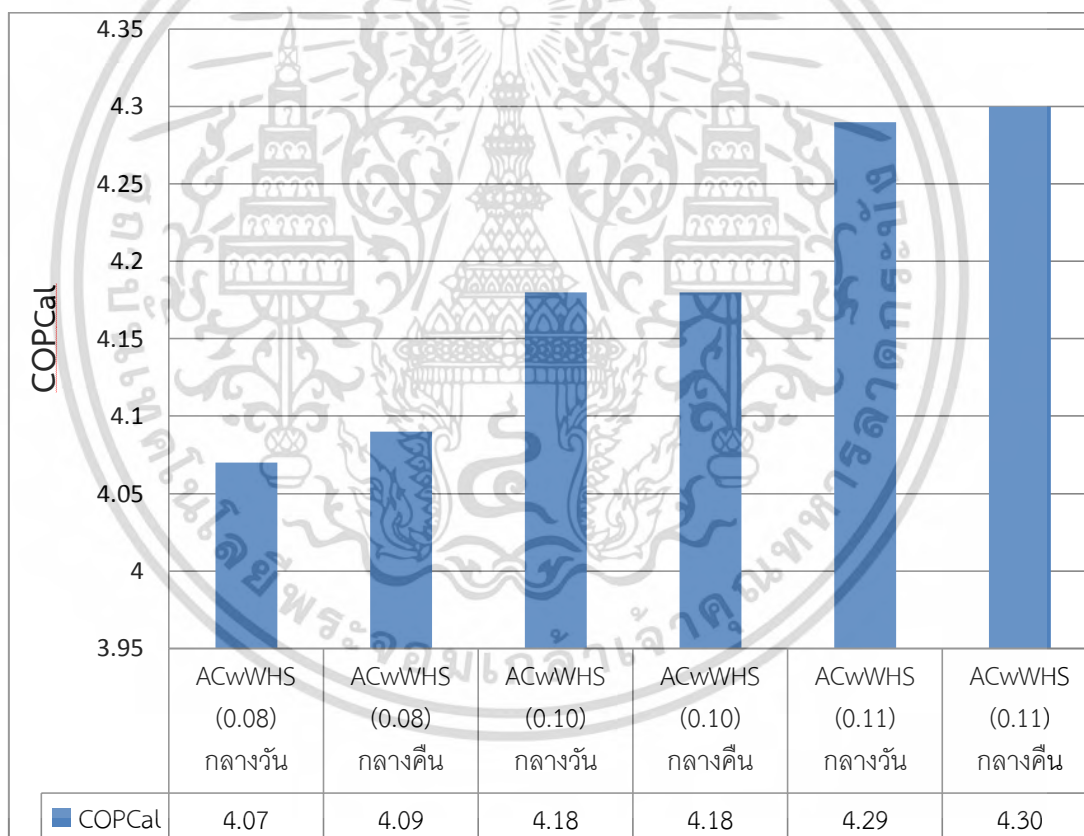
Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมมีค่าลดลง รวมถึงทำให้มีค่า T3 มีค่าลดลงซึ่งจะเป็นการเพิ่ม Degree Subcooling เป็นผลทำให้เครื่องปรับอากาศสามารถทำ Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมได้เพิ่มขึ้น ส่วนค่า T4 ก็จะมีแนวโน้มลดลงตามความดันของสารทำความเย็นที่จะเข้าเครื่องระเหยที่ลดลง ส่วนค่า T1 มีแนวโน้มไม่แตกต่างกันมาก และมีค่าใกล้เคียงกันเมื่อทำการทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ค่าเดียวกันแต่ต่างเวลา เนื่องจากการทดสอบ ACwWHS ภายในห้องทดสอบเครื่องระเหยเป็นห้อง Isolated System ซึ่งผลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่มีผลต่อโหลดความร้อนภายในและพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับระบบก็มีค่าคงที่ รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและอุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ เป็นผลทำให้การทดสอบได้ผลอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆมีค่าไม่แตกต่างกันมาก



รูปที่ 5.11 แผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) กรณีเปรียบเทียบผลการทดลองในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

จากรูป 5.12 จะเป็นการเปรียบเทียบค่า COP_{Cal} จากผลการทดลอง ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีทั้งในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. และเวลากลางคืนช่วง 19.00 – 21.00 น. โดยจะพบว่าคุณสมบัติ Absolute Pressure (P1, P2, P3, และ P4) และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 (T1, T2, T3, และ T4) ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆได้แก่ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องทำน้ำอุ่น, และท่อแคพิลลารี มีแนวโน้มค่าคุณสมบัติเหล่านี้ไปในแนวทิศทางเดียวกันและมีค่าใกล้เคียงกันซึ่งจะมีผลทำให้มีค่า Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัม มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและ Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำซึ่งจะเป็นการเพิ่มความสามารถในการพาความร้อนทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำได้ดียิ่งขึ้น ดังนั้นจะทำให้ค่า COP_{cal} มีค่าไม่แตกต่างกันมากในแต่ละอัตราการไหลของมวลน้ำและมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทั้งในเวลาทดสอบเวลากลางวันและเวลากลางคืน เนื่องจากในการทดสอบ ACwWHS ภายในห้องทดสอบเครื่องระเหยเป็นห้อง Isolated System ซึ่งผลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่มีผลต่อไหลความร้อนภายใน รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและอุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ซึ่งไม่แตกต่างกันมากและพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับระบบก็มีค่าคงที่ เป็นผลทำให้การทดสอบได้ผล COP_{cal} มีค่าไม่แตกต่างกันมาก

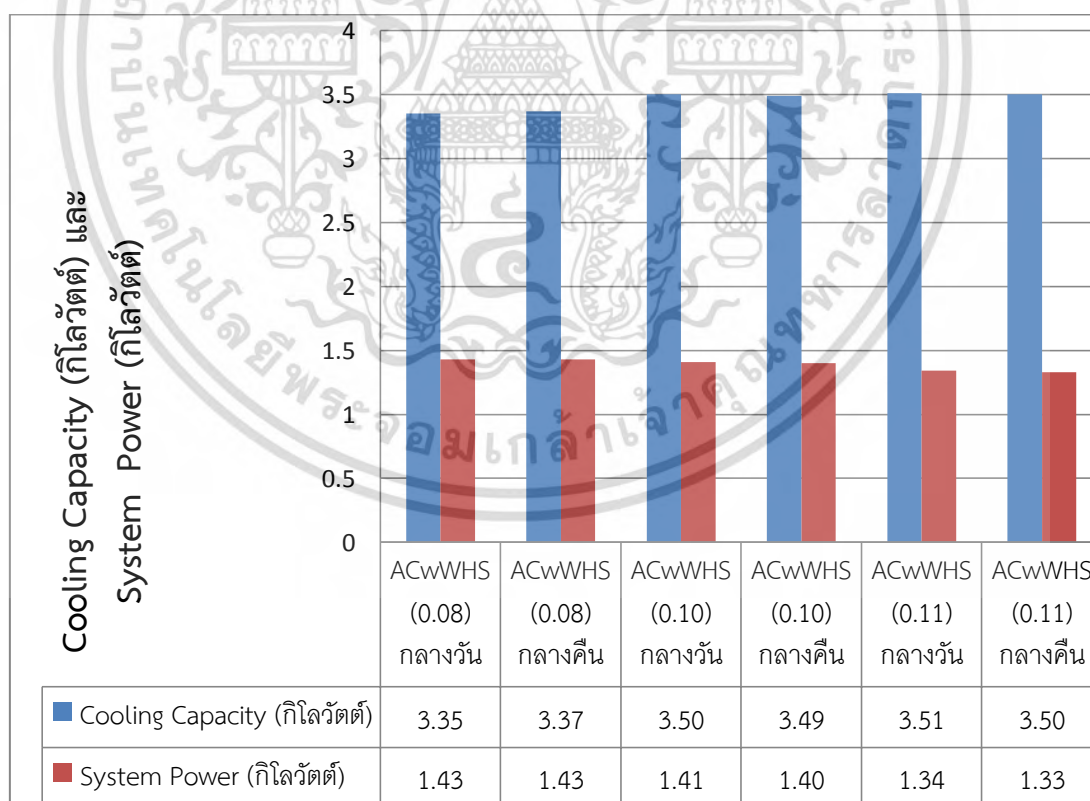


รูปที่ 5.12 แผนภูมิแท่งของค่า COP_{cal}

กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

จากรูป 5.13 จะเป็นการเปรียบเทียบค่า Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์ และ System Power หน่วยกิโลวัตต์ จากผลการทดลอง ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีทั้งในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. และเวลากลางคืนช่วง 19.00 – เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

22.00 น. โดยจะพบว่าคุณสมบัติ Absolute Pressure (P1, P2, P3, และ P4) และอุณหภูมิของสารทำความเย็นของสารทำความเย็น R-22 (T1, T2, T3, และ T4) ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ได้แก่ เครื่องระเหย, เครื่องอัด, เครื่องทำน้ำอุ่น, และท่อแคพิลลารี มีแนวโน้มค่าคุณค่าเหล่านี้ไปในแนวทิศทางเดียวกันและมีค่าใกล้เคียงกันทำให้ Cooling Capacity และ System Power มีแนวโน้มรูปแบบเดียวกันและมีค่า Cooling Capacity และ System Power เข้าสู่ภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที และมีค่าใกล้เคียงที่การทดสอบที่มีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เท่ากัน โดยค่า Cooling Capacity เพิ่มขึ้นและค่า System Power ลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำเนื่องจากเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำแล้วจะทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำทำได้ดีขึ้นเป็นผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมี Pressure Ratio ลดลง, มีอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้น, Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์มีค่าเพิ่มขึ้น, และ System Power หน่วยกิโลวัตต์มีค่าลดลง และเนื่องจากในการทดสอบ ACwWHS ภายในห้องทดสอบเครื่องระเหยเป็นห้อง Isolated System ซึ่งผลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่มีผลต่อโหลดความร้อนภายใน รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและอุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ซึ่งไม่แตกต่างกันมากและพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับระบบก็มีค่าคงที่ เป็นผลทำให้การทดสอบได้ผล Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์และ System Power หน่วยกิโลวัตต์มีค่าไม่แตกต่างกันมาก

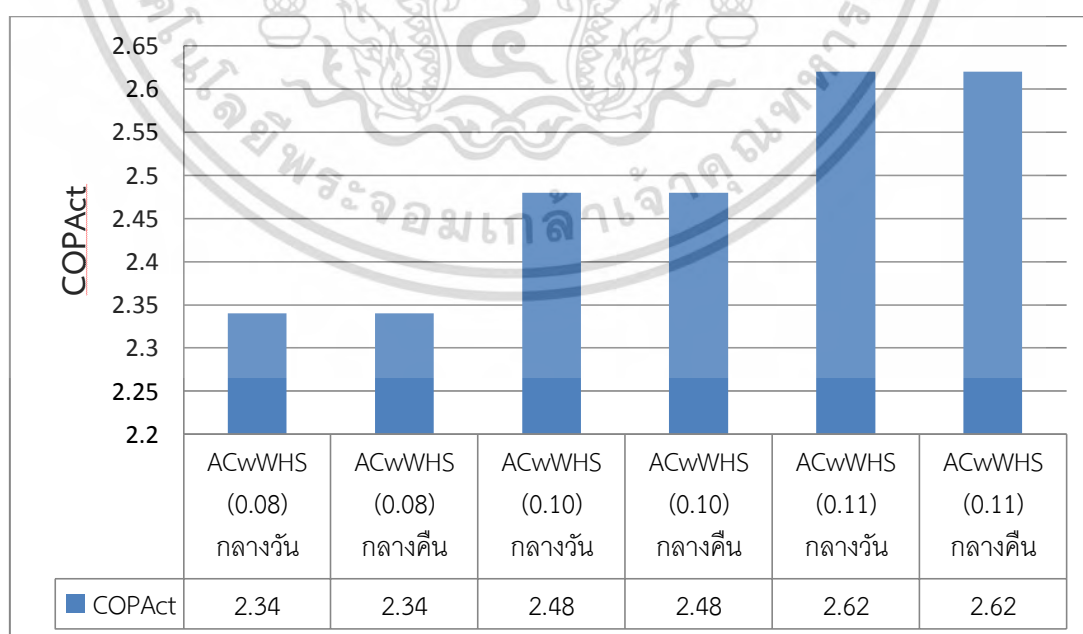


รูปที่ 5.13 แผนภูมิแท่งของค่า Cooling Capacity (กิโลวัตต์) กับ System Power (กิโลวัตต์)

กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 5.14 จะเป็นการเปรียบเทียบค่า COP_{Act} จากผลการทดลอง ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีทั้งในเวลากลางวันช่วง 13.00 – 16.00 น. และเวลากลางคืนช่วง 19.00 – 22.00 น. โดยจะพบว่าจากค่า Cooling Capacity และ System Power หน่วยกิโลวัตต์ ในแต่ละการทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำเดียวกันทั้งในเวลากลางวันและกลางคืนพบมีค่าไม่แตกต่างกันมากส่งผลทำให้ COP_{Act} มีค่าไปแนวโน้มเดียวกันและมีค่าใกล้เคียงกันที่แต่การทดสอบ เนื่องจากการทดสอบ ACwWHS ภายในห้องทดสอบเครื่องระเหยเป็นห้อง Isolated System ซึ่งผลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่มีผลต่อโหลดความร้อนภายใน รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและอุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ซึ่งไม่แตกต่างกันมากและพลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้กับระบบก็มีค่าคงที่ เป็นผลทำให้การทดสอบได้ผล COP_{Act} มีค่าไม่แตกต่างกันมาก โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำเพราะจะเป็นการเพิ่มความสามารถการพาความร้อนทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำได้ดีขึ้น ซึ่งระบบเครื่องปรับอากาศสามารถทำ Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์มีค่าเพิ่มขึ้นและ System Power หน่วยกิโลวัตต์มีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำจึงทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีค่า COP_{Act} เพิ่มขึ้น แต่ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ค่า 0.08 กิโลกรัมต่อวินาทียังคงทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีค่า COP_{Act} มีค่าลดลงหรือน้อยกว่าก่อนการพัฒนาอยู่ จากปัจจัยอิทธิพลของมวลสารทำความเย็นที่ไม่คงที่ โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีค่า Pressure Ratio ของระบบมีค่าลดลงและที่อัตราการไหลน้ำที่ค่านี้สามารถผลิตน้ำอุ่นได้ราว 46 องศาเซลเซียส ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงและส่งผลทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำเป็นไปโดยยากจึงเป็นผลทำให้ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาทียังคงมีค่า COP_{Act} ลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีก่อนการพัฒนา

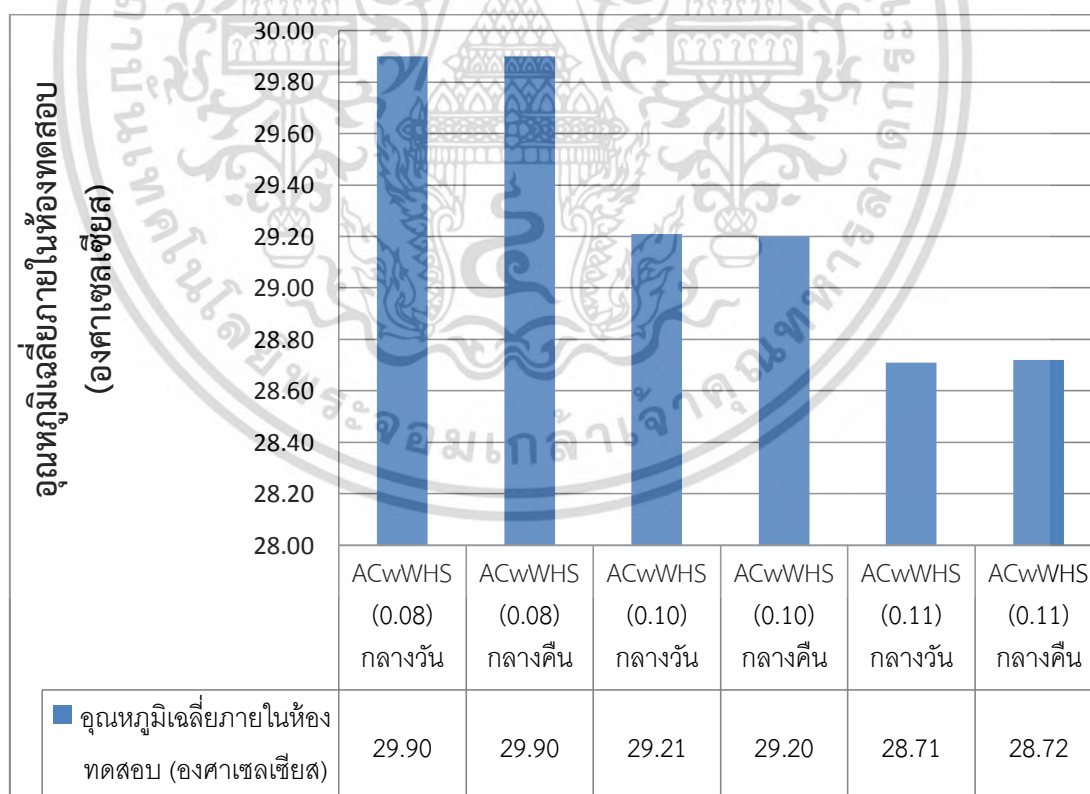


รูปที่ 5.14 แผนภูมิแท่งของค่า COP_{Act}

กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่วนวิชาสหวิทยาการเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับผูกพันให้ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 5.15 จะเป็นการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบ จากผลการทดลอง ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีทั้งในเวลากลางวัน และเวลากลางคืน โดยจะพบว่าจากรูป 5.10 – 5.14 ซึ่งเป็นแสดงค่าต่างๆในการทดสอบเปรียบเทียบ กลางวันกับกลางคืนซึ่งมีค่า Absolute Pressure และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ที่ผ่าน อุปกรณ์ต่างๆ ห้องทดสอบเป็นระบบ Isolated System รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและ อุณหภูมิเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ เป็นผลทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบมีอุณหภูมิลดลง เมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นซึ่งเป็นแนวโน้มเดียวกันเมื่อทดสอบในเวลากลางวันหรือ กลางคืนที่อัตราการไหลของมวลน้ำอื่นๆ โดยจะเห็นว่าเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้นแล้วจะ ส่งผลทำให้ความสามารถในการพาความร้อนดีขึ้นซึ่งจะทำให้สารทำความเย็นระบายความร้อนสู่น้ำได้ ดีขึ้น จึงเป็นผลทำให้ความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้า – ออก เครื่องระเหยและเครื่อง ทำน้ำอุ่นมีค่าลดลงเป็นผลทำให้เครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มทำ Cooling Effect หน่วยกิโลจูลต่อ กิโลกรัมรวมถึง Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ ซึ่ง ความดันของเครื่องระเหยของระบบลดลงทำให้อุณหภูมิที่คอยล์เย็นหรือเครื่องระเหยทำได้อุณหภูมิ ลดลงรวมถึงสามารถทำ Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์ได้เพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยภายใน ห้องทดสอบก็จะลดลงตามอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้น

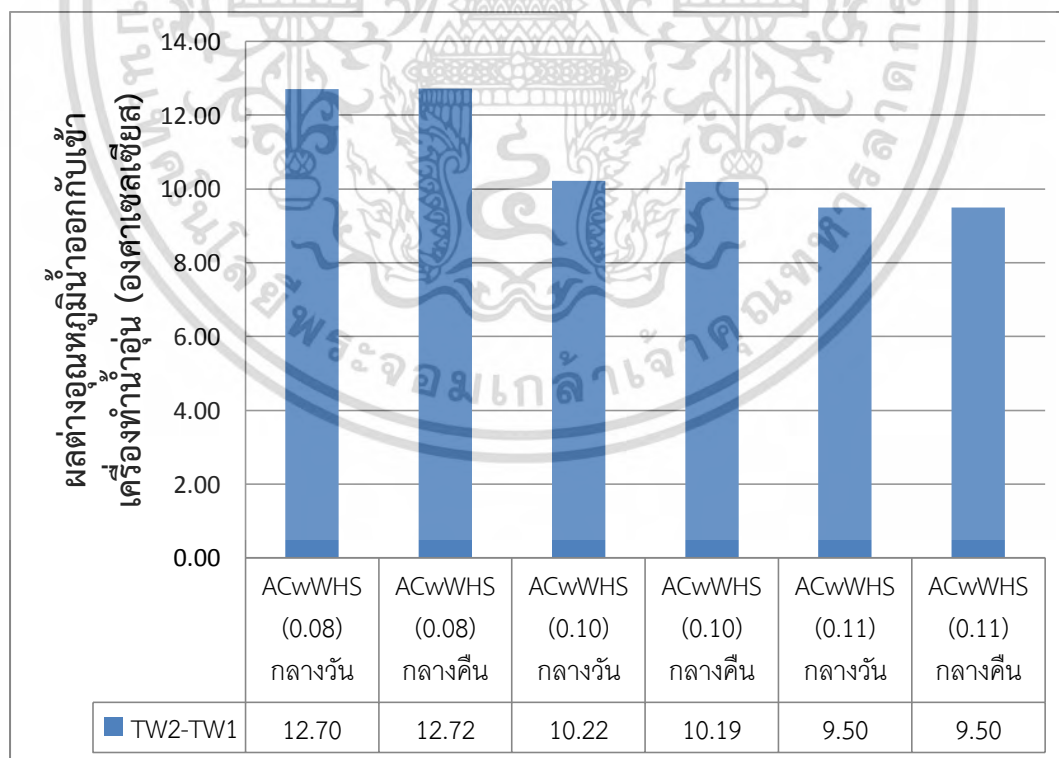


รูปที่ 5.15 แผนภูมิแท่งค่าอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบ (องศาเซลเซียส)

เทียบกับเวลา (นาท) กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 5.16 จะเป็นการเปรียบเทียบค่าผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น จากผลการทดลอง ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีทั้งในเวลากลางวันและเวลากลางคืน ซึ่งการทดสอบค่าผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นจะมีค่าเข้าสู่ภาวะ Steady State เมื่อเวลาผ่านไปราว 40 นาที และพบว่าจากรูป 5.10 – 5.14 ซึ่งเป็นแสดงค่าต่างๆในการทดสอบเปรียบเทียบกลางวันกับกลางคืนซึ่งมีค่า Absolute Pressure และอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆ ห้องทดสอบเป็นระบบ Isolated System รวมถึงอัตราการไหลของมวลน้ำและอุณหภูมิเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นมีค่าคงที่ เป็นผลทำให้ผลต่างอุณหภูมิ น้ำออก-เข้าเครื่องทำน้ำอุ่น มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันคือเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้น ผลต่างอุณหภูมิน้ำออก-เข้าเครื่องทำน้ำอุ่น ก็จะมีค่าลดลง ซึ่งเป็นแนวโน้มเดียวกันเมื่อทดสอบในเวลา กลางวันหรือกลางคืนที่อัตราการไหลของมวลน้ำอื่นๆ โดยความร้อนที่ต้องระบายออกจาก เครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มคงที่ ดังนั้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่เข้าเครื่องทำน้ำอุ่นแล้วโดย มีอุณหภูมิน้ำขาเข้าอยู่ที่ 33.1 – 34.0 องศาเซลเซียส ทั้งสามค่าอัตราการไหลของมวลน้ำที่ทำการ ทดสอบ แล้วจะพบว่าทำให้มีอุณหภูมิน้ำขาออกลดลงซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ Energy Balance ซึ่งเมื่ออัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้นอุณหภูมิน้ำขาออกก็จะมีอุณหภูมิที่ต่ำลงด้วยเช่นกัน โดยงานวิจัยนี้สามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิ 46, 44, และ 43 องศาเซลเซียสตามลำดับที่มีอัตรา การไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้น (0.08, 0.10, 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที) ทั้งในเวลากลางวันและกลางคืน



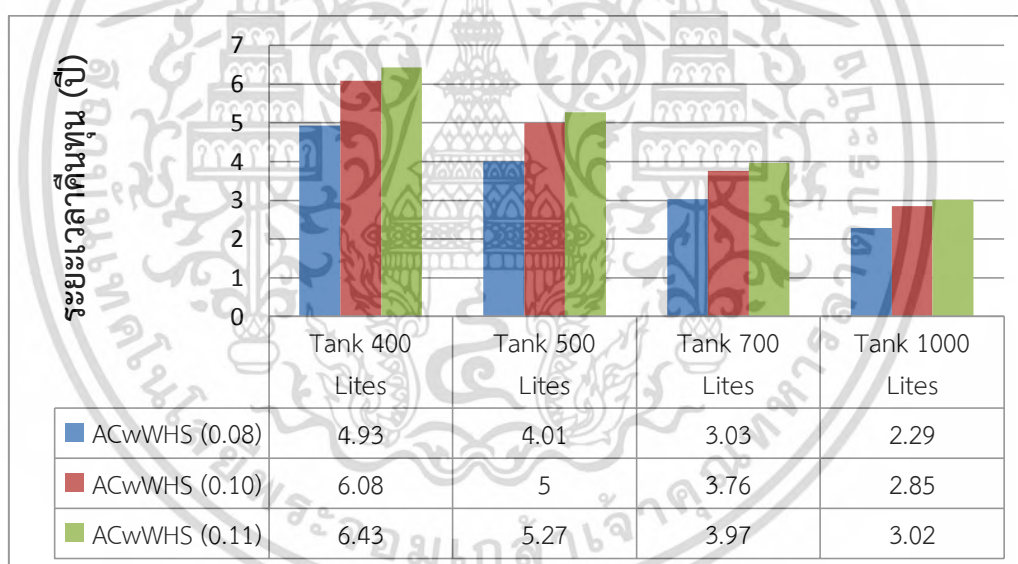
รูปที่ 5.16 แผนภูมิแท่งผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่น (องศาเซลเซียส)

กรณีเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและในเวลากลางคืน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 ระยะเวลาคืนทุนของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนกับระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS)

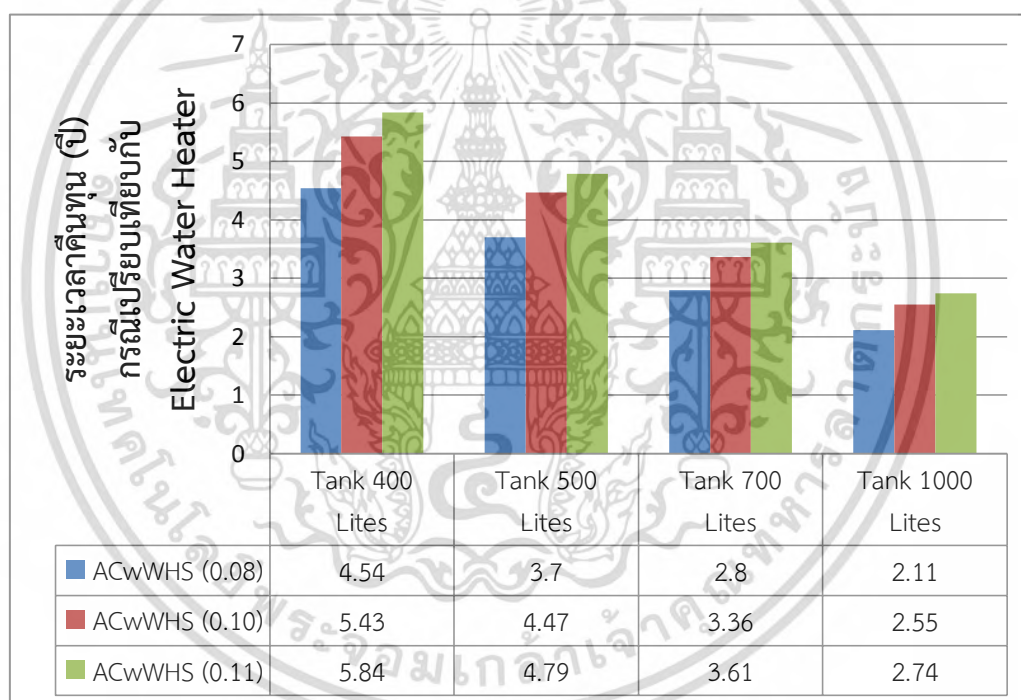
จากรูปที่ 5.17 แสดงระยะคืนทุนในงานวิจัยนี้สามารถผลิตน้ำอุ่นที่สามารถรับพลังงานได้ประมาณ 4.3 กิโลวัตต์โดยใช้พลังงานในการผลิต 1.34 – 1.43 กิโลวัตต์ ซึ่งจะประหยัดพลังงานได้ประมาณ 3 กิโลวัตต์ และจะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่ไหลเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นแล้วระยะเวลาของระยะคืนทุนจะเพิ่มขึ้น เนื่องจากที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่มากกว่าจะทำให้มีเวลาในการผลิตน้ำอุ่นได้สั้นกว่าหรือมีเวลาที่ประหยัดพลังงานราว 3 กิโลวัตต์ได้น้อยกว่าอัตราการไหลของมวลน้ำที่ช้าๆ เมื่อเปรียบเทียบที่ขนาดความจุของถังเก็บน้ำที่เท่ากัน แต่เมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำแล้วซึ่งจะเป็นการเพิ่มต้นทุนไปด้วยโดยจะมีต้นทุนเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำอุ่น แต่ก็ยังทำให้ระยะเวลาคืนทุนลดลงเนื่องจากระบบสามารถผลิตน้ำอุ่นได้ปริมาณมากขึ้นหรือสามารถประหยัดพลังงานราว 3 กิโลวัตต์ได้นานขึ้นตามขนาดถังเก็บน้ำที่เพิ่มขึ้น แต่ที่ทุกขนาดถังเก็บน้ำอุ่นที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่มากกว่าก็จะมีระยะเวลาคืนทุนยาวนานกว่าที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่น้อยๆ โดยจะประหยัดพลังงานรวมถึงผลิตน้ำอุ่นที่ใช้เวลาสั้นกว่า



รูปที่ 5.17 แผนภูมิแท่งระยะเวลาคืนทุน (ปี)

จากรูปที่ 5.18 แสดงระยะเวลาคืนทุนซึ่งเปรียบเทียบกับเครื่องทำน้ำอุ่นในงานวิจัยนี้กับการที่ใช้ Electric Water Heater หรือฮีตเตอร์ในการผลิตน้ำอุ่นที่อัตราการไหลของมวลน้ำและผลต่างอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำอุ่นที่ค่าเดียวกัน ซึ่งเครื่องทำน้ำอุ่นในงานวิจัยนี้สามารถทำให้น้ำรับพลังงานได้ประมาณ 4.30 กิโลวัตต์ เมื่อต้องการผลิตน้ำอุ่นจากฮีตเตอร์ที่ต้องการให้น้ำรับพลังงานเท่ากับเครื่องทำน้ำอุ่นในงานวิจัยนี้จะต้องใช้พลังงานไฟฟ้าขนาด 4.60 กิโลวัตต์เป็นอย่างน้อยซึ่งเป็นผลสำรวจของโครงการฉลากเบอร์ 5 การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย [28] โดยในงานวิจัยนี้จะใช้พลังงานไฟฟ้าผลิตน้ำอุ่นอยู่ที่ 1.33 – 1.43 กิโลวัตต์ซึ่งจะเป็นการประหยัดพลังงานได้มากขึ้น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยประมาณ 3.3 กิโลวัตต์ เป็นผลทำให้ ระยะเวลาคืนทุนในกรณีนี้มีระยะเวลาลดลงโดยประมาณ 10% เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี ระยะเวลาคืนทุนที่คิดก่อนหน้านี้ และจะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่ไหลเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นแล้วระยะเวลาของ ระยะเวลาคืนทุนจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่มากกว่าจะทำให้มีเวลาในการผลิตน้ำอุ่นได้สั้นกว่าหรือมีเวลาที่ประหยัดพลังงานราว 3.3 กิโลวัตต์ได้น้อยกว่าอัตราการไหลของมวลน้ำที่ช้าๆ เมื่อเปรียบเทียบที่ขนาดความจุของถังเก็บน้ำที่เท่ากัน แต่เมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำแล้วซึ่งจะเป็นการเพิ่มต้นทุนไปด้วย โดยจะมีต้นทุนเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำอุ่น แต่ก็ยังทำให้ระยะเวลาคืนทุนลดลงเนื่องจากระบบสามารถผลิตน้ำอุ่นได้ปริมาณมากขึ้นหรือสามารถประหยัดพลังงานราว 3.3 กิโลวัตต์ได้นานขึ้นตามขนาดถังเก็บน้ำที่เพิ่มขึ้น แต่ที่ทุกขนาดถังเก็บน้ำอุ่นที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่มากกว่าก็จะมี ระยะเวลาคืนทุนยาวนานกว่าที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่น้อยๆ โดยจะประหยัดพลังงานรวมถึงผลิตน้ำอุ่นที่ใช้เวลาสั้นกว่า



รูปที่ 5.18 แผนภูมิแท่งระยะเวลาคืนทุนกรณีเปรียบเทียบกับ Electric Water Heater (ปี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการทดลอง

จากการพัฒนาเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนโดยการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) เข้าไปด้วยแล้ว ซึ่งนอกจากได้น้ำอุ่นเป็นผลิตภัณฑ์ที่อุณหภูมิ 46, 44, และ 43 องศาเซลเซียส ตามอัตราการไหลเข้าของมวลน้ำ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีตามลำดับ โดยมีแนวโน้มเดียวกับงานวิจัย [10] เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำเข้ารับความร้อนจากเครื่องปรับอากาศแล้วจะมีอุณหภูมิน้ำขาออกลดลง แล้วรวมถึงสามารถทำให้ภายในห้องทดสอบมีอุณหภูมิเฉลี่ยลดลงจากอุณหภูมิเริ่มต้นการทดสอบที่ 30.0 องศาเซลเซียสคือ 29.9, 29.2, 28.7 เซลเซียสตามอัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาทีตามลำดับ จากก่อนการพัฒนาจะอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบที่ 29.9 องศาเซลเซียส

นอกจากได้ผลิตภัณฑ์เป็นน้ำอุ่นแล้วยังเป็นการพัฒนาค่าสมรรถนะได้เพิ่มขึ้นตามที่แสดงในตารางที่ 6.1 ซึ่งเป็นการสรุปและเปรียบเทียบค่า COP ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า COP_{Cal} สามารถพัฒนาได้ถึง 50 - 65% (จาก 2.60 เป็น 4.07, 4.18, และ 4.29) แต่ค่า COP_{Act} สามารถพัฒนาได้ 2 - 8% (จาก 2.44 เป็น 2.47 และ 2.65) ซึ่งเป็นไปตามงานวิจัย [10] เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่เข้ามารับความร้อนจากสารทำความเย็นแล้วมีค่าสมรรถนะเพิ่มขึ้น โดยเครื่องปรับอากาศสามารถทำ Cooling Capacity ได้เพิ่มขึ้นและมีแนวโน้มการใช้ System Power ลดลง

แต่จะเห็นได้ว่าค่า COP_{Act} ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที มีค่าน้อยกว่ากรณีก่อนการพัฒนาเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC) ซึ่งไม่ได้เป็นแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นเหมือนกับค่า COP_{Cal} เนื่องจากเมื่ออัตราการไหลของมวลน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นเพิ่มขึ้นนอกจากเป็นผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศสามารถระบายความร้อนได้ดีขึ้นยังเป็นผลทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมี Pressure Ratio ของระบบลดลง ทำให้มีอัตราการไหลของมวลสารทำความเย็นที่ไม่คงที่ ซึ่งจะส่งผลต่อ Compressor Power และส่งผลต่อค่า COP_{Act} และอีกสาเหตุหนึ่งคือที่อัตราการไหลของมวลน้ำนี้จะสามารถผลิตน้ำอุ่นได้ 46.0 องศาเซลเซียส ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงโดยจะส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นสู่น้ำเป็นไปด้วยความยาก จากปัจจัยเหล่านี้จึงเป็นสาเหตุทำให้ที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที มี COP_{Act} น้อยกว่าประมาณ 3% เมื่อเทียบกับก่อนการพัฒนาเครื่องปรับอากาศ ซึ่งในงานวิจัย [12 - 15] ค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศจะลดลงเมื่อผลิตน้ำอุ่นภายในถึงได้อุณหภูมิ 43 องศาเซลเซียสขึ้นไป แต่ในงานวิจัยนี้จะมีค่า COP_{Act} ลดลงเมื่อจะอัตราการไหลของมวลน้ำที่อยู่ระหว่าง 0.08 - 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที หรือมีอุณหภูมิผลต่างอุณหภูมิน้ำออก - เข้าอยู่ระหว่าง 10.20 - 12.70 ซึ่งจะมีอุณหภูมิน้ำขาออก

โดยประมาณ 44 - 46 องศาเซลเซียส ซึ่งมีอุณหภูมิที่สูงว่าเนื่องจากงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาความร้อน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบบังคับซึ่งสามารถพาความร้อนได้ดีกว่าการพาความร้อนแบบธรรมชาติโดยเป็นไปตามทฤษฎี [24] ซึ่งเป็นงานวิจัย [12 - 15]

ในส่วนการเปรียบเทียบผลการทดสอบ ACwWHS ที่อัตราการไหลของมวลน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำอุ่น 0.08, 0.10, และ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที ที่ทำการทดสอบในเวลากลางวันและกลางคืน ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า Absolute Pressure (P1, P2, P3, และ P4) และอุณหภูมิของสารทำความเย็น (T1, T2, T3, และ T4) ของสารทำความเย็น R-22 ที่ผ่านอุปกรณ์ต่างๆได้แก่ เครื่องระเหย, เครื่องอัดหรือ, เครื่องทำน้ำอุ่น, และท่อแคพิลลารี มีแนวโน้มค่าคุณสมบัติเหล่านี้ไปในแนวทิศทางเดียวกันและมีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งจะมีผลทำให้มีค่า Cooling Effect และ Work ของ Compressor หน่วยกิโลจูลต่อกิโลกรัมมีค่าที่ไม่แตกต่างกันมาก ดังนั้นจะทำให้ค่า COP_{Cal} มีค่าไม่แตกต่างกันมาก เช่นเดียวกันในแต่ละอัตราการไหลของมวลน้ำ และมีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทั้งในเวลาทดสอบเวลากลางวันและเวลากลางคืน ซึ่งจากคุณสมบัติของสารทำความเย็นที่มีค่าไม่แตกต่างกันมากในแต่ละการทดสอบ ผลที่ตามมาคือค่า Cooling Capacity หน่วยกิโลวัตต์ มีค่าใกล้เคียงกัน รวมถึง System Power หน่วยกิโลวัตต์ มีแนวโน้มรูปแบบเดียวกันส่งผลทำให้ COP_{Act} มีค่าไปแนวโน้มเดียวกันและอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบรวมถึงผลต่างอุณหภูมิของน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นก็มีค่าที่ใกล้เคียงกันและมีค่าไปในทิศทางเดียวกัน ในส่วนของอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบก็ลดลงเช่นเดียวกันกับผลต่างอุณหภูมิน้ำออกกับเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นที่ลดลงเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้น ซึ่งในการทดสอบการเปรียบเทียบผลการทดลอง ACwWHS ในเวลากลางวันและกลางคืนแล้วมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันและมีค่าไม่แตกต่างกันมากเนื่องจาก ภายในห้องทดสอบเป็นห้องแบบ Isolated System โดยปัจจัยจากสิ่งแวดล้อมภายนอกจะไม่มีผลต่อห้องทดสอบและระบบมีการใช้พลังงานไฟฟ้าอย่างคงที่ตลอดการทดสอบ รวมถึงในการทดสอบมีอัตราการไหลของมวลและอุณหภูมิของน้ำเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นที่คงที่

เมื่อเครื่องปรับอากาศ (AC) ได้รับการพัฒนาด้วยการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) จะสามารถผลิตน้ำอุ่นที่สามารถรับพลังงานได้ประมาณ 4.30 กิโลวัตต์ซึ่งจะใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 1.33 - 1.43 กิโลวัตต์เท่านั้น โดยจะเป็นการประหยัดพลังงานไฟฟ้าไปได้ประมาณ 3.0 กิโลวัตต์ เมื่อคิดระยะเวลาคืนทุน พบว่าเมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำแล้วระยะเวลาคืนทุนจะมีระยะเวลาที่สั้นลงเพราะสามารถผลิตน้ำอุ่นได้มากขึ้น แต่จะมีระยะเวลานานขึ้นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำเนื่องจากจะใช้เวลาน้อยกว่าในการผลิตน้ำหรือน้ำจะเต็มถังเก็บเร็วขึ้นเมื่อเทียบกับขนาดถังที่มีความจุเดียวกัน

การคิดระยะคืนทุนในกรณีที่ใช้ Electric Water Heater หรือฮีตเตอร์เพื่อการผลิตน้ำอุ่นที่อัตราการไหลของมวลน้ำและผลต่างอุณหภูมิที่เท่ากันกับงานวิจัยนี้แล้ว พบว่าจะต้องใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเป็น 4.60 กิโลวัตต์โดยประมาณ ซึ่งในงานวิจัยนี้สามารถผลิตน้ำอุ่นที่สามารถรับพลังงานได้ประมาณ 4.30 กิโลวัตต์ซึ่งจะใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 1.33 - 1.43 กิโลวัตต์เท่านั้น ซึ่งจะสามารถประหยัดพลังงานได้มากขึ้น 3.3 กิโลวัตต์ ดังนั้นระยะเวลาคืนทุนในกรณีนี้ก็จะมีเร็วขึ้นโดยประมาณ 10% เมื่อเทียบกับการคิดระยะเวลาคืนทุนก่อนหน้านี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์หรือการสงวนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าที่แสดงในตารางที่ 6.1 จะเห็นได้ว่าในกรณี AC มีค่า COP_{Cal} กับ COP_{Act} มีค่าแตกต่างกันค่อนข้างน้อย โดยจะมีค่า COP_{Cal} มากกว่าค่า COP_{Act} เนื่องจากในกระบวนการที่เกิดขึ้นจริงระบบเครื่องปรับอากาศต้องการใช้พลังงานนอกจากส่วนที่ขับเคลื่อนเครื่องอัดแล้วยังต้องมีให้กับส่วนอื่นๆ เช่น พัดลมที่เครื่องระเหย, พัดลมที่ชุดคอนเดนซิ่ง, และระบบควบคุม เป็นต้น ซึ่งเมื่อคิดค่า COP_{Cal} แล้วจะคิดแค่ค่างานให้กับเครื่องอัดเท่านั้นจึงเป็นผลทำให้ค่า COP_{Cal} มีค่ามากกว่าค่า COP_{Act} ในกรณี AC และในส่วนกรณี ACwWHS จะมีผลต่างค่า COP_{Cal} กับ COP_{Act} มากเนื่องจากการคิดค่า COP_{Act} นั้น System Power หน่วยกิโลวัตต์จะมีอิทธิพลของสารทำความเย็นที่มีไม่คงที่ในแต่ละการทดสอบของแต่ละอัตราการไหลของมวลน้ำ ทำให้มีผลต่อการคิดคำนวณค่า COP_{Act} ซึ่งทำให้สามารถพัฒนาได้ 2 - 9% แต่การคิด COP_{Cal} สามารถพัฒนาได้ 50 - 60% เนื่องจากเมื่อทำการพัฒนาเครื่องปรับอากาศด้วยการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) แล้วทำให้กระบวนการอัดของสารทำความเย็นมีพฤติกรรมราวกับเป็นกระบวนการ isentropic คือเป็นกระบวนการที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าและออกจากระบบรวมถึงไม่มีแรงเสียดทานในกระบวนการอัด โดยจะเป็นการทำให้เครื่องอัดใช้งานน้อยลงกว่ากระบวนการที่เกิดขึ้นจริง ซึ่งจากการทดสอบ AC เครื่องอัดจะไม่แสดงพฤติกรรมที่เป็น isentropic เพราะเป็นกระบวนการที่อยู่ในอุดมคติเท่านั้นโดยแสดงไว้ในรูปที่ 5.4 ดังนั้นแล้วเมื่อทดสอบ ACwWHS สารทำความเย็นที่ผ่านเครื่องอัดจะแสดงพฤติกรรมที่เป็น isentropic แต่ไม่สามารถกำจัดปัจจัยของการถ่ายเทความร้อนเข้าและออกจากระบบรวมถึงแรงเสียดทานไปได้ และในกระบวนการที่เกิดขึ้นจริงระบบเครื่องปรับอากาศต้องการใช้พลังงานนอกจากส่วนที่ขับเคลื่อนเครื่องอัดแล้วยังต้องมีให้กับส่วนอื่นๆเช่นเดียวกับกรณีการทดสอบ AC จึงทำให้เมื่อทดสอบ ACwWHS แล้วมีผลต่างของค่า COP_{Cal} กับ COP_{Act} มีค่าที่แตกต่างกันมาก

ตารางที่ 6.1 ตารางเปรียบเทียบค่า COP_{Cal} และ COP_{Act}

Case	AC	ACwWHS		
Condition	กรณี COP มีค่าน้อยที่สุด	อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08 กิโลกรัมต่อวินาที	อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 กิโลกรัมต่อวินาที	อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.11 กิโลกรัมต่อวินาที
COP_{Cal}	2.60	4.07	4.18	4.29
COP_{Act}	2.44	2.34	2.47	2.65

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ข้อเสนอแนะ

ในส่วนข้อเสนอแนะ เครื่องทำน้ำอุ่นควรเปลี่ยนจากท่อทองแดงเป็นท่อไทเทเนียมเนื่องจากท่อทองแดงมีการสัมผัสกับน้ำร้อนหรือน้ำอุ่นเป็นเวลานานๆ จะเกิดคราบตะกรันซึ่งเกิดจากปฏิกิริยาทางเคมีซึ่งจะส่งผลต่อผู้ใช้น้ำอุ่นอาจทำให้เกิดการแพ้ระคายเคืองต่อผิวหนัง ซึ่งท่อไทเทเนียมจะไม่เกิดปฏิกิริยาทางเคมีเช่นนี้แต่จะมีราคาที่สูงกว่าทองแดงโดยจะส่งผลต่อการคืนทุนที่ใช้เวลานานขึ้น

การนำระบบทำน้ำอุ่นไปใช้กับเครื่องปรับอากาศชนิดที่ใช้สารทำความเย็นชนิดอื่น ที่ไม่ใช่ R-22 เช่น เครื่องปรับอากาศที่ใช้สารทำความเย็น R-410A , R-32 , หรืออื่นๆ ควรเปลี่ยนโซลินอยด์และเช็ควาล์วที่สามารถทนความดันทางด้านสูงให้เหมาะสมต่อสารทำความเย็นนั้นๆ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1] สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน (สนพ.) กระทรวงพลังงาน. “10 อันดับเครื่องใช้ไฟฟ้าที่ดูเงินในกระเป๋าเรามากที่สุด.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : www.eppo.go.th/power/power2554.pdf
- [2] สำนักงานสถิติแห่งชาติ. “ร้อยละครัวเรือน ที่รายการเป็นเจ้าของสินทรัพย์บางชนิด รายการภาค.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : <http://service.nso.go.th/nso/nsopublish/themes/files/energyImp53.pdf>
- [3] การประปานครหลวง. “โครงการระบบเฝ้าระวังคุณภาพน้ำแบบ Real Time.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : <http://rwc.mwa.co.th/page/home/>
- [4] กรมอุตุนิยมวิทยา. “พยากรณ์อากาศประจำวัน.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : https://www.tmd.go.th/daily_forecast.php
- [5] Y.H. Yau and H.L. Pean. “The performance study of a split type air conditioning system in the tropics, as affected by weather.” Energy and buildings 72. 2013.
- [6] I. Ibrahim Nasiru et al. “Experimental investigation of a vapor compression system with condenser air pre-cooling by condensate.” Applied Thermal Engineering 110. 2017. pp. 1255-1263
- [7] R. Abdel Hady Mohamed et al. “Experimental investigation on the performance of chilled – water air conditioning unit using alumina nanofluids.” Thermal Science and Engineering Progress. 2017.
- [8] Tianwei Wang et al. “Experimental investigation of air conditioning system using evaporative cooling condenser.” Energy and Buildings 81. 2014. pp. 435-443
- [9] W.L. Lee et al. “Modeling the performance characteristics of water-cooled air-conditioners.” Energy and Buildings 40. 2008. pp. 1456-1465
- [10] Yi Xiaowen and W.L. Lee. “The use of helical heat exchanger for heat recovery domestic water-cooled air-conditioners.” Energy Conversion and Management 50. 2009. pp. 240-246
- [11] Jiankai Dong et al. “Experimental study on the performance of a multi-functional domestic air conditioner with integrated water heater.” Applied Thermal Engineering 120. 2017. pp. 393-401
- [12] Jie Jia and W.L. Lee. “Experimental study of the application of intermittently operated SEHRAC (storage-enhanced heat recovery room air-conditioner) in residential buildings in Hong Kong.” Energy 83. 2015. pp. 628-637

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [13] Jie Jia and W.L. Lee. “Applying storage-enhanced heat recovery room air-conditioner (SEHRAC) for domestic water heating in residential buildings in Hong Kong.” *Energy and Buildings* 78. 2014. pp. 132-142
- [14] Jie Jia and W.L. Lee. “Experimental investigations on the use of capillary tube and thermostatic expansion valve in storage-enhanced heat recovery room air-conditioner.” *Energy and Buildings* 101. 2015. pp. 76-83
- [15] Jie Jia and W.L. Lee. “Experimental investigations on using phase change material for performance improvement of storage-enhanced heat recovery room air-conditioner.” *Energy* 93. 2015. pp. 1394-1403
- [16] G.F. Hundy , A.R. Trott and T.C. Welch. 2008. “Refrigeration and Air Conditioning.” Butterworth-Heinemann.
- [17] Tim Edwards. 2015. “Phasing Down HFC Refrigerants.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : <https://sourceable.net/phasing-down-hfc-refrigerants/>
- [18] Y. A. Cengel and M. A. Boles. 2015. “Thermodynamics (in SI units): An engineering approach.” Singapore, Singapore: McGraw-Hill Education (Asia).
- [19] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน. “คู่มือการพัฒนาบุคลากรภาคปฏิบัติในระบบปรับอากาศ.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก <http://webkc.dede.go.th/webmax/sites/default/filesคู่มือการพัฒนาบุคลากรภาคปฏิบัติในระบบปรับอากาศ.pdf>
- [20] สมภพ ปัญญาสมพรรค. “Refrigeration.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : http://mte.kmutt.ac.th/elearning/Refrigeration/Website/unit5_1.htm
- [21] จตุพร สถากุลเจริญ. (2560). “ระบบปรับอากาศ.” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : www.rsu.ac.th/engineer/energy/e_learning/1.5.1_ภาพรวมระบบปรับอากาศ.pdf
- [22] ถวิภา ผาติดำรงกุล,จตุวัฒน์ วัชรอมพันธ์. (2555). “ประสิทธิภาพการใช้งานจริงของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ. วารสารวิจัยและสารสนเทศภัยธรรมชาติ/การผังเมือง.” ปีที่ 9 ฉบับที่ 1(101-112).
- [23] S. Janna William. 1998. “Design of Fluid Thermal Systems.” CL Engineering.
- [24] Y. A. Cengel and Afshin J. Ghajar. “Heat and mass transfer.” 4th Ed. New York : Mc Graw Hill.
- [25] W. F. Stoecker and J. W. Jones. “Refrigeration and Air Conditioning.” 2th Ed. New York : Mc Graw Hill.
- [26] H. Ayub Zahid. 2004. “A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger.” *Applied Thermal Engineering* 25. 2005
- [27] สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมกระทรวงอุตสาหกรรม. มอก.1155-2536 (เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ)
- [28] โครงการฉลากประหยัดไฟเบอร์ 5 การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย. “เครื่องทำน้ำอุ่นไฟฟ้า” (ออนไลน์). เข้าถึงได้จาก : <http://labelno5.egat.co.th/new58/?p=1452>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

/*This is Water Heating control device by using Arduino UNO R3 | Version 4.2.12 */

/* Requirement 3 Devices relay | Current Sensor | 12V pump | Level Sensor |
Temperature Sensor */

// Ds

#include <OneWire.h>

#include <DallasTemperature.h>

#include <Wire.h>

//Boundary Condition

#define lowT 30.0

#define highT 50.0

//Pumpflow

#define Lv0 0 //Turn off

#define Lv1 100 //0.05กิโลกรัมต่อวินาที

#define Lv2 225 //0.1กิโลกรัมต่อวินาที

//Port

//TEMP

#define ONE_WIRE_BUS 2

//Current

//#define CC 0

#include "EmonLib.h" // Include Emon Library

EnergyMonitor emon1; //Current

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

//Pump

#define CP 6

//Water

#define W1 9 //HIGH 90%

//Relay

//Water Supply

#define WS1 10

//Refrigerent Supply

#define RS1 12

#define RS2 5

//Water Level Status

int WLS1 = 0;

float amp = 0.0; //Start Current

float T;

float Lev;

OneWire oneWire2(ONE_WIRE_BUS2);

DallasTemperature sensors2(&oneWire2);

DeviceAddress temp1 = { 0x28, 0xFF, 0x34, 0x76, 0x85, 0x16, 0x05, 0x5C };

DeviceAddress temp2 = { 0x28, 0xFF, 0xBE, 0x48, 0xB3, 0x16, 0x05, 0x78 };

float printTemperature(DeviceAddress deviceAddress)

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

{
  int count;

  float tempC;

  tempC = sensors.getTempC(deviceAddress);

  for (count = 0; tempC == -127 && count <= 0 || tempC == 85 && count <= 0;
  count++)
  {
    sensors.requestTemperatures();

    delay(1000);

    tempC = sensors.getTempC(deviceAddress);

    Serial.print("\nCount = ");
    Serial.println(count);
  }
  return (tempC);
}

int checkcurrent()
{
  if (digitalRead(13) == HIGH)
  {
    return (1);
  }

  else if (digitalRead(13) == LOW)
  {
    return (0);
  }
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

void setup() {

  //Initial Condition

  //PIN setup

  Serial.begin(9600);

  //emon1.current(0, 2.5);          // Current: input pin, calibration.

  pinMode(13, INPUT);
  pinMode(CP, OUTPUT);//Pump
  pinMode(W1, INPUT);
  pinMode(WS1, OUTPUT);//R1=From Tap water
  pinMode(RS1, OUTPUT);//R3=To cond.
  pinMode(RS2, OUTPUT);//R4=To HE
  pinMode(3, OUTPUT);
  pinMode(4, OUTPUT);
  digitalWrite(3, LOW);
  digitalWrite(4, HIGH);

  //Relay (RS1:NO)(WS1,RS2:NC)

  digitalWrite(WS1, LOW);

  digitalWrite(RS1, HIGH); //Turn to cond. ON Normally OPEN dakara HIGH=OFF
  LOW=ON

  digitalWrite(RS2, LOW);

  //amp = analogRead(CC);

```

เอกสารนี้ //Pump เป็นการที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

analogWrite(CP, 0); //Pump close

int i;

Serial.println("****Welcome to Aircon TEST Program 4.2.12
****\n****XXX****\n\n\n");

//Water State HIGH=ON LOW=OFF Water Level Sensor

WLS1 = digitalRead(W1);

Wire.begin();

sensors.begin();

sensors.setResolution(temp1, 12);
}

//Main Loop
void loop() {

//READ ALL INPUT
int i;
int j, k, l;
float lvin;
float T;
int Cond;

Serial.println("*****START*****");

Serial.println("Please Enter Condition 1:Pump Control 2:Valve Control 3:Read Input
4:Valve ALL OFF 5:Valve ALL ON 6:AutoSystem ");

while (Serial.available() == 0) { //Wait for user input
}

Cond = Serial.parseInt();

If (temp1< temp2 && lvin == LOW)

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

if (Cond == 1)
{
  Serial.println("***Pump Control***");
  Serial.println("Enter 0-255 : ");
  while (Serial.available() == 0) {      //Wait for user input
  }
  lvin = Serial.parseInt();
  Serial.print("Pump input = ");
  Serial.println(lvin);
  analogWrite(CP, lvin);
}
else if (Cond == 2)
{
  Serial.println("Valve Control");
  Serial.println("1=ON 0=OFF | for RS1 > 1=OFF 0=ON");

  Serial.println("Tap Water [WS1] : ");
  while (Serial.available() == 0) {      //Wait for user input
  }
  j = Serial.parseInt();

  Serial.println("Condenser [RS1] : ");
  while (Serial.available() == 0) {      //Wait for user input
  }
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

k = Serial.parseInt();

Serial.println("Heat Exchanger [RS2] : ");

while (Serial.available() == 0) {      //Wait for user input
}

l = Serial.parseInt();

digitalWrite(WS1, j);
digitalWrite(RS1, k); //Turn to cond. ON Normally OPEN dakara HIGH=OFF LOW=ON
digitalWrite(RS2, l);

Serial.print("Tap Water [WS1] : ");
Serial.println(j);
Serial.print("Condenser [RS1] : ");
Serial.println(k);
Serial.print("Heat Exchanger [RS2] : ");
Serial.println(l);
}

else if (Cond == 3)
{

sensors.requestTemperatures();

WLS1 = digitalRead(W1);

Serial.println("***Read Input***");

Serial.print("Current = ");

Serial.println(digitalRead(13));

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

Serial.print("Water = ");

Serial.print(WLS1);

}

else if (Cond == 4)

{

Serial.println("Valve Control ALL OFF ");

digitalWrite(WS1, 0);

digitalWrite(RS1, 1); //Turn to cond. ON Normally OPEN dakara HIGH=OFF LOW=ON

digitalWrite(RS2, 0);

}

else if (Cond == 5)

{

Serial.println("Valve Control ALL ON ");

digitalWrite(WS1, 1);

digitalWrite(RS1, 0); //Turn to cond. ON Normally OPEN dakara HIGH=OFF LOW=ON

digitalWrite(RS2, 1);

}

}

else if (Cond == 6)

{

Serial.println("Auto System ON");

while (WLS1 == 1)

{

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

WLS1 = digitalRead(W1);

delay(1000);

while (digitalRead(13) == 0)

{

    digitalWrite(WS1, 0);

    delay(1000);

    Serial.println("Compressor Off");

}

digitalWrite(WS1, 1);

}

Serial.println("TANK FULL");

digitalWrite(WS1, 0);

digitalWrite(RS1, 0); //Turn to cond. ON Normally OPEN dakara HIGH=OFF LOW=ON

digitalWrite(RS2, 0);

Serial.println("Emergency Mode Activated");

}

else

{

    Serial.println("ERROR TRY AGAIN");

}

Serial.print("\n\n *****END*****\n\n\n");

}

//END LOOP

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.1 ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)

เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ชุดคอนเดนซิ่ง		ทางออก ชุดคอนเดนซิ่ง		COP _{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	15.82	8.80	8.44	6.90	111.91	28.00	43.52	21.00	3.04
	254.00		413.80		466.3		254.00		
40	15.86	8.80	8.01	6.90	120.64	28.00	43.50	21.00	2.67
	254.00		414.00		472.0		254.00		
60	15.87	8.80	7.75	6.90	121.52	28.00	43.44	20.00	2.65
	254.00		413.00		473.0		254.00		
80	15.81	8.80	7.78	6.90	121.86	28.00	43.49	20.00	2.60
	254.00		412.00		473.0		254.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.1 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)
เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ชุดคอนเดนซิ่ง		ทางออก ชุดคอนเดนซิ่ง		COP_{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	15.80	8.80	7.76	6.90	121.86	28.00	43.51	20.00	2.60
	254.00		412.00		473.00		254.00		
120	15.81	8.80	7.75	6.90	121.90	28.00	43.48	20.00	2.60
	254.00		412.00		473.00		254.00		
140	15.78	8.80	7.70	6.90	121.90	28.00	43.53	20.00	2.60
	254.00		412.00		473.00		254.00		
160	15.80	8.80	7.74	6.90	121.24	28.00	43.56	20.00	2.60
	254.00		412.00		473.00		254.00		
180	15.80	8.80	7.77	6.90	121.88	28.00	43.52	20.00	2.56
	254.00		413.00		473.00		254.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.2 ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)
เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ชุดคอนเดนซิ่ง		ทางออก ชุดคอนเดนซิ่ง		COP_{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	11.44	6.40	8.77	5.40	84.67	20.00	42.70	18.00	4.41
	252.00		414.31		450.70		252.00		
40	11.51	6.80	8.24	5.60	94.75	20.00	42.78	18.00	3.80
	252.00		413.93		456.00		252.00		
60	11.50	6.80	7.80	5.60	96.93	20.00	42.80	18.00	3.43
	252.00		411.00		458.0		252.00		
80	11.52	6.80	7.78	5.60	97.71	20.00	42.77	18.00	3.38
	252.00		411.00		458.0		252.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.2 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)

เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาทึ)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ชุดคอนเดนซิ่ง		ทางออก ชุดคอนเดนซิ่ง		COP _{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	11.55	6.80	7.84	5.60	98.08	20.00	42.79	18.50	3.40
	252.00		411.00		458.0		252.00		
120	11.56	6.80	7.74	5.60	98.04	20.40	42.81	18.00	3.40
	252.00		411.00		458.0		252.00		
140	11.50	6.80	7.78	5.60	97.98	20.00	42.79	19.00	3.40
	252.00		411.00		458.0		252.00		
160	11.48	6.80	7.78	5.60	98.15	20.00	42.78	19.00	3.40
	252.00		411.00		458.0		252.00		
180	11.52	6.80	7.74	5.40	98.20	20.00	42.82	18.00	3.40
	252.00		411.00		458.0		252.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.3 ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)		
20	14.80	8.40	8.31	6.80	98.16	24.00	39.61	21.00	3.48
	248.95		411.10		457.72		248.95		
40	15.10	8.40	7.29	6.40	94.66	24.00	40.88	21.00	3.52
	249.60		409.51		454.90		249.60		
60	15.39	8.40	7.75	6.20	85.00	23.00	41.22	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
80	15.52	8.40	7.78	6.40	85.10	23.00	41.24	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.3 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อกิโลกรัม)		
100	15.50	8.40	7.70	6.40	85.10	23.00	41.28	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
120	15.52	8.40	7.71	6.20	85.10	23.00	41.24	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
140	15.48	8.40	7.69	6.40	85.05	23.00	41.21	21.00	4.18
	250.3		409.8		448.00		250.30		
160	15.43	8.40	7.71	6.20	85.12	23.00	41.21	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
180	15.42	8.40	7.68	6.20	85.09	23.00	41.22	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.4 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	14.70	8.40	8.20	6.80	98.16	24.00	39.58	21.00	3.45
	248.75		410.8		457.72		248.75		
40	15.21	8.40	7.33	6.40	94.60	24.00	40.88	21.00	3.53
	249.90		409.60		454.85		249.90		
60	15.41	8.40	7.76	6.20	85.05	23.00	41.29	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
80	15.51	8.40	7.77	6.30	85.11	23.00	41.24	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.4 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwwHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	15.48	8.40	7.71	6.30	85.11	23.00	41.28	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
120	15.51	8.40	7.71	6.20	85.05	23.00	41.22	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
140	15.49	8.40	7.69	6.30	85.00	23.00	41.23	21.00	4.18
	250.3		409.8		448.00		250.30		
160	15.48	8.40	7.70	6.20	85.10	23.00	41.21	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		
180	15.37	8.40	7.67	6.20	85.10	23.00	41.22	21.00	4.18
	250.30		409.8		448.00		250.30		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.5 ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	16.36	8.60	7.67	6.60	92.96	24.80	42.9	21.50	3.66
	251.65		409.02		452.00		251.65		
40	16.31	8.60	7.94	6.60	88.86	25.00	42.69	22.00	4.28
	251.50		409.02		445.86		251.50		
60	16.23	8.80	7.97	6.80	86.86	24.60	42.30	21.50	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		
80	16.26	8.80	7.93	6.80	86.86	24.60	42.18	22.00	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.5 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	16.17	8.80	8.00	6.80	86.83	24.60	42.26	21.00	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		
120	16.17	8.80	7.94	6.80	86.86	24.60	42.18	22.00	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		
140	16.26	8.80	7.97	6.80	86.81	24.60	42.22	22.00	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		
160	16.19	8.80	8.08	6.80	86.80	24.60	42.18	22.00	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		
180	16.21	8.80	8.00	6.80	86.80	24.40	42.21	22.00	4.07
	251.00		410.00		449.00		251.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.6 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	16.02	8.60	7.40	6.40	92.20	24.40	40.67	22.00	3.63
	251.00		408.64		452.00		251.00		
40	15.99	8.60	7.42	6.40	87.85	24.40	40.92	22.00	3.85
	251.00		408.64		449.50		251.00		
60	16.22	8.70	7.75	6.80	85.65	24.80	41.83	22.00	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		
80	16.22	8.70	7.75	6.80	85.61	24.40	41.92	22.00	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.6 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	16.21	8.70	7.75	6.80	85.54	24.40	41.78	22.00	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		
120	16.22	8.70	7.78	6.80	85.49	24.60	41.79	22.00	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		
140	16.25	8.70	7.81	6.80	85.52	24.60	41.81	22.00	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		
160	16.19	8.70	7.83	6.80	85.53	24.60	41.84	21.50	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		
180	16.19	8.70	7.82	6.80	85.46	24.60	41.75	22.00	4.09
	251.00		410.00		448.90		251.00		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.7 ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	15.90	8.20	7.36	6.60	97.11	23.00	41.64	21.00	3.68
	250.30		408.64		451.70		251.30		
40	15.66	8.20	7.43	6.60	91.70	23.40	41.33	21.00	3.90
	251.00		408.64		449.06		250.00		
60	15.42	8.00	7.68	6.40	81.33	23.00	41.02	21.50	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		
80	15.41	8.00	7.72	6.20	81.24	23.00	41.15	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.7 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP_{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	15.37	8.00	7.71	6.20	81.31	23.00	41.17	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		
120	15.41	8.00	7.65	6.20	81.37	23.00	40.95	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		
140	15.40	8.00	7.68	6.20	81.38	23.00	40.84	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		
160	15.41	8.00	7.66	6.20	81.33	23.00	40.95	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		
180	15.40	8.00	7.69	6.20	81.31	23.00	40.94	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.10		249.8		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.8 ผลการทดลองหา COP_{cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP_{cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
20	15.80	8.20	7.40	6.60	96.11	23.00	41.50	21.00	3.74
	250.20		408.80		451.20		251.20		
40	15.95	8.20	7.44	6.60	91.60	23.40	41.44	21.00	3.91
	251.80		408.84		449.00		250.00		
60	15.40	8.00	7.69	6.40	81.10	23.00	41.12	21.50	4.30
	249.8		409.8		447.00		249.8		
80	15.40	8.00	7.77	6.20	81.12	23.00	41.10	21.00	4.29
	249.8		409.8		447.00		249.8		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.8 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Cal} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		ทางเข้า ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		ทางออก ระบบเครื่องทำ น้ำอุ่น		COP _{Cal}
	T4 (องศา เซลเซียส)	P4 (บาร์)	T1 (องศา เซลเซียส)	P1 (บาร์)	T2 (องศา เซลเซียส)	P2 (บาร์)	T3 (องศา เซลเซียส)	P3 (บาร์)	
	เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		เอนทาลปี (กิโลจูลต่อ กิโลกรัม)		
100	15.39	8.00	7.66	6.20	81.11	23.00	41.10	21.00	4.30
	249.8		409.8		447.00		249.8		
120	15.40	8.00	7.68	6.20	81.13	23.00	40.98	21.00	4.30
	249.8		409.8		447.00		249.8		
140	15.37	8.00	7.73	6.20	81.12	23.00	40.99	21.00	4.30
	249.8		409.8		447.00		249.8		
160	15.38	8.00	7.67	6.20	81.13	23.00	41.02	21.00	4.30
	249.8		409.8		447.00		249.8		
180	15.38	8.00	7.70	6.20	81.11	23.00	40.99	21.00	4.30
	249.8		409.8		447.00		249.8		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.1 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)

เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	29.90	41.00	17.30	71.90	3.04	1.23	2.47
	57.00	0.878	41.50	0.838			
40	29.90	40.00	14.10	95.00	3.34	1.34	2.49
	57.00	0.878	40.00	0.838			
60	29.80	39.20	13.60	95.10	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.90	0.820			
80	29.80	39.10	13.60	95.00	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.88	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.1 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)
เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	29.80	39.20	13.55	95.10	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.90	0.820			
120	29.80	39.20	13.50	95.10	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.88	0.820			
140	29.80	39.20	13.60	95.10	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.85	0.820			
160	29.90	39.20	13.60	95.10	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.90	0.820			
180	29.85	39.20	13.80	95.10	3.28	1.35	2.43
	56.50	0.870	39.90	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.2 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)

เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาท)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	29.90	41.60	17.30	71.80	3.05	1.04	2.93
	57.00	0.878	41.50	0.838			
40	29.80	42.70	14.50	95.00	3.07	1.04	2.95
	57.50	0.871	42.00	0.821			
60	29.80	39.10	13.30	95.10	3.30	1.05	3.14
	56.50	0.870	39.70	0.820			
80	29.80	39.10	13.28	95.15	3.30	1.05	3.12
	56.50	0.870	39.70	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.2 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (AC)
เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
	เอนทาล ปี1 (กิโลจูล ต่อ กิโลกรัม อากาศ)	ปริมาตร จำเพาะ1 (ลูกบาศก์ เมตรต่อ กิโลกรัม อากาศ)	เอนทาล ปี2 (กิโลจูล ต่อ กิโลกรัม อากาศ)	ปริมาตร จำเพาะ2 (ลูกบาศก์ เมตรต่อ กิโลกรัม อากาศ)			
100	29.80	39.15	13.30	95.10	3.30	1.05	3.14
	56.50	0.870	39.70	0.820			
120	29.80	39.05	13.30	95.10	3.30	1.03	3.14
	56.50	0.870	39.70	0.820			
140	29.80	39.10	13.30	95.15	3.30	1.05	3.14
	56.50	0.870	39.70	0.820			
160	29.80	39.15	13.30	95.00	3.30	1.05	3.14
	56.50	0.870	39.70	0.820			
180	29.80	39.10	13.30	95.10	3.30	1.05	3.14
	56.50	0.870	39.70	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.3 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	29.90	41.50	17.20	72.00	3.15	1.34	2.35
	57.00	0.878	41.00	0.838			
40	29.70	40.10	13.80	95.00	3.43	1.41	2.43
	56.90	0.872	39.50	0.820			
60	29.40	38.20	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
80	29.35	38.20	12.25	95.05	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.3 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP _{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	29.38	38.15	12.25	95.00	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
120	29.40	38.21	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
140	29.40	38.20	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
160	29.45	38.25	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
180	29.40	38.20	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.4 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	29.90	41.60	17.25	72.00	3.15	1.34	2.35
	57.00	0.878	41.00	0.838			
40	29.50	40.00	13.85	95.00	3.43	1.41	2.43
	56.90	0.872	39.50	0.820			
60	29.35	38.25	12.25	95.00	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
80	29.35	38.20	12.25	95.05	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.4 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.10 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	29.40	38.20	12.25	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
120	29.40	38.20	12.30	95.00	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
140	29.40	38.20	12.30	95.00	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
160	29.40	38.25	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			
180	29.40	38.20	12.30	95.10	3.50	1.41	2.48
	52.20	0.870	34.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารทสวงนวิสาห์หรับการเขงงานเพอการศกษาแทนน ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.5 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP _{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	30.00	41.00	17.30	75.00	3.29	1.41	2.33
	57.00	0.875	40.30	0.820			
40	29.90	40.00	14.30	95.00	3.29	1.43	2.30
	57.00	0.875	40.20	0.82			
60	29.90	39.30	13.30	94.80	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
80	29.80	39.35	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.5 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	29.90	39.30	13.30	94.80	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
120	29.80	39.35	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
140	29.80	39.30	13.30	94.80	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
160	29.80	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
180	29.80	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนวิชาสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.6 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	30.00	41.00	17.30	75.00	3.29	1.41	2.33
	57.00	0.875	40.30	0.820			
40	29.90	40.00	14.30	95.00	3.29	1.43	2.30
	57.00	0.875	40.20	0.82			
60	29.90	39.30	13.30	94.80	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
80	29.90	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.6 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwwHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.08 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	29.80	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
120	29.80	39.30	13.30	94.90	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
140	29.80	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
160	29.80	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			
180	29.80	39.30	13.30	95.00	3.35	1.43	2.34
	56.50	0.870	39.50	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ลงนามและประทับตราของสำนักงานวิจัยและพัฒนา โดยอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.7 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwwHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	29.70	41.50	15.10	70.00	3.48	1.30	2.67
	56.50	0.872	38.80	0.82			
40	28.80	40.50	14.00	90.00	3.48	1.30	2.67
	54.50	0.87	36.80	0.82			
60	28.80	38.10	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
80	28.80	38.10	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.7 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwwhs) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางวัน (13.00 - 16.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	28.80	38.00	12.20	95.10	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
120	28.80	38.00	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
140	28.80	38.00	12.20	95.10	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
160	28.80	38.00	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
180	28.80	38.10	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของงานวิจัยที่ขอให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.8 ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACwWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 – เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
20	29.75	41.50	15.15	71.00	3.48	1.30	2.67
	56.50	0.872	38.80	0.82			
40	28.80	40.50	14.10	90.50	3.48	1.30	2.67
	54.50	0.87	36.80	0.82			
60	28.80	38.10	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
80	28.80	38.10	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่อง
ระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ
เอกสารนี้เป็นเอกสารของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.8 (ต่อ) ผลการทดลองหา COP_{Act} ของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
เมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ
0.11 กิโลกรัมต่อวินาที เวลากลางคืน (19.00 - 22.00 น.)

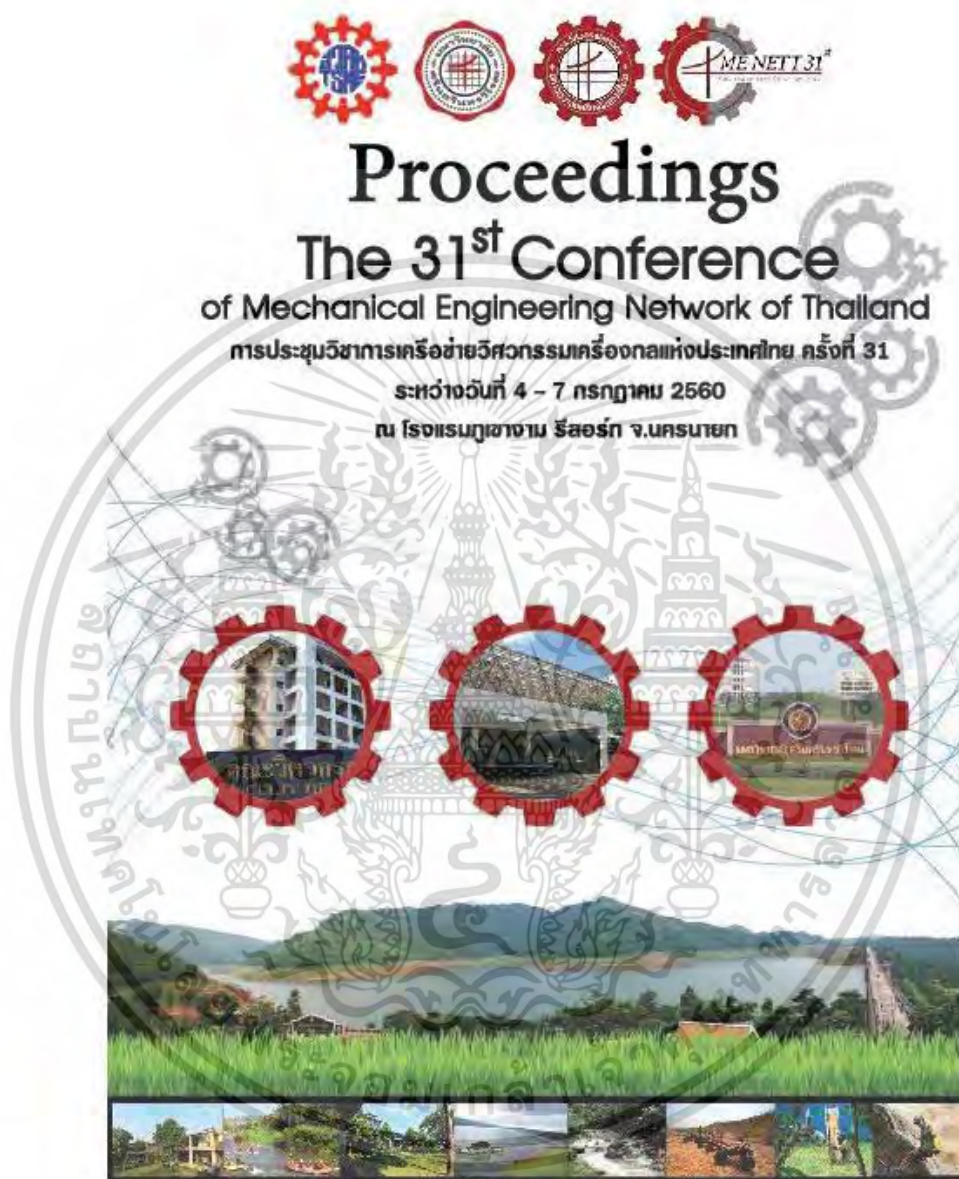
เวลา (นาที)	ทางเข้า เครื่องระเหย		ทางออก เครื่องระเหย		Cooling Capacity (กิโลวัตต์)	System Power (กิโลวัตต์)	COP_{Act}
	TE1 (องศา เซลเซียส)	RH 1 (%)	TE2 (องศา เซลเซียส)	RH 2 (%)	Cooling Capacity = (1/ปริมาตร จำเพาะ2) x พื้นที่ทางออก เครื่องระเหย x ความเร็วอากาศ ที่ออกเครื่อง ระเหย x (เอน ทาลปี1 - เอน ทาลปี2)	System Power = กระแสไฟฟ้า x ความต่าง ศักย์ไฟฟ้า เมื่อความต่าง ศักย์ไฟฟ้ามีค่า 220 โวลต์	
100	28.80	38.00	12.20	95.10	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
120	28.80	38.00	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
140	28.80	38.00	12.20	95.10	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
160	28.80	38.00	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			
180	28.80	38.10	12.20	95.00	3.51	1.34	2.62
	51.80	0.870	34.10	0.820			

**หมายเหตุ: พื้นที่ที่อากาศออกจากเครื่องระเหยและความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยมีค่า 0.065 ตารางเมตรและ 2.5 เมตรต่อวินาทีตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน Water Heating System from Split Type Air Conditioner

สิทธิพงษ์ ปลั่งดา¹, และ ณัฏวิภา เกียรติเนวินชริยะ^{1*}

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าคุณครุฑนครหลวง
เลขที่ 1 ซอยอโศกกรุง 1 เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

*ติดต่อ: pliang@kmitl.ac.th, เบอร์โทรศัพท์ (+66)2 326 4197, เบอร์โทรสาร (+66)2 3264 4198

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนที่เหลือทิ้งจากคอนเดนเซอร์ในระบบเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน โดยคอนเดนเซอร์ที่ใช้อากาศในการหล่อเย็นจะถูกต่อเข้ากับระบบหล่อเย็นด้วยน้ำซึ่งการรวมกันของระบบจะถูกควบคุมด้วยคอมพิวเตอร์ Arduino การไหลของสารทำความเย็นจะถูกควบคุมการไหลสู่คอนเดนเซอร์หรือระบบหล่อเย็นด้วยน้ำระบบควบคุม Arduino และจะเลือกการไหลของสารทำความเย็นเพื่อที่จะได้ COP ที่เหมาะสมที่สุด ความร้อนที่เหลือทิ้งจากวัฏจักรทำความเย็นจะถูกถ่ายเทให้กับน้ำและน้ำอุ่นที่ได้จะถูกเก็บอยู่ในถังเพื่อการใช้ของครัวเรือน ดังนั้นแล้วการเพิ่มขึ้นของ COP วัฏจักรทำความเย็นจะทำให้ได้น้ำอุ่นซึ่งเป็นผลพลอยได้ วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ส่วนที่แรกการศึกษาเพื่อหา COP ของเครื่องปรับอากาศและส่วนที่สองทำการศึกษาค่า COP ของเครื่องปรับอากาศเมื่อทำการติดตั้งระบบหล่อเย็นด้วยน้ำซึ่งจะปรับอัตราการไหลของมวลน้ำเป็น 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s ผลที่ได้รับคือ COP ของเครื่องปรับอากาศจะมีค่าสูงขึ้นกว่าร้อยละ 3.70, 2.05, และ 7.82% ตามลำดับ

คำหลัก: เครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน, ระบบทำน้ำอุ่น, การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ

Abstract

This research studied about water heated storage using waste heat at a condenser of split type air conditioning system. The normal air cool condenser was connected to water cooling system and the hybrid or combined systems were controlled by a computer, Arduino. The flow of the refrigerant was directed to flow through either normal air cool or water cool system. The control unit of Arduino was always selected the refrigerant flow to optimize the COP of the system. Waste heat from refrigeration cycle was transfer to water and the warm water was storage in a tank for domestic use. Therefore, COP of the refrigeration cycle would increase and yield warm water as byproduct. The objective of the research was divided into two parts. The first parts was to investigate the COP of split type air-condition. The second parts was to investigate the COP of split type air-condition with installed water cooling system with varied water flow rate at 0.08, 0.10, and 0.11 kg/s. As the result, air-condition coefficient of performance is increased by 3.70, 2.05, and 7.82 % respectively.



Keywords: Split type air conditioner, Water heating system, Heat recovery, Shell and tube heat exchanger

1. บทนำ

เนื่องด้วยในปัจจุบันเครื่องปรับอากาศ (Air Conditioner) เป็นสิ่งอำนวยความสะดวกที่ติดตั้งเกือบทุกครัวเรือนซึ่งจะเป็นค่าใช้จ่ายของพลังงานอยู่ที่ 10,000 – 20,000 บาทต่อปีของแต่ละครัวเรือน ดังนั้นแล้วการพัฒนา ค่า COP หรือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance) เพื่อให้เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานให้คุ้มค่าที่สุดจึงเป็นจุดประสงค์หลักงานวิจัยนี้

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนา ค่า COP ของเครื่องปรับอากาศมีดังต่อไปนี้

D.B. Jani et al. [1] ทำการศึกษาของระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบดูดความชื้นอากาศ (Solid desiccant-vapor compression) เพราะจุดที่ทำให้ของระบบปรับอากาศให้ความสะดวกสบายคือผู้ใช้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ และความชื้น แต่ถ้ามีความชื้นมากเกินไปจะเป็นการทำให้อากาศร้อนเกินไปกับ latent heat ของอากาศเป็นผลให้เกิดการควบแน่นของน้ำที่คอยล์เย็นมาก จึงสามารถลดความชื้นได้ 61.7% ระหว่างความชื้นของอากาศที่ออกจากกระบวนการดูดความชื้นกับความชื้นของสภาพแวดล้อม แต่ต้นทุนของสารดูดความชื้นมีราคาสูง

Nasiru I. Ibrahim et al. [2] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องปรับอากาศขนาด 1.5 ตัน ความเย็นในประเทศจอร์แดนซึ่งมีภูมิอากาศแบบร้อนชื้น โดยมี การ Pre-cool อากาศที่ไหลเข้าคอนเดนเซอร์ด้วยน้ำที่ไหลที่ติดครีปที่ได้จากการควบแน่นของน้ำที่ โดยการ pre-cool อากาศจะทำให้ อากาศเข้าคอนเดนเซอร์จะมีอุณหภูมิที่ลดลงทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นและจะส่งผลทำให้การทำงานของเครื่องอัดไอใช้ไฟฟ้าน้อยลง, Cooling effect เพิ่มขึ้น,

และ COP เพิ่มขึ้น แต่การ pre-cool อากาศสำหรับระบายความร้อนจะใช้งานได้ประมาณ 5.5 ชั่วโมง เนื่องจากแหล่งน้ำได้ทำ pre-cool อากาศจนแหล่งน้ำมีอุณหภูมิเท่ากับอากาศเข้า จากการทดลองทำให้ทราบว่า การ pre-cool อากาศในการระบายความร้อนจะทำให้เครื่องอัดไอลดการใช้ไฟฟ้าลงถึง 6.1% โดยเฉลี่ยและ COP เพิ่มขึ้น 21.4%

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

- 2.1 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ โดยส่วนมากแล้ว ระบบปรับอากาศจะใช้หน่วยทำความเย็น (Refrigerant Unit) ที่ทำงานโดยอาศัยหลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) ซึ่งวัฏจักรดังกล่าว จะประกอบไปด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว ดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 แสดงระบบทำความเย็นแบบอัดไอ [3]

1. เครื่องระเหยหรือคอยล์เย็น (Evaporator) ทำหน้าที่ดูดรับความร้อนจากอากาศบริเวณที่ต้องการทำความเย็น โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนจากสถานะของผสมอิ่มตัวระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ไปเป็นไอร้อนยิ่งยวด (Superheated Vapor) ที่ความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน



2. เครื่องอัด (Compressor) ทำหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น เครื่องอัดจะอัดไอสารทำความเย็นซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังชุดคอนเดนซิ่ง

3. เครื่องควบแน่นหรือชุดคอนเดนซิ่ง (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากเครื่องอัด โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของเหลวที่มีความดันสูง และอุณหภูมิลดลง

4. วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นที่ออกมาจากชุดคอนเดนซิ่ง สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวที่มีความดันสูง อุณหภูมิสูง เป็นของผสมอิ่มตัวระหว่างของเหลวและไอที่มีความดันต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่คอยล์เย็นเพื่อไปดูดซับความร้อนต่อไป

- 2.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอแบบอุดมคติ

วัฏจักรเครื่องทำความเย็นอุดมคติ เป็นวัฏจักรที่เป็นต้นแบบของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอหรือเครื่องปรับอากาศที่เข้กันอยู่ทุกวันนี้ วัฏจักรนี้ประกอบด้วยกระบวนการย้อนกลับได้ภายในเกือบทั้งหมด ยกเว้นเพียงกระบวนการเดียวที่ย้อนกลับไม่ได้คือกระบวนการลดความดัน



รูปที่ 2 แสดง P-h Diagram ของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอในอุดมคติ [3]

วัฏจักรนี้จะประกอบไปด้วยกระบวนการต่างๆ ดังนี้

1 – 2 : การอัดในเครื่องอัดแบบย้อนกลับได้โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนหรือกระบวนการไอเซนโทรปิก

2 – 3 : การถ่ายเทความร้อนในชุดคอนเดนซิ่ง โดยที่ไม่มีความเสียดทานภายในระบบ ความดันจึงคงที่ หรือย้อนกลับได้ภายใน

3 – 4 : การลดความดันโดยที่ไม่มีการทำงาน จึงเป็นกระบวนการที่ย้อนกลับไม่ได้ และไม่มีการถ่ายเทความร้อน

4 – 1 : การถ่ายเทความร้อนในคอยล์เย็น ไม่มีความเสียดทานภายในระบบ ความดันจึงคงที่ หรือย้อนกลับได้ภายใน

- 2.3 การบอกประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ในการบอกประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น จะบอกได้โดยใช้อัตราส่วนระหว่างค่าการทำความเย็นกับงานที่ต้องจ่ายให้กับเครื่องอัดไอ ซึ่งจะเรียกว่าค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น (Coefficient of Performance : COP) [4] ซึ่งนิยามด้วยอัตราส่วนของพลังงานที่ถูกดูดซับโดยคอยล์เย็นต่อพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ โดยที่ค่า COP นั้นจะสามารถหาได้จากสมการ

$$COP_{Calculation} = \frac{COP_{Cal}}{\text{ค่าการทำความเย็น (kW/kg)}}$$

$$= \frac{\text{งานที่ดูดซับให้เครื่องอัดไอ (kJ/kg)}}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

$$COP_{Actual} = \frac{COP_{Act}}{\text{ค่าการทำความเย็น (kW)}}$$

$$= \frac{\text{พลังงานที่ดูดซับให้ระบบ (kW)}}{m_{air} \Delta h_{air} \text{ (kW)}} \quad (2)$$

$$= \frac{IV \text{ (kW)}}{IV \text{ (kW)}}$$

เมื่อ

$COP_{Calculation}$ หรือ COP_{Cal} คือ COP จากการคำนวณโดยนำอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นที่ได้จากการทดลองมาคำนวณโดยใช้ P-h diagram ของสารทำความเย็น

COP_{Actual} หรือ COP_{Act} คือ COP จากการคำนวณระหว่างค่าการทำความเย็นซึ่งวัดจากเอนทาลปี



ของอากาศเข้า-ออกเครื่องระเหยกับค่าพลังงานที่ต้องจ่ายให้กับระบบซึ่งวัดจาก Multimeter

h_1 คือเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากเครื่องระเหย (kJ/kg)

h_2 คือเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากเครื่องอัด (kJ/kg)

h_3 คือเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าเครื่องระเหย (kJ/kg)

\dot{m}_{air} คืออัตราการไหลของมวลอากาศที่ไหลเข้าออกเครื่องระเหย (kg/s)

Δh_{air} คือผลต่างของเอนทาลปีระหว่างอากาศเข้าออกเครื่องระเหย (kJ/kg_{air})

I คือกระแสไฟฟ้าที่ใช้กับระบบ (A)

V คือความต่างศักย์ไฟฟ้า (Volt)

- 2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube exchanger) [5]
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมส่วนใหญ่จะเป็นเครื่องประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้เครื่องประเภทนี้มีมากที่สุดและเป็นที่ยอมรับในวงทางการค้าอุตสาหกรรม

○ 2.4.1 การวิเคราะห์พื้นที่การไหลและความเร็ว

ในส่วนของเปลือกนั้น การไหลจะมีหลากหลายรูปแบบทำให้พื้นที่การไหลในเปลือกไม่คงที่ จากผลการศึกษาพบว่าพื้นที่การไหลในเปลือกที่แนะนำคือ

$$A_{flow,s} = D_s B \frac{C}{F_t} \quad (3)$$

เมื่อ

$A_{flow,s}$ คือพื้นที่การไหลในส่วนของเปลือก (m²)

D_s คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของตัวเปลือก (m)

B คือระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นตั้งเท่ากับ $L/(N_s+1)$ โดยที่ N_s คือจำนวนแผ่นกั้น (m)

F_t คือระยะพิทช์ (m)

C คือระยะห่างระหว่างผิวนอกท่อที่อยู่ติดกันซึ่งเท่ากับ $P_t - D_o$ (m)

D_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของท่อ

ตามรูปที่ 3



รูปที่ 3 แสดงถึง flow area ของเปลือกที่ไหลระหว่างท่อ ดังนั้นความเร็วเฉลี่ยของการไหลในเปลือกคือ

$$V_s = \dot{m} / \rho A_{flow,s} \quad (4)$$

เมื่อ

V_s คือความเร็วของน้ำที่ไหลในเปลือก (m/s)

\dot{m} คืออัตราการไหลของมวลน้ำ (kg/s)

ρ คือความหนาแน่นของน้ำ (kg/m³)

สำหรับความยาวคุณลักษณะในส่วนของเปลือกนั้นทำได้ยาก อย่างไรก็ตามได้มีการกำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (หรือ D_e) ซึ่งเมื่อใช้กับการจัดเรียงท่อที่มีระยะห่างแบบจัตุรัสและแบบสามเหลี่ยม เราพบว่า Flow area ก็คือพื้นที่ที่เราตามรูปด้านบน ซึ่งเมื่อแทนค่าหา D_e ข้างต้น จะได้ว่า



$$D_e = \frac{3.46P_1^2}{\pi OD_1} - OD_1 \quad \text{ระยะห่างแบบสามเหลี่ยม (5)}$$

เมื่อ

D_e คือเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (m)

○ 2.4.2 การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

ร้อน

ในส่วนของการไหลในชุดท่อ เราสามารถใช้

วิธีการวิเคราะห์ Film Condensation Inside Horizontal Tubes [7]

$$h_{internal} = 0.555 \frac{g \rho_l (k - \rho_v) H^{1/4}}{h_f (T_{sat} - T_s) D} \times [(h_{fg} + \frac{1}{8} c_{pl} (T_{sat} - T_s))]^{1/4} \quad (6)$$

$h_{internal}$ คือ Heat transfer coefficient (W/m² · K)

g คือ Gravity (m/s²)

Properties of h₂O

ρ_l คือ Density of liquid (kg/m³)

ρ_v คือ Density of vapor (kg/m³)

k_l คือ Thermal conductivity of liquid (W/m · K)

μ_l คือ Dynamic viscosity of liquid (kg/m · s)

T_{sat} คือ Saturated temperature (°C)

T_s คือ Temperature of surface (°C)

D หรือ OD_1 คือ Diameter of tube (m)

h_{fg} คือ Enthalpy of vaporization (kJ/kg)

c_{pl} คือ Specific heat of liquid (J/kg · K)

ในส่วนของการไหลในเปลือก ความสัมพันธ์ของ

ค่า Nu_s นั้นจะทำได้จากผลการทดลองเพียงอย่างเดียว

ทั้งนี้ความยาวคุณลักษณะที่ใช้คือ D_e ที่กล่าวมาข้างต้น

ความสัมพันธ์ดังกล่าว Kern ได้นำเสนอ

$$Nu_s = \frac{h_s D_e}{k_f} = 0.36 Re_s^{0.55} Pr^{1/3} \quad (7)$$

$$Re_s = \frac{\rho V_s D_e}{\mu} \quad (8)$$

; $2000 < Re_s < 1 \times 10^6$; $Pr > 0$

เมื่อ

Nu_s คือ Nusselt number ที่เกิดขึ้นกับเปลือก

h_s คือ Heat transfer coefficient (W/m² · K)

k_f คือ Thermal conductivity ของน้ำ (W/m · K)

Re_s คือ Reynolds number ที่เกิดขึ้นกับเปลือก (-)

Pr คือ Prandtl number ของน้ำ (-)

μ คือ Dynamic viscosity ของน้ำ (kg/m · s)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_{internal}} \quad (9)$$

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm} \quad (10)$$

เมื่อ

Q คือ Heat reject (W)

U_o คือ Overall heat transfer (W/m² · K)

A_o คือพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่ผิวนอกของชุดท่อ

$$A_o = N_t \pi OD_1 L \quad (m^2)$$

L คือความยาวชุดท่อ (m)

N_t คือจำนวนท่อทั้งหมด (-)

ΔT_{lm} คือ Log mean temperature (°C)

OD_1 คือเส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของท่อ (m)

3. การออกแบบการทดลอง

• 3.1 Experimental setup

รายละเอียดของเครื่องต้นแบบได้ทำการสรุปไว้

ในตารางที่ 1 โดยเครื่องปรับอากาศมีความสามารถในการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การทำความเย็นได้ 3.5 kW และได้ติดตั้งอุปกรณ์ลดความดันคือท่อแคปทิลลารีจากโรงงานผู้ผลิต

ตารางที่ 1 แสดงรายการอุปกรณ์

Split-type air-cooled air-conditioner

Model : SAUO DENKI SWE-12UP/E C2GT1

Nominal cooling capacity : 3.5 kW

Nominal power consumption : 1.1 kW

Compressor : Reciprocating type

Evaporators and condenser : Aluminum fins and copper tubes

Expansion device : Capillary tube (ID = 1.4 mm; OD = 2.5 mm; Length = 850 mm)

Working fluid : R-22

Shell and Tube Heat exchanger

Shell : Stainless steel 12 inch diameter

Tube : Copper rod 1/2"

Number of tube : 40

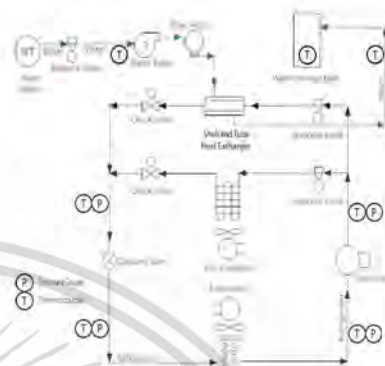
Fitch baffle : 6 cm

Total area : 0.79 m²

Water storage tank

Material : Stainless steel

Size : 80 cm x 50 cm x 100 cm



รูปที่ 5 แผนผังระบบเครื่องทำน้ำอุ่น

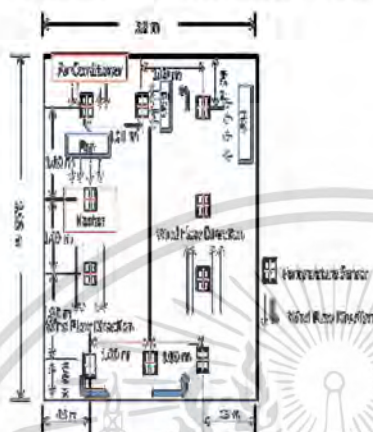
รูปที่ 6 แสดงถึงรายละเอียดของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศที่เป็นไปตามมาตรฐาน มอก.1155-2536 (6) โดยแนะนำให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศมีความจุอย่างน้อย 26.64 m³ และห้องที่จะทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศมีความจุที่ 30.02 m³ ซึ่งการทดสอบเครื่องปรับอากาศได้ให้ไหลความร้อนขนาดสุทธิ 3.0 kW และติดตั้ง temperature sensor จำนวน 10

จากรูปที่ 5 จะแสดงแผนผังของระบบเครื่องปรับอากาศที่ได้ทำการติดตั้งเครื่องทำน้ำอุ่นเข้าเรียบร้อยแล้วซึ่งอุปกรณ์หลักจะประกอบด้วยเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ และ ถังน้ำ ซึ่งระบบระหว่างเครื่องปรับอากาศกับระบบทำน้ำอุ่นจะเป็นแบบขนาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ตำแหน่งแต่ละตำแหน่งห่างกันโดยประมาณ 1.00 m



รูปที่ 6 แสดงแผนผังห้องทดสอบ

3.2 Experimental measurements

อุปกรณ์ที่ใช้ในการเก็บค่าในการทดลอง

- 1) Pressure Gauge สำหรับใช้วัดความดันของสารทำความเย็น
- 2) Digital Temperature Sensor สำหรับใช้วัดอุณหภูมิที่ท่อทองแดงของสารทำความเย็น
- 3) Temperature and Humidity Sensor สำหรับใช้วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องทดลอง
- 4) Multimeter สำหรับใช้วัดค่ากระแสและที่จ่ายให้กับระบบเครื่องปรับอากาศ
- 5) Digital Temperature Sensor สำหรับใช้วัดอุณหภูมิ น้ำเข้า ออกเครื่องทำน้ำเย็น

3.3 Experimental procedures

ขั้นตอนการทดลอง

ในการทดลอง เรามุ่งการทดลองออกเป็น 2 ส่วน โดยส่วนแรกเป็นการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน(AC) ส่วนที่สองคือเป็นการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ติดตั้งชุดระบบทำน้ำเย็น(AC+WH-S) เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการทำความเย็นโดยผลการทดลองจะทำตามมาตรฐาน TIS หรือ มอก.1155-2536 [6] ที่แสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 แสดงสภาวะที่ทดสอบ

Parameter	Valve
Initial temperature room	30.0 °C
Evaporator entering air temperature	29.0-30.0 °C
Room relative humidity	60-65 %

ตารางที่ 2 (ต่อ)

Parameter	Valve
Ambient air temperature	34.0-36.0 °C
Water source temperature	33.1-34.0 °C
Water flow rate	0.08-0.11 kg/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



- 3.3.1 การทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน (Air Conditioner (AC))

- 1) ทำการเปิด Heater เพื่ออุ่นห้องทดลองจนกระทั่งอุณหภูมิภายในห้องทดลองมีอุณหภูมิ 30.0°C
- 2) เมื่ออุณหภูมิภายในห้องทดลองมีค่า 30.0°C แล้ว จึงเริ่มทำการเปิดเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทำการทดลอง
- 3) ทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ ความดันของสารทำความเย็น ค่าของกระแสที่จ่ายให้กับเครื่องอัดของเครื่องปรับอากาศ และบันทึกค่าของอุณหภูมิภายในห้องทดลอง ค่าความชื้นสัมพัทธ์ ความเร็วลมที่เข้าและออกคอยล์เย็น โดยทำการบันทึกค่าเป็นเวลา 3 ชั่วโมง
- 4) นำค่าที่ได้จากการทดลองไป ไปคำนวณหาค่า COP_{Cal} และ COP_{Act}

- 3.3.2 การทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่ติดตั้งชุดระบบทำน้ำอุ่นด้วยน้ำ (Air Conditioner with Water Heating System (ACWWS) (water flow rate unit kg/s))

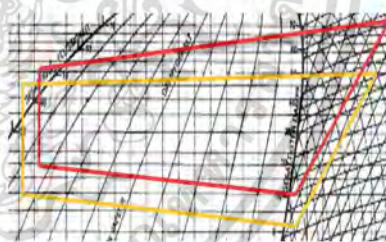
- 1) ทำแบบข้อ 3.3.1 ข้อ 1) ถึงข้อ 2)
- 2) ทำการปรับอัตราการไหลของมวลน้ำให้อยู่ที่ 0.08 kg/s ที่อุณหภูมิ 33.1-34.0°C
- 3) ทำแบบข้อ 3.3.1 ข้อ 3) ถึงข้อ 4) โดยเพิ่มการวัดอุณหภูมิน้ำเข้า-ออกเครื่องทำน้ำอุ่น

- 4) ทำการทดลองซ้ำ โดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของมวลน้ำเป็น 0.10, 0.11 kg/s ที่อุณหภูมิ 33.1-34.0°C

4. ผลการทดลอง

- 4.1 ผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยใช้ชุดคอนเดนซิ่งในการระเหยความร้อน (AC)

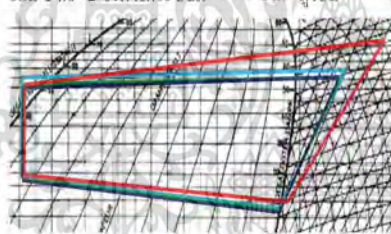
จากรูปที่ 7 จะแสดง P-h diagram ของการทดลองเครื่องปรับอากาศโดยใช้ชุดคอนเดนซิ่งในการระบายความร้อน (AC) ในเวลากลางวันช่วงเวลา 13.00-16.00 น. (เส้นสีแดง) และเวลากลางคืนช่วงเวลา 19.00-22.00 น. (เส้นสีเหลือง) จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศในเวลากลางวันและกลางคืนจะพบว่าเมื่ออุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดไอสูงถึง 120°C และ 100°C ตามลำดับ และมี degree of subcooling อยู่ที่ประมาณ 12.0°C โดย COP_{Cal} ของระบบเครื่องปรับอากาศในเวลากลางวันและกลางคืนมีค่า 2.60 และ 3.40 ตามลำดับ โดยในการพัฒนาครั้งนี้จะนำค่า COP_{Cal} ที่ได้จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศค่าน้อยที่สุดคือ 2.60 เป็นค่าที่ยังอิงในการพัฒนาครั้งนี้



รูปที่ 7 แสดง P-h diagram สาร R-22 เมื่อทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศด้วยการระบายความร้อนจากชุดคอนเดนซิ่ง(AC) ในเวลากลางวัน(กราฟเส้นสีแดง) และในเวลากลางคืน(กราฟเส้นสีเหลือง)



- 4.2 ผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศเมื่อได้ทำการติดตั้งระบบเครื่องทำน้ำอุ่น (ACWWHS) จากรูปที่ 8 จะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำ 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s ตามลำดับแล้ว จะพบว่าค่า COP_{cal} ของระบบก็มีค่าเพิ่มขึ้นด้วยคือ 4.07, 4.18, และ 4.29 ตามลำดับ เนื่องจากอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างเครื่องทำน้ำอุ่นที่ภายในประกอบไปด้วยคอยล์ร้อนกับน้ำทำการถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น ส่งผลให้ทำให้เกิดการลดลงของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดไอดีจาก 120°C ลดลงมาอยู่ที่ 86.0, 81.0 และ 80.0°C ตามลำดับที่อัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้น และสามารถเพิ่ม degree of subcooling จาก 13.0°C เป็น 14.0°C จึงทำให้ระบบมี COP_{cal} สูงขึ้น



รูปที่ 8 แสดง P-h diagram สาร R-22 ของระบบเครื่องปรับอากาศเมื่อติดตั้งระบบทำน้ำอุ่น (ACWWHS) ด้วยอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08(กราฟเส้นสีน้ำเงินอ่อน), 0.10(กราฟเส้นสีเขียว), 0.11(กราฟเส้นสีน้ำเงินเข้ม) kg/s, และ ทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศด้วยการระบายความร้อนจากจุดคอนเดนซิ่ง (AC) ในเวลากลางวัน(กราฟเส้นสีแดง)

จากกราฟที่ 1 จะแสดงค่า COP_{cal} ที่คำนวณ จากสมการที่ 1 จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศ (AC) ก่อนการพัฒนาซึ่งจะมีค่า COP_{cal} เท่ากับ 2.60 และหลังจากการพัฒนา ระบบ (ACWWHS) และทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s จะมีค่า COP_{cal} เท่ากับ 4.07, 4.18, และ 4.29 หรือมีเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นคือ 56.54, 60.77, และ 65.00 ตามลำดับ



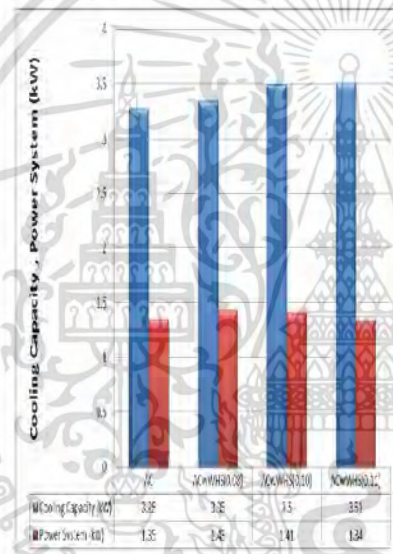
กราฟที่ 1 แสดงแผนภูมิแท่งของค่า COP_{cal}

จากกราฟที่ 2 จะแสดงค่า Cooling Capacity และ Power System มีหน่วยเป็น KW ทั้ง 2 ค่า ในการทดสอบ AC พบว่ามีค่า Cooling Capacity และ Power System อยู่ที่ 3.28 และ 1.35 KW ตามลำดับแต่เมื่อทำการทดสอบ ACWWHS ด้วยการเพิ่มอัตราการไหลของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



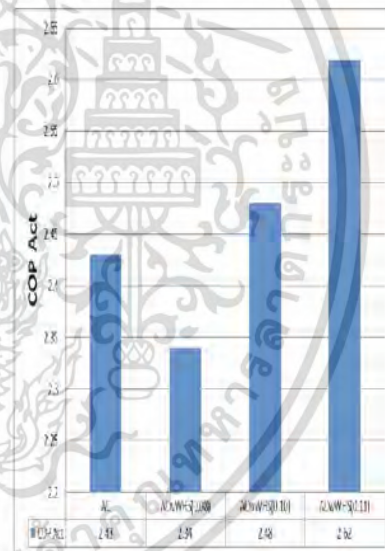
มวลน้ำ 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s พบว่ามีค่า Cooling Capacity เพิ่มขึ้นเป็น 3.35, 3.50, และ 3.51 kW ตามลำดับเนื่องจากอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศระบายความร้อนหรือแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำได้ดีขึ้นส่งผลทำให้สามารถผลิต Cooling Capacity ได้เพิ่มขึ้นรวมถึงส่งผลทำให้การใช้ Power System ของระบบมีแนวโน้มที่จะลดลงจากก่อนการพัฒนา 1.35 kW เป็น 1.43, 1.41, และ 1.34 kW ตามลำดับอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้น



กราฟที่ 2 แสดงแผนภูมิแท่งของค่า Cooling Capacity (kW) กับ Power System (kW)

จากกราฟที่ 3 จะแสดงค่า COP_{Act} ที่ทำการทดสอบ AC และ ACwWHS จะเห็นได้ว่าก่อนการพัฒนา AC จะมีค่า COP_{Act} เท่ากับ 2.49 แต่หลังจากการพัฒนาแล้ว(ACwWHS)จะมีค่า COP_{Act} เท่ากับ 2.34,

2.48, และ 2.66 ตามอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นจาก 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s ตามลำดับ โดยที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08 kg/s จะมีค่า COP_{Act} ที่น้อยกว่าก่อนการพัฒนาอยู่ 3.70% เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำกับเครื่องทำน้ำอุ่นเป็นไปโดยอัตโนมัติจึงทำให้ระบบต้องใช้พลังงานภายในระบบเพิ่มขึ้น แต่ที่อัตราการไหลของมวลน้ำ 0.10 และ 0.11 kg/s มีแนวโน้มที่ระบบจะใช้พลังงานลดลงเนื่องจากอัตราการไหลของมวลน้ำที่เพิ่มขึ้นทำให้การระบายความร้อนระหว่างเครื่องทำน้ำอุ่นกับน้ำเย็นได้ดียิ่งขึ้น ดังนั้นส่งผลให้มี COP_{Act} เพิ่มขึ้น 2.05 และ 7.82% เมื่อเทียบกับ AC

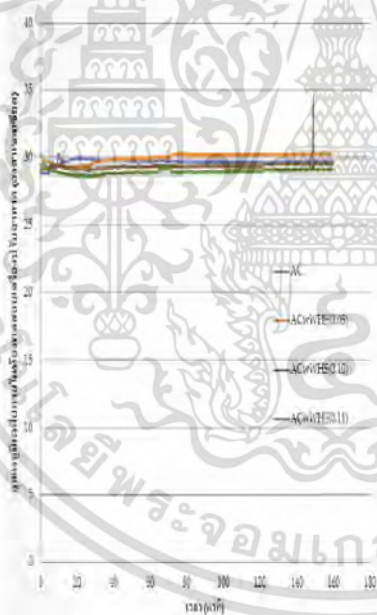


กราฟที่ 3 แสดงแผนภูมิแท่งของค่า COP_{Act}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



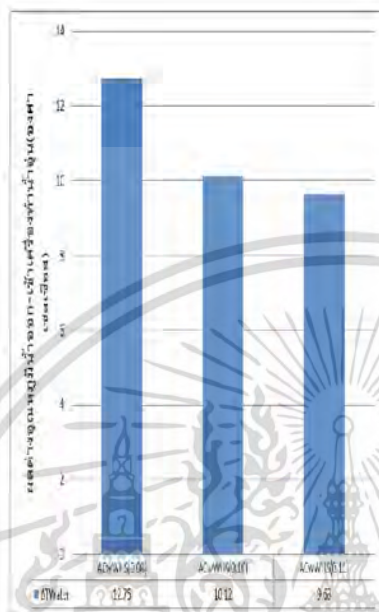
จากกราฟที่ 4 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบโดยจะเริ่มทำการทดสอบเมื่อภายในห้องมีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 30.0°C ซึ่งจากการทดสอบพบว่าการพัฒนา(AC) อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องจะอยู่ที่ประมาณ 30.0°C แต่เมื่อทำการพัฒนาโดยการติดตั้งเครื่องทำน้ำอุ่นกับเครื่องปรับอากาศ(AC+WH) และทดสอบที่อัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s พบว่ามีอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบ 30.0, 29.21, และ 28.71°C ตามลำดับ จะเห็นว่าเมื่อมีอัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้นแล้วจะส่งผลทำให้ความดันของระบบลดลงทำให้อุณหภูมิที่คอยล์เย็นทำได้ลดลงส่งผลให้อุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้องทดสอบก็จะลดลงตามไปด้วย



กราฟที่ 4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยภายในห้อง(อุณหภูมิห้องเฉลี่ย)เทียบกับเวลา(นาที)

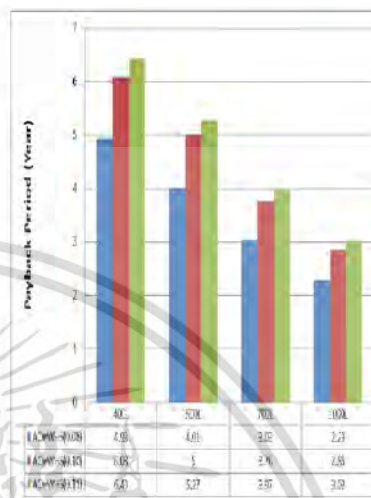
จากกราฟที่ 5 พบว่าจากการทดสอบระบบเครื่องปรับอากาศหลังจากพัฒนาแล้ว(AC+WH) เมื่อทำการทดสอบด้วยอัตราการไหลของมวลน้ำที่ 0.08, 0.10, และ 0.11 kg/s จะทำให้มีผลต่างระหว่างอุณหภูมิเข้า-ออก-เข้า เครื่องทำน้ำอุ่นลดลงจาก 12.75, 10.12, และ 9.63 °C ตามลำดับ ซึ่งจะเป็น การทำให้ระบบเครื่องปรับอากาศระบายความร้อนให้กับน้ำได้ดีขึ้นและสอดคล้องกับการคำนวณด้วยสมการพลังงานตั้งเมื่ออัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้นอุณหภูมิเข้าออกก็จะมีอุณหภูมิที่ต่ำลงด้วยเช่นกัน โดยสามารถผลิตน้ำร้อนได้ที่อุณหภูมิ 46.00, 43.2, และ 42.7°C ตามลำดับที่มีอัตราการไหลของมวลน้ำเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 5 แสดงแผนภูมิแท่งผลต่างจนวนหม้อน้ำออก-เข้า เครื่องทำน้ำอุ่น(องศาเซลเซียส)

จากกราฟที่ 5 แสดง Payback Period จะสามารถเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำที่ไหลเข้าเครื่องทำน้ำอุ่นแล้วระยะเวลาของ Payback Period จะเพิ่มขึ้นเนื่องจากที่ขนาดความจุของถังเก็บน้ำที่เท่ากัน เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของมวลน้ำแล้วเวลาในการผลิตน้ำอุ่นก็จะสั้นกว่าอัตราการไหลของมวลน้ำที่น้อยกว่า แต่เมื่อเพิ่มขนาดถังเก็บน้ำแล้ว Payback Period ก็จะลดลงเนื่องจากระบบสามารถผลิตน้ำอุ่นได้ปริมาณมากขึ้นตามขนาดถังเก็บน้ำที่เพิ่มขึ้น



กราฟที่ 6 แสดงแผนภูมิแท่ง Payback Period

5. สรุปผลการทดลอง

จากการพัฒนาเครื่องปรับอากาศโดยการติดตั้งระบบทำน้ำอุ่นเข้าไปด้วยแล้วนั้น ซึ่งนอกจากได้น้ำอุ่นเป็นผลิตภัณฑ์รวมถึงสามารถทำให้ภายในห้องทดสอบมีอุณหภูมิเฉลี่ยลดลงและเป็นการพัฒนาค่า COP ได้เพิ่มขึ้นแล้วตามที่แสดงในตารางที่ 3 จึงเป็นการสรุปและเปรียบเทียบค่า COP ซึ่งจะเห็นได้ว่าค่า COP_{Cal} สามารถพัฒนาได้ถึง 50-65% (จาก 2.60 เป็น 4.07, 4.18, และ 4.29) แต่ที่ค่า COP_{Act} สามารถพัฒนาได้เพียง 2-8% (จาก 2.44 เป็น 2.47 และ 2.65) เนื่องจากการคำนวณค่า COP_{Cal} จะใช้งานที่ต้องจ่ายให้เครื่องอัดไอในการคำนวณแต่สิ่งที่เกิดขึ้นจริงใช้ค่าพลังงานที่จ่ายให้กับ ทั้งระบบมาคำนวณ ดังนั้นแล้วจึงทำให้ค่า COP_{Cal} มีค่ามากกว่า COP_{Act}

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ตารางที่ 3 ตารางเปรียบเทียบค่า COP_{Cal} และ COP_{Act}

Case	Condition	COP_{Cal}	COP_{Act}
AC	Worst case	2.60	2.44
ACwWHIS	Water flow rate 0.08 kg/s	4.07	2.34
	Water flow rate 0.10 kg/s	4.18	2.47
	Water flow rate 0.11 kg/s	4.29	2.65

[3] Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics (in SI units): An engineering approach*. Singapore, Singapore: McGraw-Hill Education (Asia).

[4] G.F. Hundy, A.R. Trott & T.C. Welch (2008). *Refrigeration and Air Conditioning*, 4th Edition, Butterworth-Heinemann.

[5] คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ. [ระบบออนไลน์]. แหล่งที่มา <http://fmecht.lecturer.eng.chula.ac.th/2103361/Chapter7.pdf>, เข้าดูเมื่อวันที่ 25/04/2560.

[6] สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมกระทรวงอุตสาหกรรม. มอก.1155-2536(เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ)

[7] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar (2011). *Heat and mass transfer*. 4th edition, New York : McGraw Hill.

6. เอกสารอ้างอิง

[1] D.B. Jeni, Manish Mishra, P.K. Sahoo (2016). Experimental investigation on solid desiccant-vapor compression hybrid air-conditioning system in hot and humid weather, *Applied Thermal Engineering*, vol. 104, July 2016, pp. 556-564.

[2] Nasiru I. Ibrahim, Abdulghani A. Al-Farayedhi, P. Gandhidasan (2017). Experimental investigation of a vapor compression system with condenser air pre-cooling by condensate, *Applied Thermal Engineering*, vol. 110, January 2017, pp. 1255-1263.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายสิทธิพงษ์ ปลันตา
 วัน เดือน ปีเกิด 16 ตุลาคม 2535
 ประวัติการศึกษา 2557 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับ2)
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้ารณบุรี

ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์

พ.ศ.2560 ระบบทำน้ำอุ่นโดยใช้ความร้อนจากเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
 WATER HEATING SYSTEM FROM SPLIT TYPE AIR
 CONDITIONER, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่ง
 ประเทศไทย ครั้งที่ 31



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้