

ผลกระทบของการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวด้วยน้ำ
ในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

EFFECT OF SUBCOOLED REFRIGERANT TEMPERATURE REDUCTION
USING WATER IN SPLIT-TYPE AIR-CONDITIONING SYSTEM



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2560
KMITL-2017-EN-M-030-182

ผลกระทบของการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวด้วยน้ำ
ในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

EFFECT OF SUBCOOLED REFRIGERANT TEMPERATURE REDUCTION
USING WATER IN SPLIT-TYPE AIR-CONDITIONING SYSTEM



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ.2560
KMITL-2017-EN-M-030-182

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EFFECT OF SUBCOOLED REFRIGERANT TEMPERATURE REDUCTION
USING WATER IN SPLIT-TYPE AIR-CONDITIONING SYSTEM



JAKKAPHAN CHAOSUAN

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
2017
KMITL-2017-EN-M-030-182

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2017





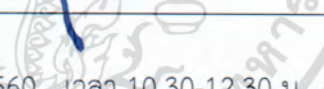
FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ ผลกระทบของการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวด้วยน้ำในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน
Thesis Title Effect of Subcooled Refrigerant Temperature Reduction using Water in Split-Type Air-Conditioning System
นักศึกษา นายจักรพันธ์ ชาวสวน
รหัสประจำตัว 56601168
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.อนุรัตน์ พิณโสภณ
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-M-030-182

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.ฐิตะพล	หุยนันท์	
ดร.มธุรส	สุชาติวัฒน์	
ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์	พิมสาร	
ผศ.ดร.เอกพจน์	ตันตราภิววัฒน์	
ผศ.ดร.อนุรัตน์	พิณโสภณ	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันอังคารที่ 18 กรกฎาคม พ.ศ. 2560 เวลา 10.30-12.30 น.
สถานที่สอบ ณ อาคารเฉลิมพระเกียรติ ห้อง HM-301

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRAKANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษา **ฉบับนี้ คณะวิศวกรรมศาสตร์** ะโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และตั้งแต่วันที่ 18 กรกฎาคม พ.ศ. 2560

หัวข้อวิทยานิพนธ์

ผลกระทบของการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลว
ด้วยน้ำในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

นักศึกษา

นายจักรพันธ์ ชาวสวน

รหัสประจำตัว

56601168

ปริญญา

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

พ.ศ.

2560

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

ผศ.ดร.อนุวัต พิณโสภณ

บทคัดย่อ

เนื่องจากสภาพอากาศที่มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นต่อเนื่องทุกปี ส่งผลให้มีการใช้ระบบปรับอากาศมากขึ้น ทั้งในภาคครัวเรือนและภาคอุตสาหกรรม การพัฒนาเครื่องปรับอากาศให้มีประสิทธิภาพและประหยัดพลังงานจะสามารถลดการใช้พลังงานโดยรวมได้ งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยการใช้น้ำลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวด้านออกจากคอนเดนเซอร์ด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด Ribbed tube ค่าการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลขและการทดสอบมีค่าใกล้เคียงกัน โดยมีค่าความแตกต่างน้อยกว่า 10% ในทุกกรณีทดสอบ การทดสอบเปรียบเทียบการเพิ่มประสิทธิภาพกระทำกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดการทำความเย็น 18,000 Btu/hr ที่ติดตั้งและไม่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เครื่องปรับอากาศถูกทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (COP) ในสภาวะคงตัว โดยทดสอบที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายในและอุณหภูมิจำลองอากาศภายนอกที่ค่าต่างๆ และทดสอบเปรียบเทียบระยะเวลาถึงอุณหภูมิจากอุณหภูมิเริ่มต้นของห้องจำลองอากาศภายในที่ 32°C และภาระความร้อนในห้องทดสอบถูกควบคุมให้คงที่ที่ 1,000 W บันทึกค่าเวลาที่อุณหภูมิในห้องลดลงถึงค่าสุดท้ายที่ค่าต่างๆ จากการทดสอบในสภาวะคงตัวพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้กับระบบ โดย COP เพิ่มขึ้นสูงสุด 1.5% ที่สภาวะทดสอบอุณหภูมิอากาศภายใน 27°C และอุณหภูมิอากาศภายนอก 37°C และพบว่าระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำอุณหภูมิได้เร็วกว่าระบบปกติโดยทำอุณหภูมิเร็วขึ้นมากที่สุดที่ 22.59% ที่สภาวะทดสอบอุณหภูมิอากาศภายใน 27°C และอุณหภูมิอากาศภายนอก 37°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และไม่ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	Effect of Subcooled Refrigerant Temperature Reduction Using Water in Split-Type Air-Conditioning System
Student	Mr. Jakkaphan Chaosuan
Student ID.	56601168
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2017
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Unnat Pinsopon

ABSTRACT

Due to global temperature rise, the number of air conditioning units used have been increasing in both household and industry sectors. Developing better energy-efficient air conditioning units could lead to the reduction of overall power consumption. This paper presents a study on efficiency improvement of air conditioning unit using water. The water is fed through the annular ribbed tube double pipe heat exchanger (ADHX) in order to decrease the refrigerant temperature that exits from the condenser. The numerical results of subcooling degrees achieved with ADHX agreed with experimental results. The differences between the results obtained from numerical calculations and experiments are below 10% in all cases. The comparison experiments of the air condition system with and without ADHX were conducted on a 18,000 Btu/hr split type air cooled air condition unit. COPs of both systems were obtained from steady state experiments which were conducted under various values of indoor temperatures and outdoor temperatures. Pull down times of both systems were obtained from transient state experiments that the cooling load was kept at 1,000 W during testing. The indoor temperature was initially set at 32°C and the times that indoor temperatures were pulled down to various values were recorded. The best steady state performance was found at the 27°C indoor and 37 °C outdoor temperatures, with the COP of the proposed system being 1.5% higher than one of the conventional system. The proposed system with ADHX yielded 22.55% faster pull down time compared with the conventional system for the case of 27°C indoor and 37°C outdoor temperatures.

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.อนุรัตน์ พิณโสภณ อาจารย์ที่ปรึกษา ที่ได้กรุณาสละเวลาอันมีค่าคอยช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะ คำปรึกษา แนะนำแนวทางในการทำวิจัย แนะนำแนวทางการแก้ปัญหา และข้อคิดต่างๆ ที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัย จนทำให้วิทยานิพนธ์เล่มสำเร็จลงได้

ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ที่ให้คำชี้แนะและให้ความอนุเคราะห์ใช้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ ขอขอบคุณ พี่ๆ เพื่อนๆ น้องๆ ในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศที่คอยช่วยเหลือและให้คำชี้แนะในการทำงานวิจัย

ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณอาจารย์วิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ได้กรุณาให้คำชี้แนะ คำปรึกษา นอกจากนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ น้องๆ ร่วมสถาบันการศึกษาที่ให้คำแนะนำและคอยช่วยเหลือจนวิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลงได้

และในท้ายที่สุดข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณบิดา และมารดา ที่คอยอบรมสั่งสอนและครอบครัวซึ่งคอยช่วยเหลือและให้กำลังใจมาตลอดจนกระทั่งข้าพเจ้าจบการศึกษา

จักรพันธ์ ชาวสวน

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	IX
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	XI
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์งานของวิจัย.....	2
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ขอบเขตของการศึกษา.....	2
1.5 ขั้นตอนการศึกษา.....	3
บทที่ 2 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 การเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ.....	4
2.2 อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง.....	4
2.3 การวิเคราะห์น้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น.....	5
2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	5
2.5 ประโยชน์ที่ได้จากการทบทวนวรรณกรรม.....	6
บทที่ 3 ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย.....	8
3.1 ทฤษฎีการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	8
3.1.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	8
3.1.2 ความดัน (P) กับเอนทาลปี (h) ของสารทำความเย็น.....	9
3.2 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of Performance, COP).....	10
3.2.1 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศในห้องทดสอบ ในห้องทดสอบมาตรฐาน.....	11
3.2.2 การหาความร้อนรั่วไหล q_p และ q_r	12
3.2.3 การลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิ ควบแน่น.....	13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ IV อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3 การคำนวณปริมาณน้ำกลั่นตัว.....	15
3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	16
3.4.1 การถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่.....	16
3.4.2 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่.....	19
3.4.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่โดยใช้วิธี Effectiveness-NTU.....	19
บทที่ 4 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	22
4.1 สมการควบคุมพื้นฐานสำหรับการไหล.....	23
4.1.1 สมการควบคุมการไหล.....	23
4.1.2 สมการความต่อเนื่อง.....	23
4.1.3 สมการโมเมนตัม.....	23
4.1.4 สมการพลังงาน.....	24
4.1.5 แบบจำลองความปั่นป่วน.....	24
4.2 การจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT V.16.0.....	26
4.2.1 ขั้นตอนก่อนการประมวลผล (Pre-processing).....	27
4.2.2 ขั้นตอนการคำนวณ (Solve-processing).....	28
4.2.3 การแสดงผล (Post-processing)	29
4.3 การเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขกับงานวิจัยที่ผ่านมา.....	29
4.3.1 การตรวจสอบผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลข	31
4.4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่.....	32
บทที่ 5 การดำเนินงานวิจัย.....	36
5.1 เงื่อนไขการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ.....	36
5.2 ห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ (Calorimeter room).....	37
5.2.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ.....	38
5.3 การดำเนินการทดสอบ.....	43
5.3.1 การทดสอบสภาวะคงตัว.....	43
5.3.2 ผลการทดสอบสภาวะคงตัว.....	45
5.3.3 การวิเคราะห์ระบบของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอบนแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ระหว่างแบบปกติกับแบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	46
5.3.4 การทดสอบสภาวะเปลี่ยนผ่าน.....	50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และแจ้งอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.3.5 การเปรียบเทียบระยะเวลาทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบปกติและ แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	53
5.3.6 การเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นเหลวระหว่างการทดสอบ กับการคำนวณเชิงตัวเลข.....	55
5.3.7 การคำนวณความคุ้มทุน.....	57
บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	59
6.1 สรุปผล.....	59
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	61
เอกสารอ้างอิง.....	62
ภาคผนวก ก.	64
ก.-1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย.....	65
ก.-2 การคำนวณเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้วยแผนภูมิ Ph diagram	67
ก.-3 การใช้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน.....	68
ก.-4 การใช้ทฤษฎีสมดุลความร้อน	68
ก.-5 การคำนวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness –NTU	70
ก.-6 การคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดผิวเรียบ.....	78
ก.-7 การเปรียบเทียบการคำนวณอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นระหว่าง ผลเฉลยแม่นยำตรงและการคำนวณเชิงตัวเลข	79
ภาคผนวก ข. การคำนวณสัมประสิทธิ์ สมรรถนะของระบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ตามมาตรฐาน มอก. 1155.....	80
ภาคผนวก ค. ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศ.....	107
ภาคผนวก ง. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น R-22 น้ำ และอากาศ.....	109
ภาคผนวก จ. สภาพภูมิอากาศในประเทศไทย.....	116
ภาคผนวก ฉ. การคำนวณความคุ้มทุน.....	121
ภาคผนวก ช. เอกสารที่ได้รับการตีพิมพ์.....	123

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VI อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
ตารางที่ 3.1	พื้นที่ผนังห้องทดสอบ..... 12
ตารางที่ 3.2	ความหนาและค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้สร้างผนังห้องทดสอบ.....12
ตารางที่ 4.1	แสดงคุณสมบัติเงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) และเงื่อนไขเริ่มต้น (Initial conditions) ที่ใช้กำหนดใน ANSYS FLUENT 28
ตารางที่ 4.2	แสดงการเปลี่ยนแปลงการรู้เข้าหาคำตอบ..... 29
ตารางที่ 4.3	แสดงรายละเอียดของชิ้นงานทดสอบและเงื่อนไขทดสอบ..... 30
ตารางที่ 4.4	แสดงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน..... 35
ตารางที่ 5.1	แสดงรายละเอียดห้องทดสอบความร้อนแบบสอบเทียบ 37
ตารางที่ 5.2	แสดงอุปกรณ์ในห้องทดสอบความร้อนแบบสอบเทียบ..... 38
ตารางที่ 5.3	แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างระบบที่ติดตั้งเครื่องและแลกเปลี่ยนความร้อนระบบปกติ 45
ตารางที่ 5.4	แสดงระยะเวลาถึงอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 53
ตารางที่ 5.5	เปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบและการคำนวณเชิงตัวเลข 55
ตารางที่ 5.6	แสดงความคุ้มค่าในการลงทุนการเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศด้วยน้ำ..... 57
ตารางที่ ก-1	ลำดับขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย..... 65
ตารางที่ ก-2	คุณสมบัติของของไหล(สารทำความเย็น) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 1..... 70
ตารางที่ ก-3	คุณสมบัติของของไหล(น้ำ) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 1..... 70
ตารางที่ ก-4	คุณสมบัติของของไหล (สารทำความเย็น) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 2..... 73
ตารางที่ ก-5	คุณสมบัติของของไหล (น้ำ) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 2..... 74
ตารางที่ ก-6	เปรียบเทียบการคำนวณอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดผิวเรียบระหว่างผลเฉลยแม่นยำตรงและการคำนวณเชิงตัวเลข ขนาดท่อตัวใน 6.35 mm (1/4") ท่อตัวนอก 12.70 mm (1/2") ความยาว 1500 mm. 79
ตารางที่ ค.-1	แสดงข้อมูลการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบปกติและแบบติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน..... 101
ตารางที่ ง.-1	คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น R-22..... 110
ตารางที่ ง.-2	คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำ..... 114

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VII อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางที่	หน้า
ตารางที่ ง.-3 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ 1 atm.....	115
ตารางที่ จ.-1 แสดงอุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557.....	117
ตารางที่ จ.-1 แสดงอุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557(ต่อ)	118
ตารางที่ จ.-2 แสดงความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557	119
ตารางที่ จ.-2 เปรียบเทียบผลต่างพลังงานไฟฟ้าและค่าน้ำประปา	122



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และ VIII อ่างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
รูปที่ 3.1 แสดงส่วนประกอบของระบบการทำความเย็น.....	8
รูปที่ 3.2 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทัลปี (P-h) ของสารทำความเย็น.....	9
รูปที่ 3.3 P-h diagram เปรียบเทียบอุณหภูมิจากสารทำความเย็นที่จุดอิ่มตัวและต่ำกว่าจุดอิ่มตัว.....	14
รูปที่ 3.4 รูปแสดงขบวนการทำความเย็นและลดความชื้นบนแผนภูมิไซโครเมตริก	15
รูปที่ 3.5 แสดงความต้านทานการไหลของความร้อนในรูปความต้านทานของกระแสไฟฟ้า.....	16
รูปที่ 3.6 รูปแสดงลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดไหลสวนกันและ การกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลที่แปรตามตำแหน่งตลอดความยาวของ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	18
รูปที่ 4.1 การเปลี่ยนแปลงความเร็วตามแนวแกนเทียบกับเวลาของการไหลแบบราบ เรียบและแบบปั่นป่วน	25
รูปที่ 4.2 แผนภูมิการทำงานของโปรแกรม ANSYS FLUENT.....	26
รูปที่ 4.3 รูปทรงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบชนิด RIBBED TUBE 1	27
รูปที่ 4.4 รูปทรงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบชนิด RIBBED TUBE 2.....	27
รูปที่ 4.5 การสร้างกริดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบชนิด RIBBED TUBE.....	28
รูปที่ 4.6 แสดงชิ้นงานทดสอบที่ใช้ในการเปรียบเทียบ.....	30
รูปที่ 4.7 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างการทดสอบกับ การคำนวณเชิงตัวเลข.....	30
รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ค่าการถ่ายเทความร้อนกับความละเอียดของกริด ที่แตกต่างกัน.....	31
รูปที่ 4.9 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ขนาดความยาวต่างๆ ที่สภาวะจำลองอากาศภายใน 27°C และสภาวะจำลอง อากาศภายนอก 35°C.....	34
รูปที่ 4.10 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ขนาดความยาวต่างๆ ที่สภาวะจำลองอากาศภายใน 25°C และสภาวะจำลอง อากาศภายนอก 37°C.....	34
รูปที่ 4.11 รูปทรงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด RIBBED TUBE.....	35
รูปที่ 5.1 แผนภาพแสดงตำแหน่งการจัดวางเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ.....	37
รูปที่ 5.2 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่	39
รูปที่ 5.3 แสดงเครื่องทำน้ำเย็น.....	39
รูปที่ 5.4 แสดงขดลวดความร้อนที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องจำลองสภาวะภายในและ ภายนอก.....	40

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
รูปที่ 5.5 แสดงหม้อกำเนิดไอน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น.....	40
รูปที่ 5.6 แสดงพัดลมที่ใช้ในการดูดอากาศเพื่อสร้างภาวะโหลด.....	41
รูปที่ 5.7 แสดงโปรแกรม ADAM Utility.NET ซึ่งใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล.....	41
รูปที่ 5.8 แสดงตรวจวัดอุณหภูมิเทอร์โมคัปเปิลแบบ K.....	42
รูปที่ 5.9 แสดงอุปกรณ์ตรวจวัดความดัน SIEMENS รุ่น QBE2001-P25U.....	42
รูปที่ 5.10 แสดงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่.....	42
รูปที่ 5.11 แสดงแผนผังวิธีการทดลองการทดสอบที่สภาวะคงตัว.....	44
รูปที่ 5.12 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 1 กับ 14 (กรณีมาตรฐาน)	48
รูปที่ 5.13 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 2 กับ 15.....	48
รูปที่ 5.14 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 3 กับ 16.....	49
รูปที่ 5.15 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 4 กับ 17.....	49
รูปที่ 5.16 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 5 กับ 18.....	50
รูปที่ 5.17 แสดงแผนผังวิธีการทดลองการทดสอบที่สภาวะเปลี่ยนผ่าน.....	52
รูปที่ 5.18 แสดงกราฟเปรียบเทียบระยะเวลาถึงอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน กรณีทดสอบที่ 2.....	54
รูปที่ 5.19 แสดงกราฟเปรียบเทียบระยะเวลาถึงอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน กรณีทดสอบที่ 5.....	54
รูปที่ 5.20 แสดงกราฟเปรียบเทียบระยะเวลาถึงอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน กรณีทดสอบที่ 8.....	54
รูปที่ 5.21 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณ เชิงตัวเลขที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 27°C.....	56
รูปที่ 5.22 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณ เชิงตัวเลขที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 25°C.....	56
รูปที่ 5.23 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณ เชิงตัวเลขที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 23°C.....	56
รูปที่ ก.-1 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารทำความเย็นและน้ำกลั่นตัวภายใน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดผิวเรียบ.....	78
รูปที่ ก.-2 แสดงการเลือกสมการในการคำนวณ	78

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์		หน่วย
A_i	พื้นที่ผิวด้านในของท่อที่สัมผัสกับของไหลในส่วนที่พิจารณา	m^2
A_o	พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อที่สัมผัสกับของไหลในส่วนที่พิจารณา	m^2
BR	อัตราส่วนกั้นการไหล (Blockage ratio)	
C_p	ความร้อนจำเพาะเมื่อความดันคงที่	$kJ/kg.K$
C_r	อัตราส่วนของความจุความร้อน	
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of performance)	
CFM	อัตราการไหลเชิงปริมาตร	ft^3/min
D_H	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อวงแหวน	mm
ϵ	ค่าประสิทธิผล (Effectiveness)	
h_1	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์	kJ/kg
h_2	เอนทาลปีของสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์	kJ/kg
h_3	เอนทาลปีของสารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์	kJ/kg
h_4	เอนทาลปีของสารทำความเย็นออกจากวาล์วลดความดัน	kJ/kg
h	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^2.K$
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	$W/m.K$
LMTD	ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยล็อก (Log Mean Temperature Difference)	$^{\circ}C$
\dot{m}_w	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ	kg/s
\dot{m}_{refri}	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น	kg/s
NTU	จำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อน (Number of transfer units)	
Nu	ตัวเลขนัสเซล	
P	ความดัน	kPa
PR	อัตราส่วนระยะพิทช์ (Pitch ratio)	
P_{abs}	ความดันสัมบูรณ์	kPa
P_{atm}	ความดันบรรยากาศ	kPa
P_{gauge}	ความดันมาตรวัด	kPa
P_r	ตัวเลขพรันด์เทิล	
Q	อัตราการถ่ายเทพลังงานความร้อน	kW

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์		หน่วย
Q_c	อัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์	kW
Q_E	อัตราความร้อนที่รับเข้ามาในเครื่องระเหย	kW
R_e	ตัวเลขเรย์โนลด์	
s	เอนโทรปี	kJ/kg.K
T	อุณหภูมิ	°C
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m ² .K
v	ปริมาตรจำเพาะ	m ³ /kg
V	ความเร็ว	m/s
W_C	กำลังงานของคอมเพรสเซอร์	W
ρ_{refri}	ความหนาแน่นของสารทำความเย็น	kg/m ³
ρ_{water}	ความหนาแน่นของน้ำ	kg/m ³
μ	ความหนืดไดนามิกส์หรือความหนืดสัมบูรณ์	N.s/m ²
W_e	ความชื้นจำเพาะอากาศด้านออก	gr.w/lb.d.a
W_i	ความชื้นจำเพาะอากาศด้านเข้า	gr.w/lb.d.a

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ XII อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันสภาพภูมิอากาศของโลกเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากจากในอดีต กล่าวคือ มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้นในทุกพื้นที่ มีฝุ่นละอองและมลภาวะที่เป็นพิษเจือปนในอากาศมากขึ้น ดังนั้นจึงมีความนิยมใช้เครื่องปรับอากาศกันอย่างแพร่หลาย ทั้งในบ้าน สำนักงาน โรงแรม และห้างสรรพสินค้า เป็นต้น ทั้งนี้เพื่อการอำนวยความสะดวกสบายและป้องกันมลพิษทางอากาศ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในเขตเมืองใหญ่หรือในเขตอุตสาหกรรมที่มีสภาวะมลพิษสูงนั้นเครื่องปรับอากาศนั้นได้กลายเป็นอุปกรณ์ที่จำเป็นต้องใช้ในชีวิตประจำวัน ในปี 2556 เขตพื้นที่กรุงเทพมหานครและปริมณฑล มีครัวเรือนที่ใช้เครื่องปรับอากาศคิดเป็นร้อยละ 44.5 ของครัวเรือนทั้งหมด [1] ปริมาณการใช้ไฟฟ้าจากเครื่องปรับอากาศคิดเป็นร้อยละ 29 ในบ้านเดี่ยว และร้อยละ 43 ในทาวน์เฮาส์ [2] จากอุณหภูมิของสภาพแวดล้อมและมลพิษที่เพิ่มสูงขึ้นทำให้เครื่องปรับอากาศมีภาระงานต่อหน่วยมากขึ้น ดังนั้นการศึกษาเพื่อพัฒนาการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศ จะสามารถช่วยลดการใช้พลังงานโดยรวมได้เป็นอย่างมาก

เครื่องปรับอากาศทำหน้าที่ดูดซับความร้อนและความชื้นออกจากบริเวณที่ควบคุมเพื่อให้ได้อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ตามที่ต้องการ มีปัจจัยหลายปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ เช่น อุณหภูมิระเหย อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็น ชนิดของสารทำความเย็น ขนาดและระยะท่อส่งสารทำความเย็น อุณหภูมิและความชื้นที่ต้องการควบคุม เป็นต้น ความร้อนหรือภาระโหลดในพื้นที่ปรับอากาศ มี 2 ชนิด ได้แก่

1. ความร้อนสัมผัส ซึ่งจะถูกกำจัดทิ้งที่ชุดคอนเดนเซอร์
2. ความร้อนแฝง หรือปริมาณไอน้ำในอากาศ จะถูกกำจัดทิ้งที่ชุดคอยล์เย็นกลายเป็นน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น (Condensate water) ซึ่งโดยปกติระบบจะระบายทิ้ง

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการนำน้ำมาเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบ โดยการนำมาลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด Ribbed tube อาศัยหลักการ คือ สารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำมีการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยมวลดีกว่าสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงที่ความดันเดียวกัน กล่าวคือเมื่อค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้น อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจะลดลง อัตราการไหลเชิงปริมาตรลดลง กำลังงานที่ไหลลดลง ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพของระบบ (Coefficient of Performance, COP) เพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์งานของวิจัย

1. ศึกษาและเปรียบเทียบการเพิ่มประสิทธิภาพช่วงสภาวะคงตัว (Steady state) ของระบบปรับอากาศชนิดแยกส่วนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยการนำน้ำมาลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว (Subcooled liquid) ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด Ribbed tube
2. ศึกษาและเปรียบเทียบระยะเวลาทำงานช่วงทำอุณหภูมิ (Transient state) ของเครื่องปรับอากาศแบบทั่วไปและแบบใช้น้ำมาลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

การนำน้ำมาลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์จะสามารถทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้นทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นลดลง อัตราการไหลเชิงปริมาตรลดลง เป็นผลให้กำลังงานที่ไหลลดลง เนื่องจากค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้นขณะที่ภาระโหลดคงที่จะทำให้ใช้ระยะเวลาในการดึงอุณหภูมิเร็วขึ้นเป็นผลให้ประหยัดพลังงาน

1.4 ขอบเขตของการศึกษา

1. ศึกษาการทำงานของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศและวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ
2. ศึกษาทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน และวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขพลศาสตร์ของไหล
3. ออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อใช้ร่วมกับน้ำเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้ระบบปรับอากาศ
4. ทำการทดสอบและเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศขนาดการทำความเย็น 18,000 Btu/hr แบบทั่วไปและแบบติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้สารทำความเย็น R-22 ทดสอบตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ตามมาตรฐานเลขที่ มอก. 1155-2557
5. ทำการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศที่ภาควิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ขั้นตอนการศึกษา

1. ศึกษาทฤษฎีระบบปรับอากาศ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
2. รวบรวมข้อมูลหตุยภูมิของสภาวะอากาศในประเทศไทยเช่น ค่าเฉลี่ยอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ เพื่อกำหนดสภาวะการทดสอบให้สอดคล้องกับสภาวะอากาศจริง
3. ออกแบบชุดทดลอง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและกำหนดสภาวะที่ใช้ทดสอบ
4. ทดสอบและเก็บรวบรวมข้อมูล
5. วิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบเปรียบเทียบกับการคำนวณ
6. สรุปผลการทดสอบและจัดทำรูปเล่มรายงานฉบับสมบูรณ์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศโดยการนำน้ำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นเหลว วรรณกรรมที่เกี่ยวข้องที่ได้ศึกษาแบ่งได้เป็น 4 หัวข้อใหญ่ได้แก่ 1) การเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ 2) ผลกระทบจากอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง 3) การวิเคราะห์น้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น 4) การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 การเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ

Licina และ Sekhar ได้ทำการทดสอบใช้น้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็นจากเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ (Fresh air unit) ขนาด $10,000 \text{ m}^3/\text{hr}$ จำนวน 6 เครื่อง มาฉีดพ่นน้ำเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ ขนาด $10,000 \text{ m}^3/\text{hr}$ จำนวน 1 เครื่อง โดยทำการประเมินการใช้งานที่ 24 ชั่วโมงต่อวัน ผลการเปรียบเทียบการใช้พลังงานพบว่าสามารถลดพลังงานที่ใช้ลง 10% และยังสามารถนำน้ำที่เหลือจากการฉีดพ่นไปเติมให้กับ Cooling tower พบว่าสามารถลดน้ำเติมได้ 50% [3]

Khan และคณะ ได้ทำการทดสอบนำน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็นของเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ของอาคารสูง 16 ชั้นในสหรัฐอเมริกาที่แอริโซนา ซึ่งมีปริมาณน้ำกลั่นตัว 368 L/hr มาฉีดพ่นน้ำเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ โดยทำการทดสอบกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาดการทำความเย็น $24,000 \text{ Btu/hr}$ จากการทดสอบพบว่าการฉีดพ่นน้ำสามารถลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์จาก 46°C เป็น 36°C ซึ่งส่งผลให้ความสามารถทำความเย็น (Cooling capacity) เพิ่มขึ้น 15% และการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง 18% โดยทำการประเมินการใช้งานที่ 18 ชั่วโมงต่อวัน จากการทดสอบพบว่าสามารถลดการใช้ไฟฟ้าลงได้ 995 US/month และค่าการลงทุนสำหรับชุดฉีดพ่นน้ำสามารถคุ้มทุนภายในเวลาน้อยกว่า 3 เดือน [4]

2.2 อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง

Pottker และ Hrnjak ได้ทำการศึกษาผลกระทบอุณหภูมิของของเหลวเย็นยิ่งที่คอนเดนเซอร์ (Condenser subcooling) ของระบบปรับอากาศ ทำการทดสอบกับสารทำความเย็น R1234yf, R134a และ R717 ที่อุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายใน 27°C และอุณหภูมิอากาศภายนอก 35°C ผลการทดสอบพบว่า R1234yf สามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of Performance, COP) ได้มากที่สุดที่ 8.4% ที่อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง 9°C และพบว่าการเกิดขึ้นของอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งที่คอนเดนเซอร์ส่งผลกระทบต่อสารทำความเย็นที่มีค่าความร้อนแฝงของการระเหยสูง [5]

Kim และคณะ ได้ทำการทดสอบผลกระทบจากการเกิดไอของสารทำความเย็นก่อนเข้าวาล์วลดความดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ของระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ ผลการทดสอบพบว่า การเกิดไอของสารทำความเย็นส่งผลกระทบต่อระบบดังนี้ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นลดลง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความดันเฉลี่ยด้านดูดลดลงมากกว่าด้านส่งทำให้อัตราส่วนการอัดเพิ่มขึ้น ค่าเฉลี่ยการทำความเย็นที่ลดลงทำให้ COP ของระบบลดลง ค่าอัตราการเกิดไอสูงสุดคือ $R_{fg} = 3.6$ ทำให้ COP ลดลง 36% เมื่อเปรียบเทียบกับอัตราการเกิดไอ $R_{fg} = 0$ และได้สรุปว่าวิธีป้องกันการเกิดไอของสารทำความเย็นคือการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว [6]

Pottker และ Hrnjak ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพและเปรียบเทียบ COP ของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดการทำความเย็น 4.1 kW ระหว่าง 1) ระบบที่มีและไม่มีอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง 2) ระบบที่ติดและไม่ติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทำการทดสอบกับสารทำความเย็น R134a และ R1234yf ที่อุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายใน 30°C และภายนอก 35°C ผลการทดสอบพบว่าระบบที่มีอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งและติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้ค่า COP เพิ่มขึ้นดังนี้ สารทำความเย็น R1234yf ค่า COP เพิ่มขึ้นสูงสุดที่ 18% ที่อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง 11°C และสารทำความเย็น R134a ค่า COP เพิ่มขึ้นสูงสุดที่ 9% ที่อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง 9°C และพบว่าการลดอุณหภูมิของของสารทำความเย็นเหลวที่คอนเดนเซอร์ส่งผลกระทบต่อสารทำความเย็นที่มีค่าความร้อนแฝงของการระเหยสูง [7]

2.3 การวิเคราะห์น้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น

Al-Farayedhi และคณะ ได้ทำการศึกษาปริมาณน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดการทำความเย็น 18,000 Btu/hr ทำการศึกษาในประเทศซาอุดีอาระเบีย ช่วงเดือนมิถุนายน กรกฎาคม สิงหาคมและกันยายน ที่สภาวะอากาศ 25 - 50°C และความชื้นสัมพัทธ์ 15 - 90 %RH จากผลการศึกษาได้ปริมาณน้ำกลั่นตัวเฉลี่ยต่อชั่วโมงดังนี้ เดือน มิถุนายน 1.26 kg/hr, กรกฎาคม 1.29 kg/hr, สิงหาคม 2.5 kg/hr, กันยายน 2.33 kg/hr [8]

2.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Pachegaonkar และคณะ ได้ทำการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ (Double Pipe Heat Exchanger : DHX) ระหว่างชนิดผิวเรียบและชนิดเพิ่มใบพัดที่มุม 45° และ 60° ที่ท่อตัวนอก โดยเปรียบเทียบการไหลแบบสวนทางกันและไหลตามกันโดยทดสอบที่เลขเรย์โนลด์ 1,000-3,000 ของไหลที่ใช้ทดสอบเป็นน้ำ ผลการทดสอบพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่เพิ่มใบพัดมุม 45° ทดสอบที่เลขเรย์โนลด์ 3,000 ที่การไหลแบบสวนทางกันให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนดีที่สุด เนื่องจากมีค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเพิ่มใบพัด 60° และท่อผิวเรียบ ขณะที่ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยกว่าท่อเพิ่มใบพัด 60° แต่มากกว่าท่อผิวเรียบ เมื่อเปรียบเทียบอัตราส่วนค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นกับความดันสูญเสียพบว่ามีความมากที่สุด ดังนั้นจึงสรุปว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่เพิ่มใบพัดมุม 45° ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนดีที่สุด [9]

Wu และคณะ ได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อผิวเรียบและท่อแบบเพิ่มพื้นที่ผิวชนิด Ribbed tube โดยใช้ น้ำ เป็นของไหลทดสอบ ทำการศึกษาและวิเคราะห์ผลกระทบจากรูปทรงของ Ribbed tube แบบสี่เหลี่ยมมุมฉาก เช่น ความสูง ความกว้าง ระยะพิตช์ (Pitch) ผลการศึกษาได้สรุปว่า ความกว้าง ความสูง ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น การลดระยะพิตช์จะส่งผลกระทบต่อถ่ายเทความร้อนดีกว่าการเพิ่มความสูงของ Ribbed tube [10]

สมบัติ ทำนา และ พงษ์เจต พรหมวงศ์ ได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อผิวเรียบ และท่อชนิดที่ใส่ใบปิดที่มีพฤติกรรมการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์เท่ากับ 1 และอัตราส่วนการกั้นการไหล (Blockage ratio, Br) ที่ 0.05 0.10 0.15 และ 0.2 ตามลำดับ คำนวณด้วยวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมและอัลกอริธึมแบบ Simple ทดสอบที่ค่าเรย์โนลด์ 200 ถึง 2,000 ผลการศึกษพบว่าท่อที่ใส่ใบปิดสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อผิวเรียบ แต่ขณะเดียวกันค่าตัวประกอบตัวเสียดทานก็สูงขึ้นตามไปด้วย ที่กรณีแผ่นใบปิด Br=0.2 ที่ Re=2,000 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Thermal enhancement factor, TEF) สูงสุดเท่ากับ 2.4 [11]

Sidik และคณะ ได้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อผิวเรียบ และท่อชนิด Ribbed tube ขนาดความลึก 0.5 ถึง 1.5 mm ระยะพิตช์ 5 ถึง 15 mm โดยของไหลทดสอบเป็น Al_2O_3 Nanofluid ความเข้มข้น 0-3% ทดสอบที่ตัวเลขเรย์โนลด์ 10,000-40,000 ผลจากการศึกษาสรุปผลได้ดังนี้ [12]

1. การเพิ่ม Ribbed tube ทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 92% เป็น 621% ที่ความเข้มข้นของ Nanofluid 3%
2. Ribbed tube ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.5 mm ระยะพิตช์ 5 mm จะมีสมรรถนะเชิงความร้อนมากที่สุด
3. การลดระยะพิตช์จะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนมากกว่าการเพิ่มเส้นผ่านศูนย์กลางของ Ribbed tube
4. การเพิ่มความเข้มข้นของ Nano fluid จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายความร้อนโดยรวมเพิ่มขึ้นทั้งท่อผิวเรียบและท่อที่มี Ribbed tube แต่ท่อ Ribbed tube มีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่า

2.5 ประโยชน์ที่ได้จากการทบทวนวรรณกรรม

จากการศึกษาข้อมูลพบที่มีความพยายามที่จะปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศอย่างต่อเนื่องในทั่วทุกภูมิภาคของโลก ทั้งนี้ด้วยจุดประสงค์เดียวกันคือ ลดการใช้พลังงานซึ่งมีอย่างจำกัดและมีวันหมดไป แนวทางการพัฒนาประสิทธิภาพที่ให้ผลชัดเจนและสะดวกในทางการทดสอบได้แก่การเพิ่มประสิทธิภาพด้วยการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว ผู้วิจัยจึงได้มีแนวคิดในการนำน้ำมาลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว

อุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวจะลดลงเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน จากการศึกษาวรรณกรรมพบว่ารูปแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ผลดี สะดวกต่อการติดตั้งในห้องทดสอบและสามารถทำการคำนวณเชิงเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวเลขได้แม่นยำได้แก่ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่ แบบ Ribbed tube ซึ่งเป็นการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและทำให้ผิวขรุขระทำให้การไหลเป็นแบบปั่นป่วน

ผู้เขียนได้ประมวลและประยุกต์แนวคิดทฤษฎีที่เกี่ยวข้องดังกล่าว มาปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศด้วยการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว ผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ แบบ Ribbed tube ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของระบบเพิ่มมากยิ่งขึ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย

ทฤษฎีที่ใช้ในงานวิจัยนี้ประกอบด้วย 1) ทฤษฎีการทำความเย็นแบบอัดไอ 2) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ 3) การคำนวณปริมาณน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็นโดยแผนภูมิไซโครเมตริก และ 4) การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 ทฤษฎีการทำความเย็นแบบอัดไอ

3.1.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

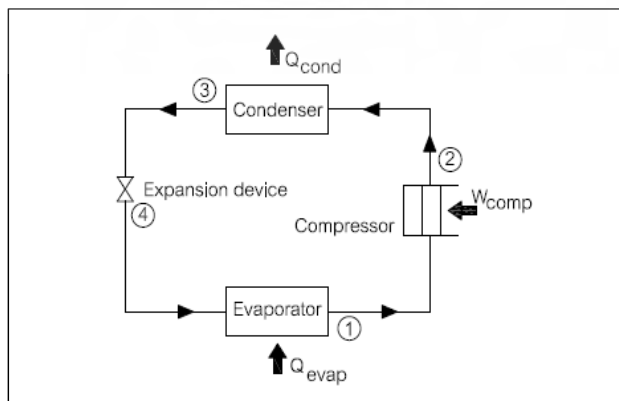
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเป็นระบบการทำความเย็นแบบอัดไอถูกออกแบบตามหลักการวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์ซึ่งประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลัก 4 อย่าง ดังรูปที่ 3.1 ในการศึกษาการเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบจำเป็นต้องรู้และเข้าใจหลักการของวัฏจักรซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

1. อีแวปโปเรเตอร์ ทำหน้าที่ดูดซับความร้อนจากพื้นที่ที่ต้องการควบคุมอุณหภูมิ ซึ่งสารทำความเย็นในสถานะของผสม (ของเหลวและไอ) จะไหลเวียนในอีแวปโปเรเตอร์และเปลี่ยนสถานะเป็นไอเมื่อดูดซับความร้อนจากอากาศที่ไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์ ทำให้พื้นที่ควบคุมอุณหภูมิลดลง

2. คอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ดูดและอัดสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิและความดันต่ำให้มีอุณหภูมิและความสูงเพื่อที่จะให้สารทำความเย็นระบายความร้อนและควบแน่นเป็นของเหลวที่คอนเดนเซอร์

3. คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น โดยมีแผ่นครีป ระบายความร้อนและใช้พัดลมดูดอากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าสารทำความเย็นเข้ามาระบายความร้อนทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลวอุณหภูมิและความดันสูง

4. วาล์วลดความดัน ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นโดยสารทำความเย็นอุณหภูมิสูงและความดันสูงเมื่อไหลผ่านวาล์วลดความดันส่งผลให้อุณหภูมิต่ำและความดันต่ำสารทำความเย็นในสถานะของผสมจะไหลเข้าไปในอีแวปโปเรเตอร์และดูดซับความร้อนจากอากาศที่ไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอและถูกดูดเข้าไปในคอมเพรสเซอร์ซึ่งจะเป็นการทำงานครบหนึ่งรอบวัฏจักร

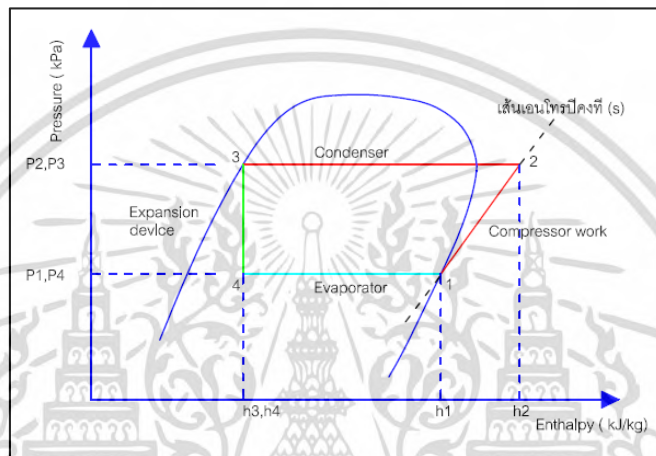


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้รูปที่ 3.1 แสดงส่วนประกอบของระบบการทำความเย็นใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีการการทำความเย็นแบบอัดไอสามารถเขียนให้อยู่ในรูปแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ของสารทำความเย็นดังหัวข้อ 3.1.2

3.1.2 ความดัน (P) กับเอนทาลปี (h) ของสารทำความเย็น

แผนภูมิความดัน-เอนทาลปี (P-h diagram) ของสารทำความเย็นเป็นส่วนที่สามารถใช้ในวิเคราะห์และหาคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่ตำแหน่งต่างๆ ของสารทำความเย็นได้แผนภูมิความดัน-เอนทาลปีแสดงดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี (P-h) ของสารทำความเย็น

แผนภูมิความดัน-เอนทาลปี แสดงวิธีการการทำความเย็นแบบอัดไอในทางอุดมคติ ซึ่งในแต่ละขบวนการมีหลักการการทำงานดังนี้

ขบวนการที่ 4-1 ในขบวนการนี้สารทำความเย็นในสถานะของผสมอิ่มตัวจะระเหยกลายเป็นไออิ่มตัวที่ความดันและอุณหภูมิต่ำ โดยความดันจะคงที่ (Isobaric Process) ความดันของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยจะเท่ากับความดันของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิละเหย ค่าพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทจากแหล่งความร้อนหรือภาระทำความเย็นซึ่งมีค่าเท่ากับเอนทาลปีที่เข้าและออกเครื่องระเหยได้จาก

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

โดย \dot{Q}_E = อัตราความร้อนที่รับเข้ามาในเครื่องระเหย (kW)

\dot{m}_R = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

h_4, h_1 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกเครื่องระเหย (kJ/kg)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขบวนการที่ 1-2 สารทำความเย็นที่เป็นไออิ่มตัวที่ออกจากเครื่องระเหยจะถูกดูดเข้าไปในเครื่องอัดไอ โดยความดันที่ทางเข้าเครื่องอัดไอจะเท่ากับจะเท่ากับความดันในเครื่องระเหย ไอของสารทำความเย็นถูกอัดให้มีความดันสูงขึ้นจนกระทั่งเท่ากับความดันในเครื่องควบแน่น ที่ทางออกของเครื่องอัดไอสารทำความเย็นจะอยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่ง ในขั้นตอนนี้ขบวนการในเครื่องอัดไอจะเป็นแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic process) ดังนั้นเอนโทรปีของสารทำความเย็นมีค่าคงที่ ($s_1 = s_2$) พลังงานกลที่เครื่องอัดไอต้องการคือ

$$\dot{W}_C = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

โดย \dot{W}_C = กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ (kW)
 \dot{m}_R = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น (kg/s)
 h_1, h_2 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

ขบวนการที่ 2-3 สารทำความเย็นจากเครื่องอัดไอจะควบแน่นเป็นของเหลวอิ่มตัวที่ทางออกของเครื่องควบแน่นขบวนการนี้ความดันจะคงที่ (Isobaric process) ความดันภายในเครื่องควบแน่นซึ่งเท่ากับความดันของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิของเครื่องควบแน่น พลังงานความร้อนที่คายออกจากเครื่องควบแน่นคำนวณได้ดังนี้

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (3.3)$$

โดย \dot{Q}_C = อัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ (kW)
 \dot{m}_R = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)
 h_2, h_3 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าและออกคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

ขบวนการที่ 3-4 ในขบวนการนี้ของเหลวอิ่มตัวที่ความดันสูงในเครื่องควบแน่นจะถูกลดความดันให้ต่ำลงเท่ากับความดันในเครื่องระเหยในขบวนการนี้จะไม่มีการถ่ายพลังงานระหว่างสารทำความเย็นกับสิ่งแวดล้อมเลย ($h = \text{constant}$) ดังนั้นเอนทาลปีของสารทำความเย็นจะมีค่าคงที่ $h_3 = h_4$

3.2 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ (Coefficient of Performance, COP)

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบคืออัตราส่วนของขนาดทำความเย็นที่เครื่องทำได้ต่อพลังงานที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอ

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{m}_R (h_1 - h_4)}{\dot{m}_R (h_2 - h_1)} \quad (3.4)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ

COP	=	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ
Q_E	=	ค่าภาระการทำความเย็น (kW)
W_C	=	กำลังงานที่ใช้เครื่องอัดไอ (kW)
\dot{m}_r	=	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น (kg/s)
h_1	=	เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอ (kJ/kg)
h_2	=	เอนทาลปีของสารทำความเย็นหลังจากผ่านเครื่องอัดไอ (kJ/kg)
h_4	=	เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอยล์เย็น (kJ/kg)

3.2.1. การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศในห้องทดสอบมาตรฐาน

งานวิจัยนี้ได้ทำการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศโดยใช้สมการตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก.1155-2557) [13] ซึ่งสมการที่ใช้คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศมีรายละเอียดดังนี้

ขีดความสามารถทำความเย็นของห้องปรับอากาศในห้องควบคุมสภาวะภายใน

$$q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2}) \dot{m}_w + q_p + q_r \quad (3.5)$$

เมื่อ

q_{tc_i}	=	ขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องภายในห้องควบคุมสภาวะภายใน (W)
$\sum E_r$	=	ผลรวมของกำลังไฟฟ้าที่ใช้ทั้งหมดในห้องควบคุมสภาวะภายใน (W)
h_{w1}	=	เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้อุณหภูมิน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น) (J/kg)
h_{w2}	=	เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้อุณหภูมิน้ำที่ควบแน่นในอีแวปโปเรเตอร์) (J/kg)
\dot{m}_w	=	อัตราของน้ำที่ควบแน่นภายในห้องควบคุมสภาวะอากาศภายใน (kg/s)
q_p	=	อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่สภาวะห้องควบคุมสภาวะอากาศภายในผ่านผนังกั้นระหว่างห้องควบคุมสภาวะอากาศภายในและห้องควบคุมสภาวะอากาศภายนอก (W)
q_r	=	อัตราความร้อนที่รั่วไหลผ่านพื้นและเพดานเข้าสู่สภาวะห้องควบคุมสภาวะอากาศภายใน (W)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นได้สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

$$\text{COP} = \frac{q_{tc_i}}{E} \quad (3.6)$$

โดยที่ COP คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ
E คือ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบ (W)

3.2.2. การหาความร้อนรั่วไหล q_p และ q_r

การคำนวณหาขีดความสามารถทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนตามมาตรฐาน มอก.1155-2557 จำเป็นต้องคำนวณหาความร้อนรั่วไหลจากอากาศภายนอกเข้าสู่ห้องทดสอบในช่วงการทดสอบเพื่อให้ค่าที่ได้มีความแม่นยำ [14] การคำนวณหาความร้อนรั่วไหลแสดงดังสมการด้านล่าง

$$q = \frac{T_0 - T_1}{\frac{t_1}{k_1 A} + \frac{t_2}{k_2 A} + \dots + \frac{t_n}{k_n A}}$$

เมื่อ T_0 คือ อุณหภูมิภายนอกของผนัง (K)
 T_1 คือ อุณหภูมิภายในของผนัง (K)
 t คือ ความหนาวัสดุ (mm)
 k คือ ค่าการนำความร้อน (W/m.K)
 A คือ พื้นที่วัสดุ (m^2)

จากการตรวจเช็คผนังกันความร้อนในห้องทดสอบพบว่าประกอบด้วยวัสดุสองชนิด 1) โฟมขาวหรือโพลิสไตรีน (Polystyrene) ซึ่งอยู่ตรงกลางของแผ่นฉนวน 2) อลูมิเนียมมีสองด้านทำการประกบแผ่นโฟมขาวที่อยู่ตรงกลาง ขนาดของผนังแต่ละด้านและขนาดของห้องทดสอบจำลองอากาศภายนอกและภายในแสดงดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 พื้นที่ผนังห้องทดสอบ

ผนังแผ่นที่	พื้นที่จำลองสภาวะห้องภายใน (m^2)	พื้นที่จำลองสภาวะห้องภายนอก (m^2)
1	8.10	11.77
2	9.09	9.09
3	8.10	11.77
4	9.09	9.09
5	15.79	22.94
6	15.79	22.94

ตารางที่ 3.2 ความหนาและค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้สร้างผนังห้องทดสอบ

วัสดุ	ความหนา (mm)	ค่าการนำความร้อน (W/m.K)
อลูมิเนียม	1	30
โฟม	77	0.23

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานในการศึกษาระดับปริญญาโท ไม่อนุญาตให้ผู้อื่นใช้ประโยชน์ใดๆ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อทราบถึง ความหนาของวัสดุ ค่าการนำความร้อน พื้นที่ของผนังแต่ละด้าน อุณหภูมิภายในและภายนอกของผนัง เราสามารถใช้ความสัมพันธ์จากสมการข้างต้น คำนวณหาค่าความร้อนรั่วไหลเพื่อใช้ในการประกอบการวิเคราะห์ผลได้

3.2.3 การลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิควบแน่น

การเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศสามารถทำได้หลายวิธี เช่น 1) การควบคุมความดันด้านคอนเดนเซอร์ให้ต่ำที่สุด 2) การควบคุมความดันด้านเครื่องระเหยให้สูงที่สุด 3) การลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิควบแน่น 4) การควบคุมการเดินเครื่องและหยุดทำงานให้เหมาะสม 5) การเลือกขนาดเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมกับสภาวะโหลด

จากวิธีเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศที่กล่าวมา งานวิจัยจึงมีแนวคิดที่จะลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิควบแน่นโดยใช้น้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น ซึ่งจะส่งผลต่อระบบดังนี้

1. ทำให้ได้ค่าการทำความเย็น (Refrigerating effect, RE) เพิ่มขึ้น โดยค่าการทำความเย็นคำนวณได้จาก เอนทาลปีของสารทำความเย็นด้านออกจากคอยล์เย็นลบเอนทาลปีของสารทำความเย็นด้านเข้าคอยล์เย็น
2. อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นลดลงเพราะว่าค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้นขณะที่ค่าภาระทำความเย็นเท่าเดิมซึ่งเป็นไปตามสมการ 3.1
3. กำลังงานของเครื่องอัดลดลง งานที่เครื่องอัดใช้ในการอัดสารทำความเย็นเท่ากันไม่ว่าสารทำความเย็นจะควบแน่นที่อุณหภูมิอิ่มตัวหรือสารทำความเย็นเหลวถูกลดอุณหภูมิแต่ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ถูกลดอุณหภูมิจจะน้อยกว่าทำให้กำลังงานที่ใช้ลดลงซึ่งเป็นไปตามสมการ 3.2

จากข้อมูลดังกล่าวเมื่อเขียนอยู่ในรูปของแผนภาพความดัน – เอนทาลปี (P-h) เปรียบเทียบระบบสารทำความเย็นควบแน่นที่อุณหภูมิอิ่มตัวกับระบบที่สารทำความเย็นถูกลดอุณหภูมิให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวที่ความดันเดียวกันแสดงได้ในรูปที่ 3.3

3.3. การคำนวณปริมาณน้ำกลั่นตัว

ในพื้นที่ปรับอากาศจะมีการลดอุณหภูมิและความชื้นให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสม ความชื้นคือปริมาณไอน้ำในอากาศ ในระบบปรับอากาศเมื่ออากาศถูกลดอุณหภูมิระหว่างไหลผ่านคอยล์เย็นเมื่ออากาศมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดอิ่มตัวจะทำให้ไอน้ำในอากาศควบแน่นเป็นน้ำ งานวิจัยนี้ได้นำน้ำกลั่นตัวที่ปกติจะปล่อยทิ้งมาช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ ขบวนการเกิดน้ำกลั่นตัวคือการลดอุณหภูมิและลดความชื้นแสดงได้ในแผนภูมิไซโครเมตริกดังรูปที่ 3.4 ส่วนการคำนวณหาปริมาณน้ำกลั่นตัวได้จากดังสมการที่ 3.10

$$M_w = \frac{(CFM \times 60)}{v} \times \frac{(W_i - W_e)}{7000} \quad (3.9)$$

โดยที่

M_w = ปริมาณน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น (lb.w/hr)

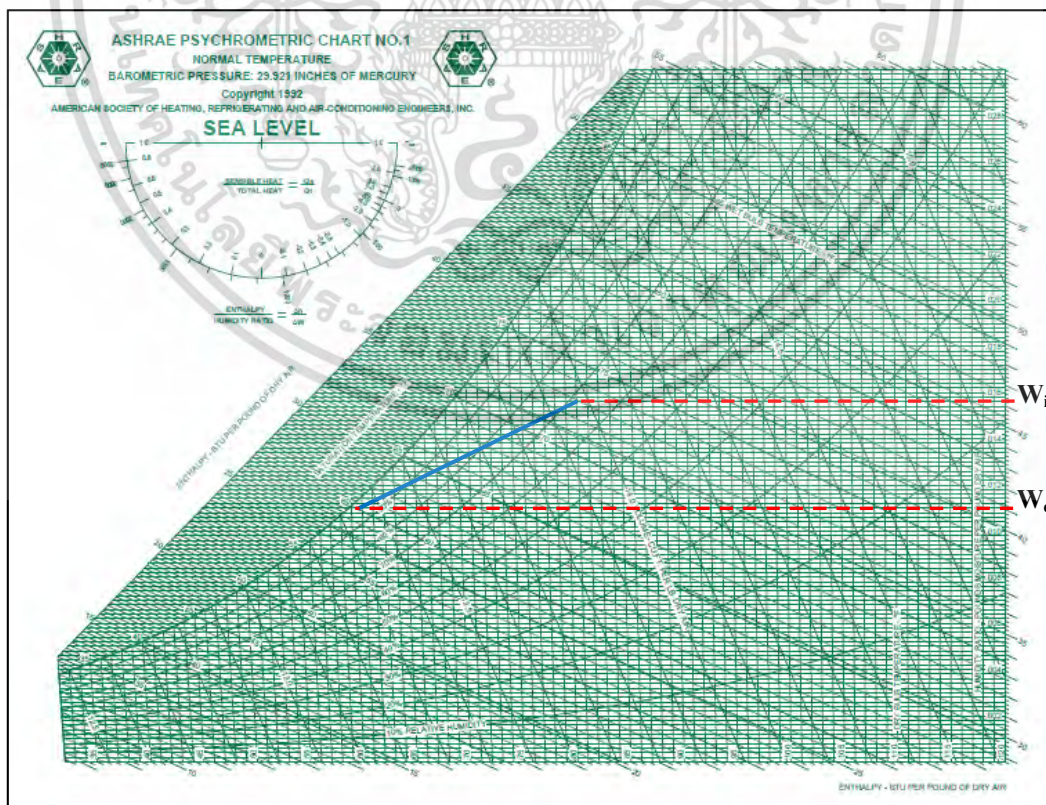
CFM = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (ft^3/min)

v = ปริมาตรจำเพาะของอากาศก่อนเข้าคอยล์เย็น (ft^3/min)

W_e = ความชื้นจำเพาะของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น (gr.w/lb.d.a)

W_i = ความชื้นจำเพาะของอากาศก่อนเข้าคอยล์เย็น (gr.w/lb.d.a)

7000 = ค่าการแปลงหน่วย



รูปที่ 3.4 รูปแสดงขบวนการทำความเย็นและลดความชื้นบนแผนภูมิไซโครเมตริก [15]

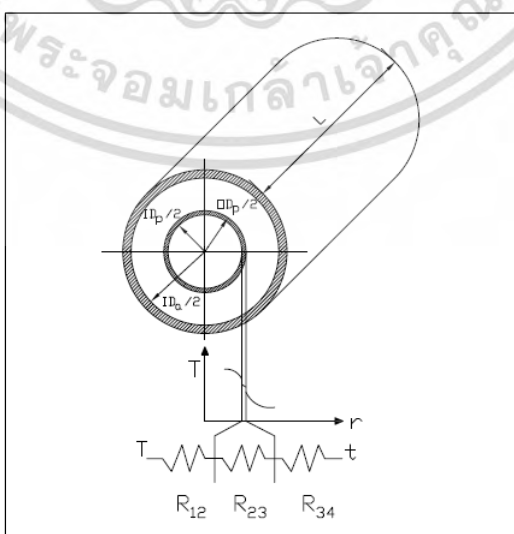
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลสองชนิดที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน ชนิดหนึ่งเป็นกระแสนอนอีกชนิดเป็นกระแสเย็น ขณะแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่มีสารผสมกันโดยกายภาพเลย [16] ในทางวิศวกรรมมีการใช้ที่หลากหลายมากเช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ คอยล์ร้อน คอยล์เย็น ฯลฯ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบธรรมดาแบ่งออกเป็นสองชนิด ชนิดแรกโดยขึ้นอยู่กับการจัดทิศทางสัมผัสของทิศทางการไหลของกระแสน้ำสองชนิด ถ้ากระแสน้ำสองไหลตัดกันในช่องว่างซึ่งโดยปกติจะเป็นมุมฉากเรียกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger) ชนิดที่สอง ประกอบด้วยเครื่องที่มีกระแสน้ำ 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันหรือไหลสวนกันในช่องว่าง เรียกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ (Shell and tube) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกันหรือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ (Double pipe heat exchanger) ซึ่งในงานวิจัยนี้จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่มาเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำกลั่นตัว

3.4.1 การถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่จะพิจารณาการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำโดยใช้หลักการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นที่ไหลอยู่ต่อตัวในผ่านผนังท่อทองแดงมาสู่น้ำที่ไหลอยู่ในท่อตัวนอก โดยละทิ้งการถ่ายเทความร้อนจากท่อตัวนอกสู่สภาพแวดล้อมโดยการหุ้มฉนวนท่อตัวนอก ค่าความต้านทานการไหลของความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่สามารถเขียนให้อยู่ในลักษณะของความต้านทานของกระแสไฟฟ้าได้เป็น



รูปที่ 3.5 แสดงความต้านทานการไหลของความร้อนในรูปความต้านทานของกระแสไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma R = R_{12} + R_{23} + R_{34} \quad (3.10)$$

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi k L} \ln \frac{OD_i}{ID_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.11)$$

เมื่อ

ΣR = เป็นค่าความต้านทานการไหลของความร้อนรวม ($m^2 \cdot K/W$)

h_i = เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของของไหลที่อยู่ในท่อตัวใน ($W/m^2 \cdot K$)

h_o = เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของของไหลที่อยู่ในท่อตัวนอก ($W/m^2 \cdot K$)

k = เป็นค่าสภาพนำความร้อนของผนังท่อ ($W/m \cdot K$)

L = เป็นความยาวของท่อส่วนที่พิจารณา (m)

ID_i = เป็นค่าเส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของท่อตัวใน (m)

OD_i = เป็นค่าเส้นผ่านศูนย์กลางด้านนอกของท่อตัวใน (m)

A_i = เป็นค่าพื้นที่ผิวของท่อด้านในที่สัมผัสกับของไหลในส่วนที่พิจารณา
= $\pi (ID_i)L$, (m^2)

A_o = เป็นค่าพื้นที่ผิวด้านนอกของท่อตัวในที่สัมผัสกับของไหลในส่วนที่พิจารณาของ
ท่อตัวนอก = $\pi (OD_i)L$, (m^2)

ในทางปฏิบัติการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่มีกะทั่งความต้านทานการไหลของความร้อนในส่วนของการนำความร้อนผ่านผนังท่อเนื่องจากผนังท่อที่ใช้มีความหนาน้อย ดังนั้นสมการ 3.6 จึงเขียนใหม่ได้เป็น

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.12)$$

เมื่อแปลงความต้านทานการไหลของความร้อนรวมให้อยู่ในรูปสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะเขียนได้ดังนี้

$$\Sigma R = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.13)$$

$$A_o \Sigma R = \frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.14)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{OD_i}{h_i ID_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ

$$\Sigma R = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.16)$$

$$A_i \Sigma R = \frac{1}{U_i} = \frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.17)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{ID_i}{h_o OD_i} \quad (3.18)$$

เมื่อ U_o = เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อ้างอิงกับพื้นที่ผิวด้านนอกของท่อตัวใน

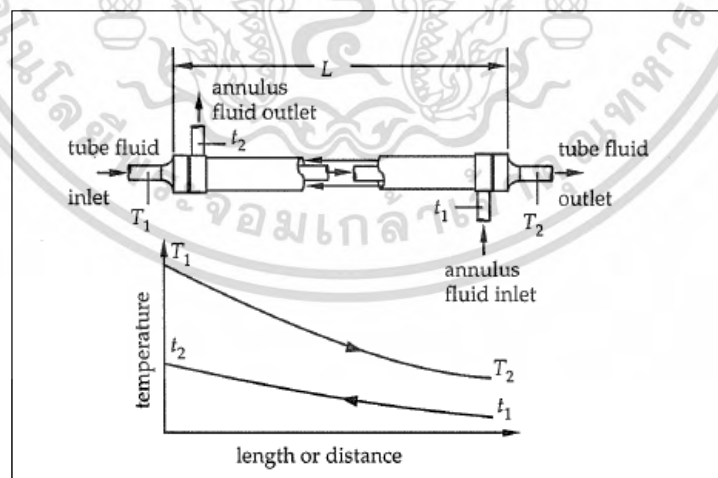
U_i = เป็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่อ้างอิงกับพื้นที่ผิวด้านในของท่อตัวในและเนื่องจากอุณหภูมิของไหลที่อยู่ท่อตัวนอกและตัวในต่างแปรเปลี่ยนไปตามความยาวของท่อที่พิจารณา ดังนั้นค่าความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลชนิดหนึ่งผ่านผนังท่อไปอีกของไหลชนิดหนึ่งจึงพิจารณาได้ตามสมการดังนี้

$$q = U_o A_o \Delta T_{lm} = U_i A_i \Delta T_{lm} \quad (3.19)$$

โดยที่

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.20)$$

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลสวนกัน $\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,1}$, $\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,2}$



รูปที่ 3.6 รูปแสดงลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดไหลสวนกันและการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลที่แปรตามตำแหน่งตลอดความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยสรุปแล้วการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ สามารถพิจารณาได้จาก 3 สมการ ดังนี้

1. พิจารณาจากความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลชนิดหนึ่งไปสู่ของไหลชนิดหนึ่งผ่านผนังของท่อในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งหาได้จากสมการ

$$q = U_o A_o \Delta T_{lm} = U_i A_i \Delta T_{lm} \quad (3.21)$$

2. พิจารณาจากความร้อนที่ถูกถ่ายเทจากของไหลร้อนโดยพิจารณาความแตกต่างของอุณหภูมิที่ไหลเข้าและไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งหาได้จากสมการ

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,1} - T_{h,2}) \quad (3.22)$$

3. พิจารณาจากความร้อนที่ถูกรับเข้ามาของไหลเย็นโดยพิจารณาความแตกต่างของอุณหภูมิที่ไหลเข้าและไหลออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งหาได้จากสมการ

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,2} - T_{c,1}) \quad (3.23)$$

ทั้งนี้ความร้อนที่แสดงต้องเท่ากันทั้ง 3 สมการ

3.4.2 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่

ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่มีขั้นตอนการออกแบบดังนี้ 1) ทำการออกแบบโดยให้ผิวท่อตัวนอกเป็นผิวเรียบแล้วทำการคำนวณหาอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นเหลวด้วยสมการแมนตรงวิธี Effectiveness-NTU ทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์กับการคำนวณเชิงตัวเลขโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ Ansys FLUENT 2) ตรวจสอบความแม่นยำของสมการที่ใช้ในการคำนวณเชิงตัวเลข (Simulation verification) โดยเปรียบเทียบกับผลการทดสอบที่เชื่อถือได้ ที่มีรูปแบบการทดสอบคล้ายกับงานวิจัยนี้ 3) เมื่อผลลัพธ์ที่ได้ใกล้เคียงกันจึงทำการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการเพิ่มพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อน [17]

3.4.3 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่โดยใช้วิธี Effectiveness-NTU

โดยทั่วไปแล้วการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ด้วยสมการแมนตรงสามารถหาสมรรถนะได้สองวิธีคือ วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (LMTD method) ซึ่งวิธีนี้จะใช้ง่ายในกรณีที่รู้อุณหภูมิของไหลทางเข้าและทางออกแต่กรณีไม่รู้อุณหภูมิทางออกต้องใช้ขบวนการทำซ้ำหลายครั้งในการหาอุณหภูมิทางออก ส่วนอีกวิธีที่ได้รับความนิยมและนำมาใช้ในการหา

สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยนี้คือ วิธี (Effectiveness-NTU method) ซึ่งสามารถหาได้ดังต่อไปนี้

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.24)$$

โดยที่ ε = เป็นค่า Heat transfer (HT) effectiveness
 q = เป็นค่าการถ่ายเทความร้อนของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 Actual HT rate
 q_{\max} = เป็นค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ Maximum Possible HT rate

ซึ่ง q_{\max} สามารถได้จาก

$$q_{\max} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{h,1} - T_{c,1}) \quad \text{ในกรณี} \quad \dot{m}_c c_{p,c} < \dot{m}_h c_{p,h}$$

$$q_{\max} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,1} - T_{c,1}) \quad \text{ในกรณี} \quad \dot{m}_h c_{p,h} < \dot{m}_c c_{p,c}$$

หรือเขียนให้เป็นสมการทั่วไปจะอยู่ในรูปดังนี้

$$q_{\max} = (\dot{m} c_p)_{\min} (T_{h,1} - T_{c,1}) \quad (3.25)$$

โดยที่ $(\dot{m} c_p)_{\min}$ อัตราความจุความร้อนที่มีค่าน้อยกว่าของไหล
 (อาจเป็น $\dot{m}_h c_{p,h}$ หรือ $\dot{m}_c c_{p,c}$: เลือกใช้ค่าน้อยกว่า)

ดังนั้นสามารถอธิบายค่า Effectiveness ให้อยู่ในรูปอุณหภูมิดังนี้

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,1} - T_{h,2})}{(\dot{m} c_p)_{\min} (T_{h,1} - T_{c,1})} \quad (3.26)$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,2} - T_{c,1})}{(\dot{m} c_p)_{\min} (T_{h,1} - T_{c,1})} \quad (3.27)$$

และสามารถเขียนค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเทียบกับค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดได้ดังนี้

$$q = \varepsilon (\dot{m} c_p)_{\min} (T_{h,1} - T_{c,1}) \quad (3.28)$$

จากนั้นมีการกำหนดเทอมที่เรียกว่า Number of transfer unit (NTU) ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (3.29)$$

และกำหนดให้ค่าอัตราส่วนของอัตราความจุความร้อน ซึ่งต้องมีค่าน้อยกว่า 1 เสมอเขียนได้เป็น

$$C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} < 1 \quad (3.30)$$

โดยที่ค่า Effectiveness สำหรับวิเคราะห์หาค่าการถ่ายเทความร้อนของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกันหาได้ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (3.31)$$

ค่าอุณหภูมิของไหลที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลสวนกันหาได้ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,2} - T_{c,1})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,1} - T_{c,1})} \quad \text{ในกรณี } (\dot{m}c_p)_{\min} = \dot{m}_c c_{p,c}$$

ดังนั้น

$$T_{c,2} = T_{c,1} + \varepsilon (T_{h,1} - T_{c,1}) \quad \text{ในกรณี } \dot{m}_c c_{p,c} < \dot{m}_h c_{p,h}$$

$$T_{h,2} = T_{h,1} - C_r (T_{c,2} - T_{c,1})$$

ค่าอุณหภูมิของไหลที่ออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลสวนกันหาได้ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,1} - T_{h,2})}{(\dot{m}c_p)_{\min} (T_{h,1} - T_{c,1})} \quad \text{ในกรณี } (\dot{m}c_p)_{\min} = \dot{m}_h c_{p,h}$$

ดังนั้น

$$T_{h,2} = T_{h,1} - \varepsilon (T_{h,1} - T_{c,1}) \quad \text{ในกรณี } \dot{m}_h c_{p,h} < \dot{m}_c c_{p,c}$$

$$T_{c,2} = T_{c,1} + C_r (T_{h,1} - T_{h,2}) \quad \text{ในกรณี } \dot{m}_h c_{p,h} < \dot{m}_c c_{p,c}$$

ขั้นตอนการคำนวณสำหรับงานวิจัยนี้ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ข.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD)

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) เป็นศาสตร์ที่ถูกนำมาใช้ในการคำนวณแก้ไขปัญหามีความซับซ้อน สามารถคำนวณผลลัพธ์ของรูปแบบที่ยากแก่การคำนวณด้วยผลเฉลยแม่นยำ มีความถูกต้องแม่นยำ สามารถปรับแก้ไขขนาดหรือรูปแบบของชิ้นงานได้อย่างรวดเร็วบนคอมพิวเตอร์เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่ดีที่สุดก่อนนำไปขึ้นรูปเพื่อใช้ในการทดสอบจริง เป็นการประหยัดทั้งเวลาและค่าใช้จ่ายในการทำงาน ปัจจุบันพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้อย่างมากในด้านวิศวกรรมหรือวิทยาศาสตร์แขนงต่างๆ เช่น อวกาศยาน การศึกษาด้านการถ่ายเทความร้อน การไหลเวียนของอากาศในพื้นที่ควบคุมต่างๆ โปรแกรมจะทำการคำนวณด้วยหลักการของระเบียบวิธีเชิงตัวเลข โดยจะทำการแก้ปัญหาลูกข่ายย่อย (Partial Differential Equation) ให้อยู่ในรูปสมการพีชคณิต (Algebraic equation) จากนั้นจะประมวลผลของตัวแปรที่ศึกษา เช่น อุณหภูมิ ความดัน ความเร็ว ผลลัพธ์แสดงอยู่ในรูปแผนภาพสีที่ระดับความเข้มต่างๆ ซึ่งผู้ศึกษาสามารถวิเคราะห์ปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้นระหว่างการไหลได้เป็นอย่างดี งานวิจัยนี้ใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ANSYS FLUENT ช่วยในการคำนวณเชิงตัวเลขพลศาสตร์ของไหลและใช้ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (Finite volume methods) ช่วยในการวิเคราะห์และประมวลผลหลักการของวิธีการนี้คือการแบ่งของไหลในท่อออกเป็นก้อน (Volume) หรือเซลล์ (Cell) ขึ้นเล็กๆ สาเหตุที่แบ่งออกเป็นเซลล์ขึ้นเล็กๆ ก็เพื่อที่จะหาค่าเฉลี่ยของผลลัพธ์โดยประมาณซึ่งเป็นจุด (Node) อยู่ตรงกลางของเซลล์ (Centroid) ชิ้นงานจะถูกแบ่งจนกระทั่งเกิดเป็นโครงตาข่ายเชิงปริมาตร (Volume mark) หรือกริด (Grid) มีรูปร่างเหมือนชิ้นงานที่กำลังศึกษา การใช้กริดแบ่งชิ้นงานนั้นสามารถกำหนดรูปแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured grids) ทั้งรูปแบบสามเหลี่ยมและรูปแบบสี่เหลี่ยมในชิ้นงานเดียวกัน หรืออาจกำหนดให้มีโครงสร้างแน่นอนเหมือนกันทั้งชิ้นงาน (Structured mesh) ก็ได้ การแก้ปัญหาลูกข่ายเกี่ยวกับสมการการไหลถ้าเป็นการไหลแบบไม่หนืด (Inviscid flow) จะใช้สมการออยเลอร์ (Euler equation) ส่วนการไหลแบบมีความหนืด (Inviscid flow) จะใช้สมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-stokes equation)

4.1 สมการควบคุมพื้นฐานสำหรับการไหล

4.1.1 สมการควบคุมการไหล

สำหรับการไหลของของไหลที่มีความหนืด เป็นการไหลที่รวมผลที่เกิดจากการกระจายตัวและปรากฏการณ์ที่เกิดจากจากความหนืด โดยสมการควบคุม (Governing Equation) ที่นำมาใช้ในการคำนวณการไหลของของไหลที่มีความหนืด (Viscous flow) ในกรณีการไหลอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state), ภายใต้สมมติฐานไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible fluid) ในการจำลองปรากฏการณ์การไหลจะมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการอนุรักษ์มวลหรือสมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) สมการโมเมนตัม (Navier-stokes Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy equation)

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) หรือสมการอนุรักษ์มวล (Conservation of mass) เป็นสมการควบคุมการไหลของของไหล อธิบายกฎการอนุรักษ์ทางฟิสิกส์ (กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์) ซึ่งกล่าวไว้ว่า มวลของไหลไม่สูญหายหรือมวลภายในระบบคงที่ เนื่องจากอัตราการไหลเข้าเชิงมวลเท่ากับอัตราการไหลออกเชิงมวล ดังนั้นอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานของระบบจึงเป็นศูนย์ นั่นคือพลังงานที่เข้าสู่ระบบเท่ากับพลังงานที่ออกจากระบบ ดังแสดงในสมการที่ 4.1 โดยเทอมแรกทางซ้ายมือของสมการ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น (มวลต่อปริมาตร) ต่อเวลา ส่วนเทอมที่สอง คือ การไหลสุทธิของมวลข้ามผ่านขอบเขตของปริมาตรเล็กๆ เป็นเทอมของการพาความร้อน

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left(\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.1)$$

สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (เช่น ของเหลว) ความหนาแน่นมีค่าคงที่ดังนั้นสมการจะกลายเป็น

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

โดย u , v และ w เป็นความเร็วย่อยในทิศทาง x, y, z ตามลำดับ

สมการโมเมนตัม (Navier-Stokes Momentum Equation) เป็นสมการควบคุมการไหลของของไหล อธิบายกฎการอนุรักษ์ทางฟิสิกส์ซึ่งกล่าวไว้ว่า ผลรวมของแรงทั้งหมดที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมต้องเท่ากับอัตราสุทธิของโมเมนตัมที่ออกจากปริมาตรควบคุม (กฎข้อที่สองของนิวตัน) โดยแรงที่กระทำต่อของไหลในปริมาตรควบคุมมี 2 ชนิด คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. แรงจากมวลของไหล (Body force) เป็นผลมาจากอิทธิพลของ แรงโน้มถ่วง แรงหมุนหนีศูนย์กลาง และแรงแม่เหล็กไฟฟ้า (Coriolis force)
2. แรงกระทำที่ผิว (Surface force) เป็นผลมาจากแรงเนื่องจากความดันและแรงเนื่องจากความหนืด

สมการโมเมนตัมแสดงได้ในสมการ (4.3, 4.4, 4.5)

$$\text{X-Component : } \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.3)$$

$$\text{Y-Component : } \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

$$\text{Z-Component : } \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

เทอมแรกทางซ้ายของทั้งสามสมการคือแรงจากความเฉื่อย (Inertial force) เทอมแรกทางขวา คือแรงจากมวลของไหล (Body force) เทอมที่สองคือแรงจากความดัน (Pressure force) และเทอมสุดท้ายคือแรงเนื่องจากความหนืด (Viscous force) ที่กระทำต่อของไหล

สมการพลังงาน (Energy Equation) เป็นสมการควบคุมการไหลของของไหล อธิบายกฎการอนุรักษ์ทางฟิสิกส์ซึ่งกล่าวไว้ว่า พลังงานที่เพิ่มขึ้นให้แก่ของไหลเท่ากับอัตราพลังงานที่เข้าโดยการนำ+อัตราพลังงานที่เข้าโดยแรงจากจากน้ำหนัก+อัตราพลังงานที่เข้าโดยความเค้นที่ผิว แสดงได้ในสมการ 4.6

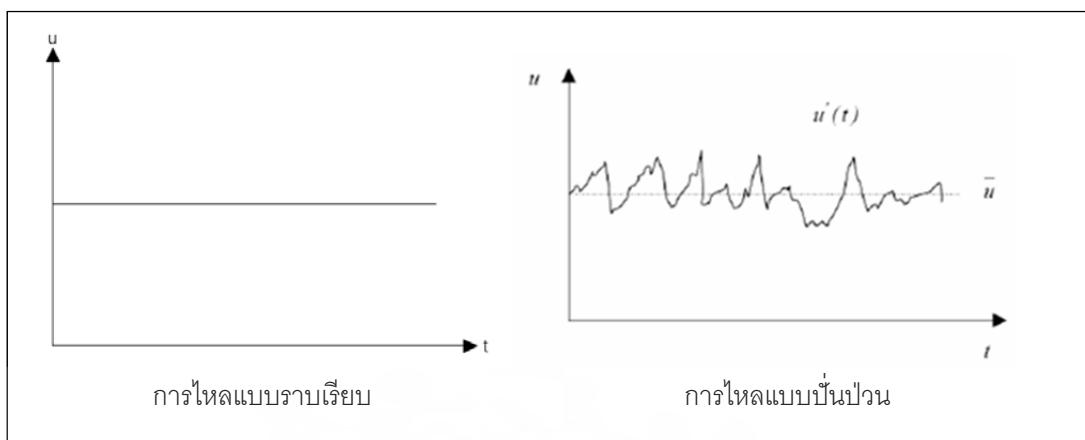
$$\rho c_p \left(\frac{u \partial T}{\partial x} + \frac{v \partial T}{\partial y} + \frac{w \partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (4.6)$$

เทอมทางซ้ายคืออัตราการถ่ายเทพลังงานโดยมวลส่วนเทอมทางขวาคือการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ

4.1.2 แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence Model)

แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนจะประกอบด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัมและสมการพลังงานเช่นเดียวกันกับการไหลแบบราบเรียบแต่แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนมีความสลับซับซ้อนมากกว่า เนื่องจากการพิจารณาในรูปของค่าเฉลี่ยและค่าการสั่น (Fluctuation) ของการไหลแบบปั่นป่วน จึงได้นำวิธี Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) มาใช้กับสมการการคลาดเคลื่อนที่เพื่อเปลี่ยนแปลงชุดสมการการไหลให้อยู่ในรูปของค่าเฉลี่ยรวมทั้งใช้แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence Model) มาช่วยในการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.1 การเปลี่ยนแปลงความเร็วตามแนวแกนเทียบกับเวลาของการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน

Reynolds-averaged Navier-Stokes equation (RANS) เป็นเทคนิคที่ใช้ในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลสำหรับระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน โดยจะทำการคำนวณความปั่นป่วนทั้งหมดโดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วนและปรับปรุงรูปแบบสมการนาเวียร์-สโตกส์เดิมโดยการแยกตัวแปรที่เกิดจากการไหลเช่น ความเร็ว (u) ออกเป็นสองส่วนคือ ส่วนที่เป็นค่าเฉลี่ยไม่ขึ้นกับเวลาและส่วนที่แทนผลความปั่นป่วนที่ขึ้นกับเวลาแสดงได้ดังสมการ

$$u(X, t) = \bar{u}(X) + u'(X, t) \quad (4.7)$$

สำหรับการไหลแบบอัดตัวไม่ได้แบบปั่นป่วนสามารถแสดงในรูปเวกเตอร์ได้

$$-\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 + \nabla \cdot (\tau_{ij, \text{turbulent}}) = (\nabla \cdot \nabla) V \quad (4.8)$$

เมื่อ $\tau_{ij, \text{turbulent}}$ แทนผลที่เกิดจากความเปลี่ยนแปลงเนื่องจากความปั่นป่วน (Reynolds stress)

แบบจำลองความปั่นป่วนเป็นแบบจำลองที่ช่วยคำนวณสมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัม สมการ Reynolds-averaged Navier-Stokes equation (RANS) และสมการพลังงานสำหรับระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วนโดยจะใช้ในการหาค่า Reynolds stress (τ_{ij}) โดยแบบจำลองที่ใช้ในโปรแกรมมีหลายรูปแบบแต่งานวิจัยนี้เลือกรูปแบบ Standard $k - \epsilon$ ซึ่งประกอบไปด้วย Two-equation turbulence model โดยจะทำการหาค่าตอบของสมการพร้อมกับการแก้สมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัมและสมการพลังงานโดยตัวแปรที่เพิ่มขึ้นมาประกอบด้วยค่า k คือ Turbulent kinetic energy และ ϵ คือ Turbulence dissipation rate แบบจำลองความปั่นป่วน Standard $k - \epsilon$ เป็นแบบจำลองของ Launder and Spalding (1974) ซึ่งจะใช้ Boussinesq Approximation ในการหาค่าของ Reynold stress ค่า $k - \epsilon$ แสดงได้ดังสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k คือ สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

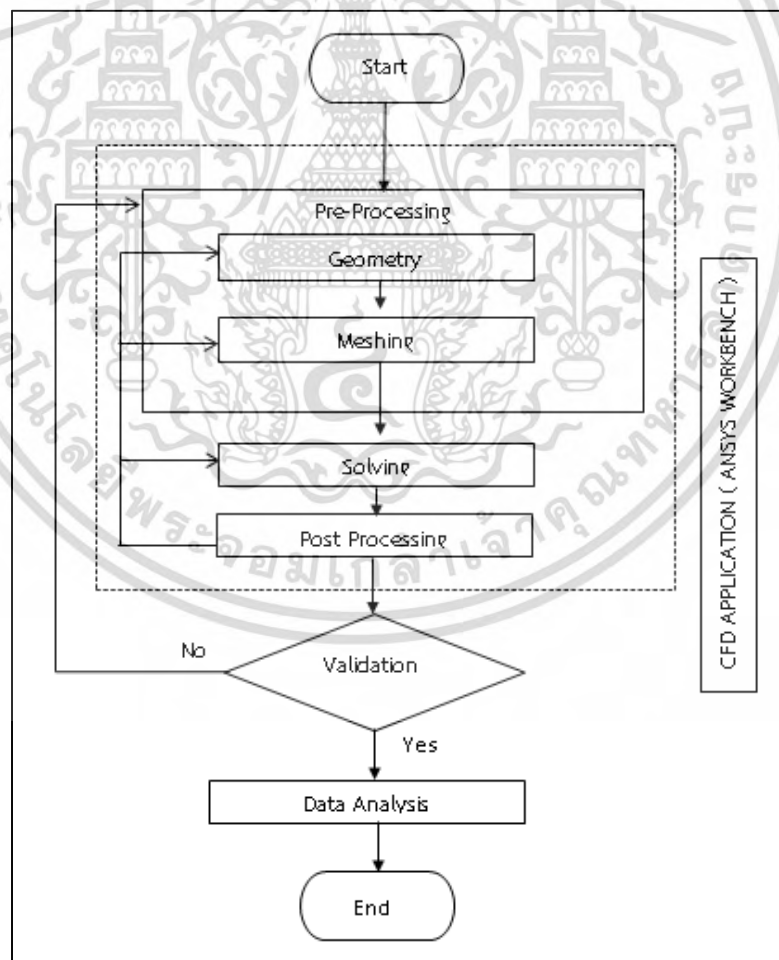
$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \sigma_k - \rho \varepsilon \quad (4.9)$$

ε คือ สมการอัตราการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Dissipation rate equation)

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (4.10)$$

4.2 การจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT V.16.0

ANSYS FLUENT เป็นโปรแกรมที่ใช้คำนวณด้านพลศาสตร์ของไหล มีขั้นตอนการทำงานหลักเหมือนโปรแกรมคำนวณด้านวิศวกรรมอื่นๆ ได้แก่ Pre-Processing, Solving-Processing และ Post-Processing แต่ละขั้นตอนมีขั้นตอนย่อยแสดงได้ดัง รูปที่ 4.1

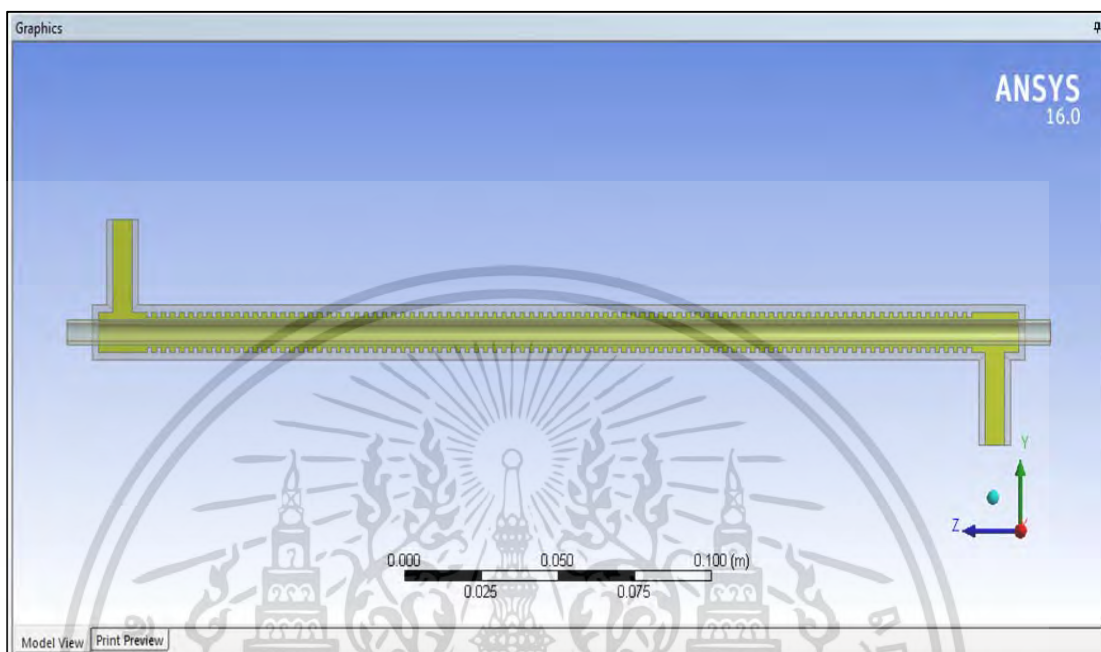


รูปที่ 4.2 แผนภูมิการทำงานของโปรแกรม ANSYS FLUENT

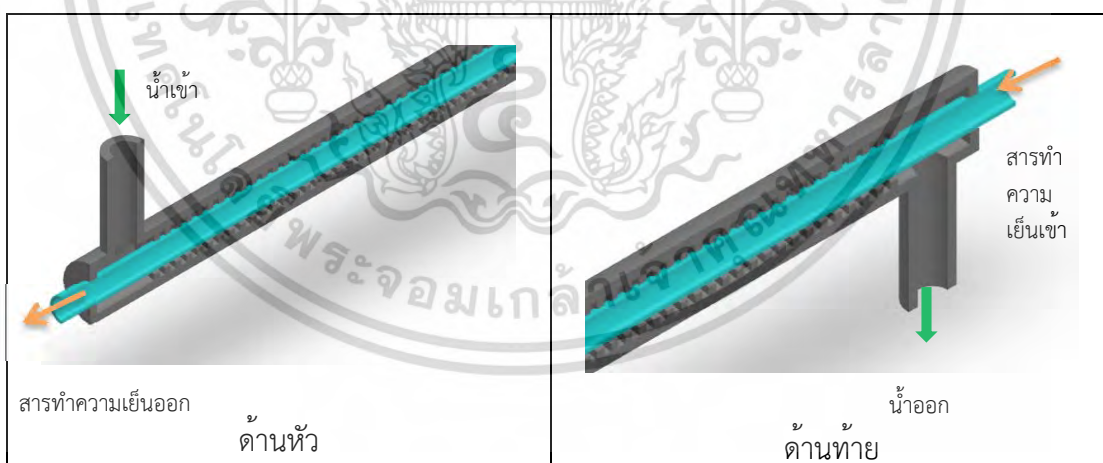
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.1 ขั้นตอนก่อนการประมวลผล (Pre-processing)

ก. การสร้างรูปทรง (Creating Geometry) ทำการสร้างรูปทรงโดยโปรแกรม Solidworks บันทึกเป็นไฟล์ Parasolid (*.X_t) หลังจากนั้นนำส่ง (Import) เข้าไปในโปรแกรม ANSYS FLUENT



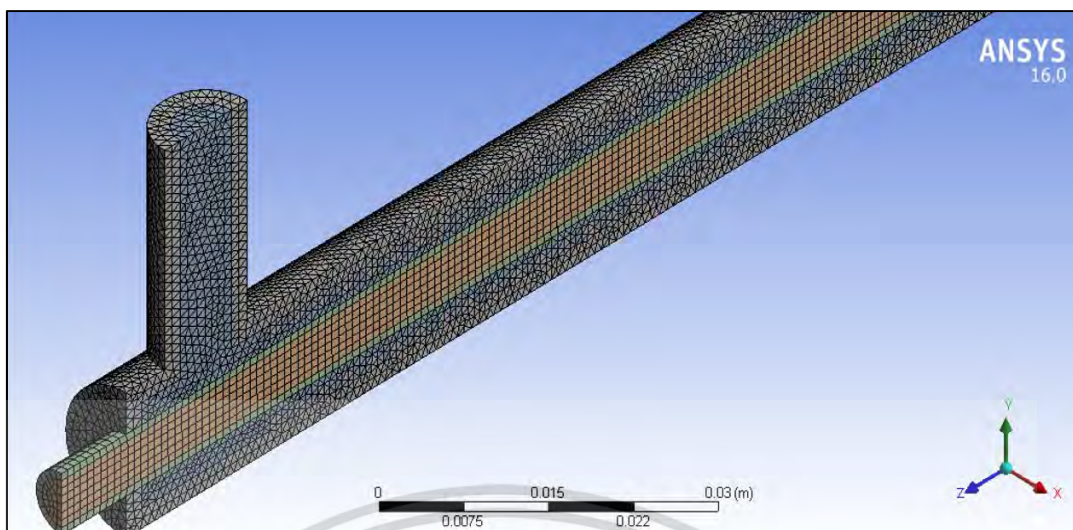
รูปที่ 4.3 รูปทรงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบชนิด RIBBED TUBE 1



รูปที่ 4.4 รูปทรงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบชนิด RIBBED TUBE 2

ข. การสร้างเซลล์คำนวณ (Meshing) ทำได้โดยการแบ่งเอลิเมนต์ในส่วนต่างๆ กริดที่ใช้เป็นกริดแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured grids) ความหนาแน่นรวมของกริดทั้งหมดมีค่าประมาณ 580,000 เอลิเมนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 การสร้างกริดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบชนิด RIBBED TUBE

4.2.2 ขั้นตอนการคำนวณ (Solve-processing)

เป็นการนำรูปทรงที่ทำการสร้างกริดแล้วไปกำหนดค่าต่างๆ ที่จำเป็นต่อการคำนวณได้แก่

- ก. การเลือกชนิดของของไหลและกำหนดคุณสมบัติทางเข้าและออกของของไหลทั้งสองชนิดที่จะไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน งานวิจัยนี้ได้กำหนดค่าตัวแปรต่างๆ แสดงได้ดังตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 แสดงคุณสมบัติเงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) และเงื่อนไขเริ่มต้น (Initial conditions) ที่ใช้กำหนดใน ANSYS FLUENT

ตัวแปร	ท่อตัวนอก	ท่อตัวใน
ของไหลทดสอบ	น้ำ	สารทำความเย็น R-22
ความเร็วด้านเข้า (m/s)	0.057	1.52
ความดันด้านออก (kPa)	0	0
อุณหภูมิด้านเข้า (°C)	25	37
อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)	0.0035	0.032

- ข. เลือกแบบจำลองที่จะใช้ในการแก้ไขปัญหาแสดงดังรายละเอียดด้านล่าง

Scheme : Simple
 Gradient : Least Square Cell Based
 Pressure : Standard
 Momentum : Second Order Upwind
 Turbulent kinetic energy : Second Order Upwind
 Turbulent Dissipation Rate : Second Order Upwind

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ค. ทำการกำหนดการลู่อื่นค่าตอบของตัวแปรแสดงดังรายละเอียดด้านล่างการพิจารณาการลู่อื่นค่าตอบจะกำหนดการเปลี่ยนแปลงที่น้อยกว่า 10^{-5} ทุกตัวแปรยกเว้นสมการพลังงานที่พิจารณาค่าการเปลี่ยนแปลงที่น้อยกว่า 10^{-9} รายละเอียดตามตารางด้านล่าง

ตารางที่ 4.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงการลู่อื่นค่าตอบ

ตัวแปร	ค่าการเปลี่ยนแปลง	หน่วย
x-velocity	10^{-5}	m/s
y-velocity	10^{-5}	m/s
z-velocity	10^{-5}	m/s
Continuity	10^{-5}	Kg/s
Turbulent dissipation rate	10^{-5}	m^2/s^2
Turbulent kinetic energy	10^{-5}	m^2/s^3
Energy	10^{-9}	W

4.2.3 การแสดงผล (Post-processing)

จากการกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ ในขั้นตอน Pre-processing และ Solve-processing ทำให้ได้ผลลัพธ์คือค่าอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นซึ่งค่าที่ได้นี้จะใช้เปรียบเทียบกับการทดสอบผู้วิจัยได้นำเสนอผลลัพธ์ของการคำนวณเชิงตัวเลขนี้ไว้ในบทที่ 5 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบผลการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลข

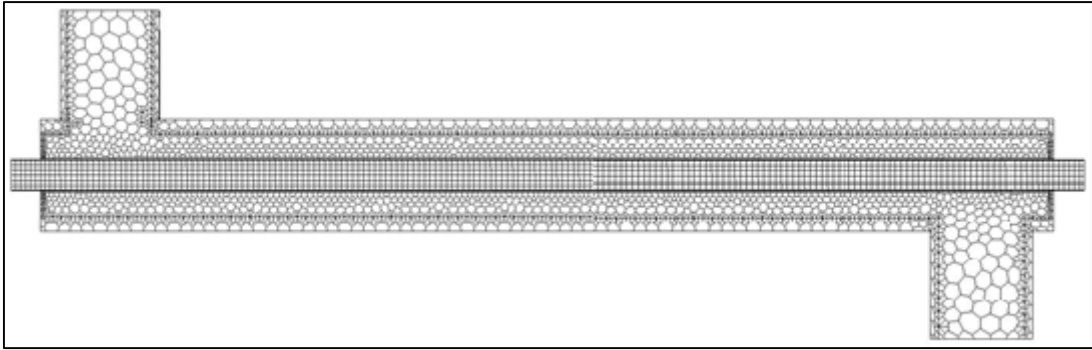
4.3 การเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขกับงานวิจัยที่ผ่านมา (Simulated Verification)

งานวิจัยนี้ได้ทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขกับงานวิจัยของ Naphon และ Sriromruln [19] ซึ่งได้ทำการทดสอบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดผิวเรียบ เนื่องจากมีลักษณะการทดสอบใกล้เคียงกันโดยรายละเอียดของชิ้นงานทดสอบและเงื่อนไขทดสอบต่างๆ แสดงดังรายละเอียดดังนี้

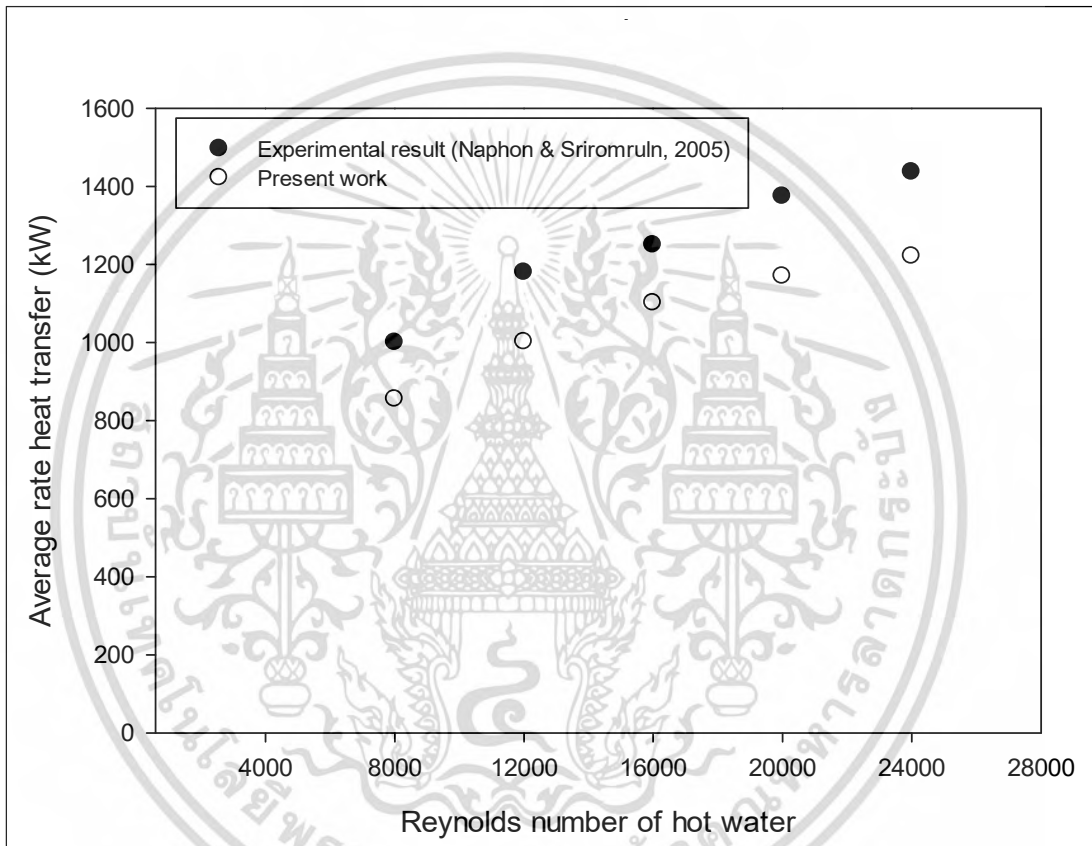
ตารางที่ 4.3 แสดงรายละเอียดของชิ้นงานทดสอบและเงื่อนไขทดสอบ

ตัวแปร	ท่อตัวนอก	ท่อตัวใน
ของไหลทดสอบ	น้ำเย็น	น้ำร้อน
เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน/ภายนอกของท่อตัวใน (mm)		8.92/9.52
เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน/ภายนอกของท่อตัวนอก (mm)	25/34	
ความยาวท่อ (mm)	2000	2000 mm
เลขเรย์โนลด์ด้านเข้า	8000	8000, 12000, 16000, 20000, 24000
ความดันด้านออก (kPa)	0	0
อุณหภูมิด้านเข้า (°C)	15	40
อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)	0.07	0.037, 0.055, 0.0735, 0.092, 0.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์ใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.6 แสดงชิ้นงานทดสอบที่ใช้ในการเปรียบเทียบ



รูปที่ 4.7 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลข

จากรูปที่ 4.7 จะเห็นว่าค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลขโดยการโปรแกรม FLUENT เปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Naphon และ Sriromrulin ซึ่งมีรูปแบบการทดลองที่คล้ายคลึงกันพบว่ามีค่าความแตกต่างสูงสุดอยู่ที่ 15.59% ที่เลขเรย์โนลด์ 12,000 และมีความแตกต่างเฉลี่ยอยู่ที่ 14.39% โดยค่าความแตกต่างนี้อาจมาจากรูปแบบของสมการที่ใช้ในการคำนวณและค่าเงื่อนไขอื่นๆ ที่ต้องป้อนค่าในโปรแกรม จากการทบทวนงานวิจัยที่เชื่อถือได้พบว่า ค่าความคลาดเคลื่อนที่ยอมรับได้ระหว่างการคำนวณเชิงตัวเลขและการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ที่ประมาณ 20% [20] ซึ่งทำให้มั่นใจได้ว่าผลการคำนวณเชิงตัวเลขมีความถูกต้องแม่นยำและ

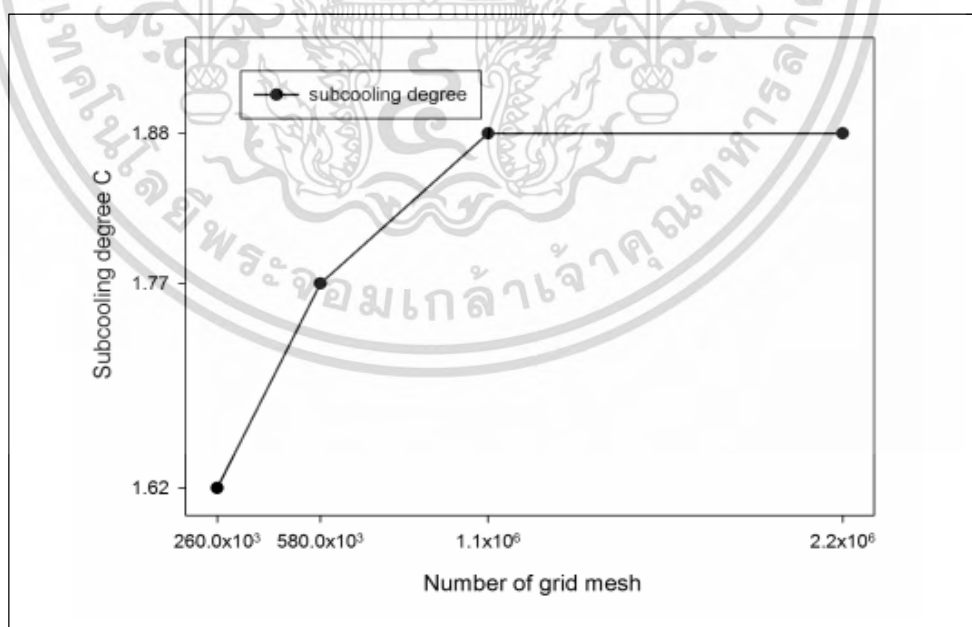
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำเชื่อถือ ดังนั้นจึงได้นำรูปแบบการคำนวณเชิงตัวเลขมาใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Ribbed Tube

4.3.1 การตรวจสอบผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลข

- 1) ตรวจสอบอัตราการไหลเชิงมวลด้านเข้า-ออกต้องเท่ากัน
- 2) ความดันด้านออกต้องเป็นศูนย์

3) การหาจำนวนกริดที่ไม่ส่งผลกระทบต่อคำตอบ (Mesh analysis) งานวิจัยนี้ได้ใช้กริดแบบไม่เป็นโครงสร้าง (Unstructured grids) จำนวน 260,000 580,000 1,100,000 และ 2,200,000 กริด ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นเหลวและน้ำที่สภาวะทดสอบมาตรฐาน คือ ที่สภาวะอุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายใน 27°C และอุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายนอก 35°C และสารทำความเย็นมีอุณหภูมิด้านเข้า 37°C ผลการคำนวณได้ค่าของอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 1.62°C 1.77°C 1.88°C และ 1.88°C ตามลำดับ เมื่อนำมาวาดกราฟดังแสดงในรูปที่ 4.6 พบว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณโดยใช้จำนวนกริด 1,100,000 และ 2,200,000 มีความแม่นยำสูงสุด คอมพิวเตอร์ใช้ประมวลผลประมาณ 50 นาที และผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณโดยใช้ จำนวนกริด 580,000 มีค่าความแตกต่างที่ 5.85% คอมพิวเตอร์ใช้ประมวลผลประมาณ 15 นาที ดังนั้นเพื่อลดเวลาในการประมวลผลจึงใช้กริดจำนวน 580,000 ในการคำนวณ



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ค่าการถ่ายเทความร้อนกับความละเอียดของกริดที่แตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Ribbed tube

งานวิจัยนี้มีเป้าหมายเพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศ 1.5-2% ดังนั้นเพื่อให้เป็นไปตามเป้าหมายที่กำหนด จึงต้องคำนวณหาค่าตัวแปรต่างๆที่จะทำให้ได้ผลลัพธ์ตามต้องการ ซึ่งมีวิธีการ ดังนี้

- 1) คำนวณหา COP บนแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ที่สภาวะทดสอบมาตรฐาน โดยใช้ค่าที่ได้จากการทดสอบจริงมาแทนค่าในแผนภูมิ ดังนี้ สารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิ 37°C อุณหภูมิอิ่มตัวด้านดูดอยู่ที่ 5.4°C จากการคำนวณพบว่าต้องทำการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นลง 1.7°C จึงจะเพิ่ม COP ได้ตามเป้าหมาย (วิธีการคำนวณโดยละเอียดแสดงไว้ในภาคผนวก ก-2. หน้า 67)
- 2) เครื่องปรับอากาศขนาด 18,000 Btu/hr ให้ปริมาณน้ำกลั่นตัว 1.6 L/hr อุณหภูมิน้ำกลั่นตัวเท่ากับ 12°C ทำการคำนวณด้วยวิธีสมดุลทางความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำกลั่นตัวพบว่าน้ำกลั่นตัวมีอัตราไม่เพียงพอที่จะระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้ตามเป้าหมายที่ต้องการ ดังแสดงได้จากการคำนวณด้านล่างนี้ (วิธีการคำนวณโดยละเอียดแสดงไว้ในภาคผนวก ก-4. หน้า 68)

การคำนวณสมดุลความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำกลั่นตัว

แทนค่าได้ ดังนี้

$$Q_{\text{refri}} = Q_{\text{water}}$$

$$Q_{\text{refri}} = \dot{m}_r C_p \Delta T$$

$$Q_{\text{refri}} = 0.032 \times 1306.61 \times (37 - 35.3)$$

$$Q_{\text{refri}} = 71.08 \text{ watts}$$

$$Q_{\text{water}} = \dot{m}_w C_p \Delta T$$

$$Q_{\text{water}} = 0.00044 \times 4180 \times (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

$$Q_{\text{water}} = 0.00044 \times 4180 \times (T_{\text{out}} - 12)$$

$$71.08 = 0.00044 \times 4180 \times (T_{\text{out}} - 12)$$

$$T_{\text{out}} = 50^\circ\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการคำนวณพบว่าอุณหภูมิ 50°C เป็นค่าที่ไม่สามารถเป็นไปได้เนื่องจากอุณหภูมิกะแสร้อนสูงสุดในระบบคือ 37°C ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าน้ำกลั่นตัวไม่สามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นลงได้ตามเป้าหมาย

- 3) คำนวณหาปริมาณน้ำที่จะใช้เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นลง 1.7°C พบว่าต้องใช้น้ำปริมาณทั้งหมด 12.6 L/hr ที่อุณหภูมิ 25°C (วิธีการคำนวณโดยละเอียดแสดงไว้ในภาคผนวก ก-4. หน้า 68) ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องเติมน้ำเข้าระบบ น้ำที่อุณหภูมิห้องมีค่า 27°C เมื่อผสมกับน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็นที่มีอุณหภูมิ 12°C ทำให้น้ำผสมมีอุณหภูมิ 25.08°C ซึ่งสอดคล้องกับที่ต้องการ ดังแสดงได้จากการคำนวณด้านล่างนี้

การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำผสมระหว่างน้ำกลั่นตัวและน้ำเติมปริมาณน้ำกลั่นตัว

$$Q_{\text{เพิ่ม}} = Q_{\text{ลด}}$$

แทนค่าได้ ดังนี้

$$MC_{p,c} \Delta T = MC_{p,h} \Delta T$$

$$1.6\text{kg} \times 4.1918 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} \times (T_{\text{ผสม}} - 12)^{\circ}\text{C} = 11\text{kg} \times 4.1772 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} \times (27 - T_{\text{ผสม}})^{\circ}\text{C}$$

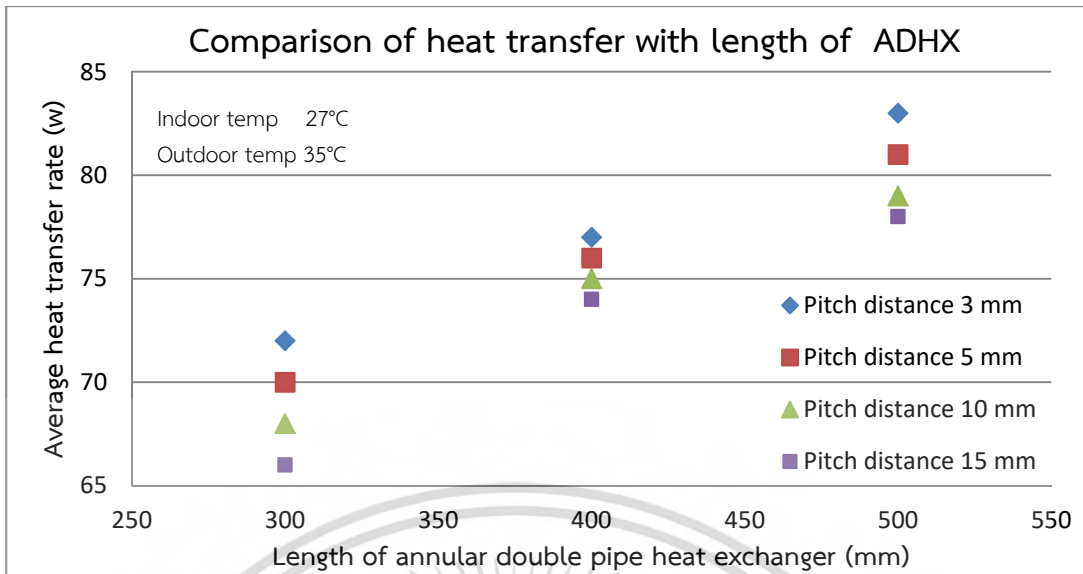
$$6.7068T_{\text{ผสม}} - 80.4825^{\circ}\text{C} = 1240.6284^{\circ}\text{C} - 45.9492 T_{\text{ผสม}}$$

$$52.656T_{\text{ผสม}} = 1321.1109^{\circ}\text{C}$$

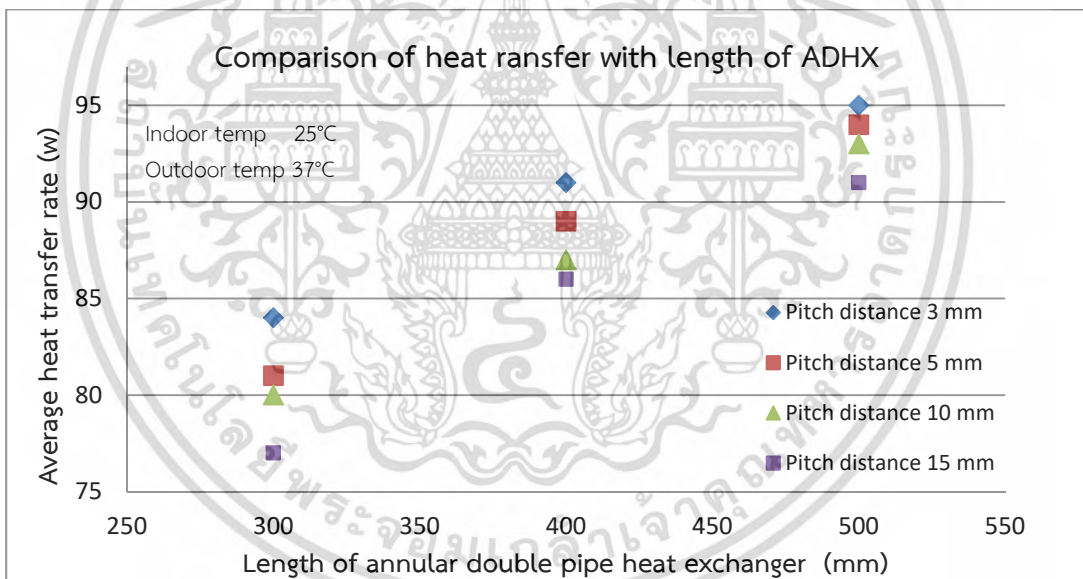
$$T_{\text{ผสม}} = 25.08^{\circ}\text{C}$$

จากนั้นใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT คำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสม โดยกำหนดเงื่อนไขสำคัญ คือ ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ ผิวท่อตัวนอกมีครีบบน Ribbed tube ทั้งนี้เนื่องจากการทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง ทำการคำนวณเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นเหลวที่ขนาดความยาว 300, 400 และ 500 mm กำหนดระยะพิตช์ของ Ribbed ที่ 3, 5, 10 และ 15 mm ผลการคำนวณพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดความยาว 500 mm ระยะพิตช์ 3 mm อัตราส่วนกันการไหล 0.24 ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดคือ 83 W โดยสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวลงได้ 2.01°C ขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดความยาว 300 และ 400 mm ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด 72 และ 77 W และสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวลงได้ 1.77°C และ 1.87°C ตามลำดับ กราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนแสดงได้ตามรูปที่ 4.9 และ 4.10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ขนาดความยาวต่างๆ ที่สภาวะจำลองอากาศภายใน 27°C และสภาวะจำลองอากาศภายนอก 35°C



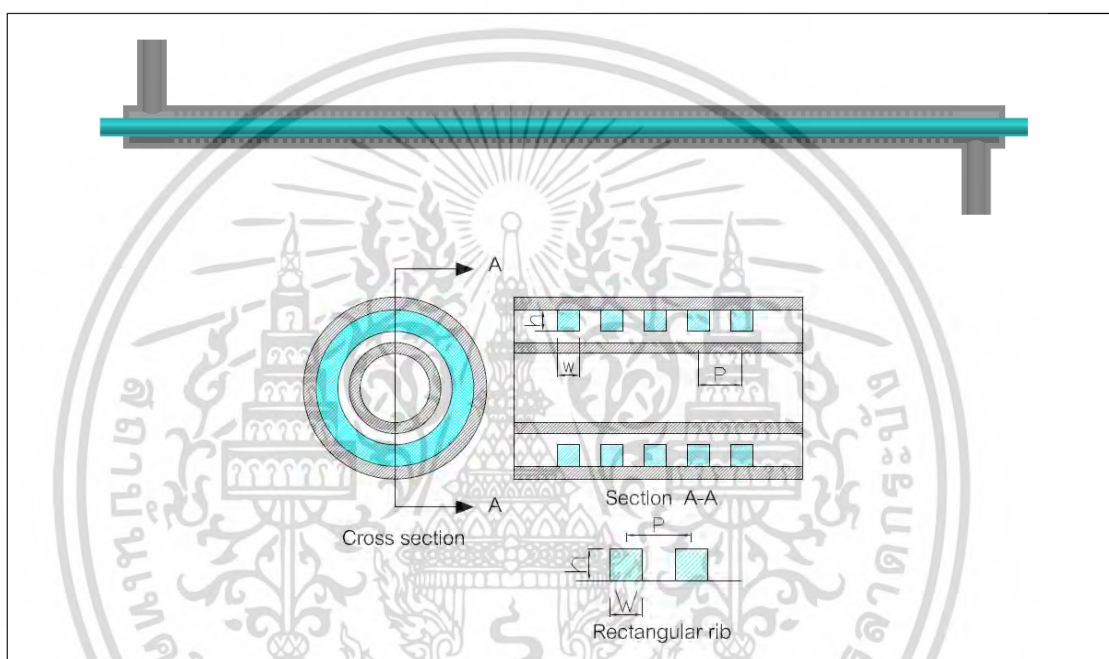
รูปที่ 4.10 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ขนาดความยาวต่างๆ ที่สภาวะจำลองอากาศภายใน 25°C และสภาวะจำลองอากาศภายนอก 37°C

รูปที่ 4.9 และ 4.10 เป็นกราฟแสดงผลที่ได้การคำนวณเชิงตัวเลขการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นเหลว โดยคำนวณที่สภาวะห้องทดสอบอุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 27°C และ 25°C เมื่อพิจารณากราฟทั้งสองพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มไปทิศทางเดียวกัน คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะขึ้นอยู่กับความยาวของ ADHX และ ระยะพิตช์ของ ribbed โดย ADHX ยิ่งยาวยิ่งเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ขณะที่ระยะพิตช์ยิ่งน้อยยิ่งเพิ่มการถ่ายเทความร้อน จากรูปที่ 4.9 จะเห็นได้ว่า ADHX ขนาดความยาว 500 mm ที่ระยะพิตช์ 3 mm ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด คือ 95 W ขณะที่ ADHX ขนาดความยาว 400 mm และ 300 mm ที่ระยะพิตช์ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

mm ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน คือ 95 และ 84 W ตามลำดับ จากการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของ ADHX ขนาด 500 mm และ 300 mm พบว่ามีค่าความแตกต่างประมาณ 13 % แต่เมื่อพิจารณา ADHX ขนาด 300 mm พบว่าสามารถถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้ตามเป้าหมาย คือ 1.7°C ดังนั้นจึงเลือกขึ้นขนาด 300 mm เป็นชิ้นงานทดสอบ แม้ว่าการลดระยะพิตซ์คือการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสจะส่งผลให้ความดันในระบบลดลงต้องใช้พลังงานเพิ่มขึ้น แต่เนื่องจากงานวิจัยนี้ออกแบบให้น้ำไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยแรงโน้มถ่วงของโลก จึงไม่ต้องพิจารณาเรื่องความดันลด ดังนั้นจึงพยายามออกแบบให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด โดยรูปทรงและขนาดต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ที่ได้จากการคำนวณแสดงดังรูปที่ 4.11 และตารางที่ 4.4 ตามลำดับ



รูปที่ 4.11 แสดงรูปทรงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด RIBBED TUBE

ตารางที่ 4.4 แสดงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

รายละเอียด	ขนาด
1. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและภายในของท่อตัวใน	6.35/4.83 mm (1/4")
2. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและภายในของท่อตัวนอก	12.70/10.92 mm (1/2")
3. ความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, L	300 mm
4. ความสูงของ Ribbed, h	1.5 mm
5. ความกว้างของ Ribbed, w	1.5 mm
6. เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อวงแหวน, D_H	12.43 mm
7. ระยะพิตซ์ของ Ribbed, p	3, 5, 10, 15 mm
8. อัตราส่วนพิตซ์, PR ($PR=p/D_H$)	0.24, 0.40, 0.80, 1.21
9. อัตราส่วนกั้นการไหล, BR ($BR=h/D_H$)	0.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การดำเนินงานวิจัย

ในบทนี้จะกล่าวถึงเงื่อนไขสถานะที่ใช้ทดสอบเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ ระหว่างระบบปกติกับระบบที่ติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ ขั้นตอนการออกแบบติดตั้งชุดทดสอบ ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ ระยะเวลาตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศระหว่างระบบปกติและระบบที่ติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง (Subcooling degree) ระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลข

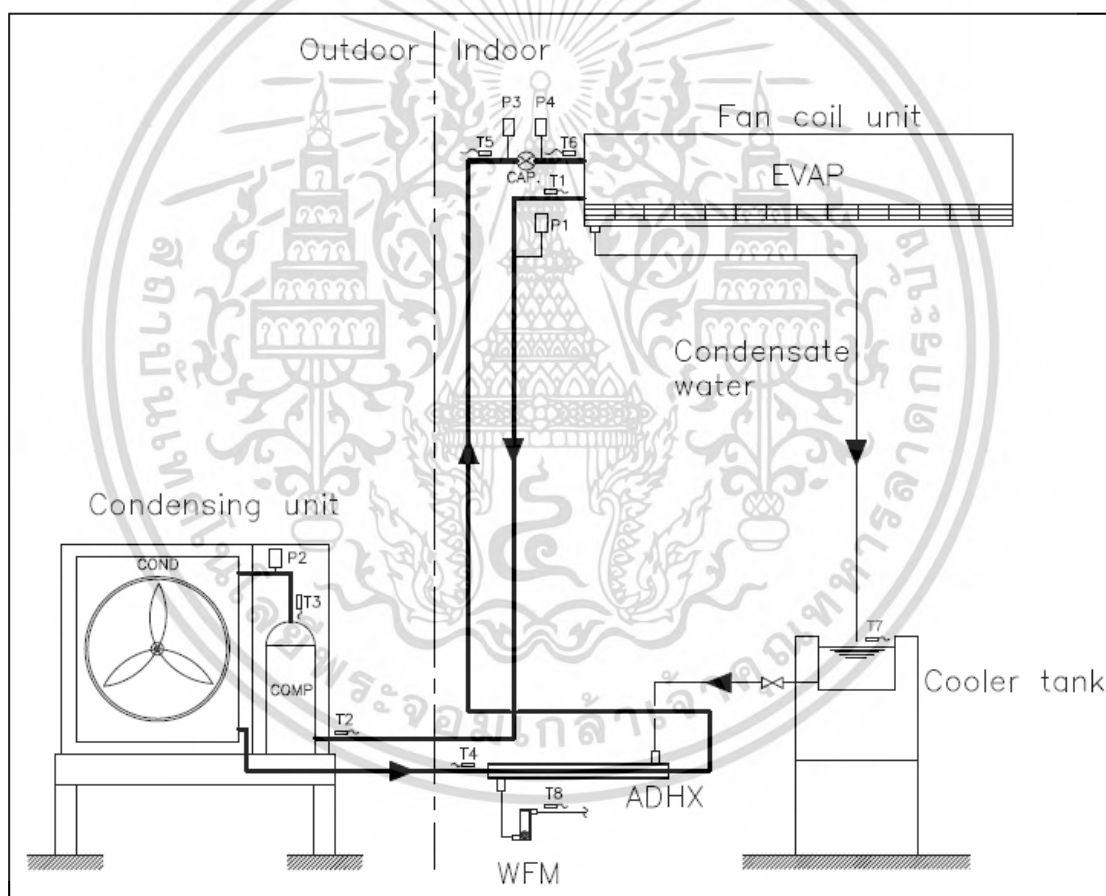
5.1 เงื่อนไขการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

เพื่อให้การทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศมีสถานะการทำงานใกล้เคียงกับอุณหภูมิแวดล้อมจริงมากที่สุด จึงได้ใช้ข้อมูลสภาพภูมิอากาศของกรุงเทพมหานครซึ่งเก็บรวบรวมโดยกรมอุตุนิยมวิทยา (รายละเอียดแสดงไว้ในภาคผนวก จ.) มาเป็นเกณฑ์หลักในการออกแบบและกำหนดเงื่อนไขสถานะในการทดสอบ ดังนี้ กรุงเทพมหานครมีอุณหภูมิช่วงเช้าเท่ากับ 29-32°C และช่วงบ่ายมีอุณหภูมิ 32-37°C ความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยอยู่ที่ 60% ดังนั้นจึงกำหนดอุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายนอกที่ 30, 33, 35 และ 37°C ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 60% และกำหนดอุณหภูมิห้องจำลองสถานะอากาศภายในที่ 23, 25, และ 27°C ที่ความชื้นสัมพัทธ์ 55% การทดสอบออกเป็น 2 ส่วน คือ

1. การทดสอบที่สภาวะคงตัว ทำการเดินเครื่องจนกระทั่งระบบเข้าสู่สมดุลประมาณ 1 ชั่วโมง [13] หลังจากนั้นทำการบันทึกค่าต่างๆ อีก 1 ชั่วโมง เพื่อใช้วิเคราะห์ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ
2. ทดสอบที่สภาวะเปลี่ยนผ่านหรือระยะเวลาตั้งอุณหภูมิ เป็นการใช้สมมุติฐานโดยใช้หลักการที่ว่าสารทำความเย็นเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าจะมีค่าการถ่ายความร้อนต่อหน่วยมวลได้ดีกว่าสารทำความเย็นเหลวที่อุณหภูมิอิ่มตัวที่ความดันเดียวกัน ทำให้ระยะเวลาในการตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศจากจุดเริ่มต้นถึงจุดสุดท้ายเร็วขึ้นเมื่อภาระโหลดภายในห้องคงที่ ดังนั้นจึงได้ทำการกำหนดสภาวะเริ่มต้น สภาวะสุดท้ายของห้องจำลองอากาศภายในและห้องจำลองอากาศภายนอกเพื่อทำการทดสอบเปรียบเทียบระยะเวลาทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและแบบปกติทั่วไป การทดสอบทำได้โดยทำการบันทึกระยะเวลาและอุณหภูมิเริ่มต้นเมื่อเปิดเครื่องจนกระทั่งระบบทำอุณหภูมิได้ตามค่าที่กำหนดไว้

5.2 ห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ (Calorimeter room)

ทำการทดสอบเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศระหว่างระบบปกติกับระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนมาตรฐาน มอก.1155-2557 [13] ด้วยสภาวะเงื่อนไขการทดสอบที่กำหนดไว้ดังแสดงในตารางที่ 5.1 และ 5.2 ห้องทดสอบเป็นห้องวัดความร้อนแบบสอบเทียบ (Calorimeter room) ประกอบด้วยห้อง 2 ห้อง ได้แก่ 1) ห้องจำลองสภาวะอากาศภายในพื้นที่ปรับอากาศ 2) ห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก รายละเอียดทั่วไปของห้องทดสอบและอุปกรณ์ในห้องทดสอบแสดงไว้ในตารางที่ 5.1 และ 5.2 ตามลำดับ ในส่วนของเครื่องมือและอุปกรณ์อื่นๆที่ใช้ในการทดสอบมีตำแหน่งการจัดวางดังแสดงในรูปที่ 5.1 โดย Pressure Transducer (PT) คือตำแหน่งวัดความดัน และ Temperature Transducer (TT) คือตำแหน่งวัดอุณหภูมิ



รูปที่ 5.1 แผนภาพแสดงตำแหน่งการจัดวางเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

ตารางที่ 5.1 แสดงรายละเอียดห้องทดสอบความร้อนแบบสอบเทียบ

ห้องทดสอบความร้อนแบบสอบเทียบ	ขนาด (L x W x H) m
ห้องจำลองสภาวะภายใน (Indoor room)	3.75 x 4.2 x 2.2
ห้องจำลองสภาวะภายนอก (Outdoor room)	5.45 x 4.2 x 2.2

ตารางที่ 5.2 แสดงอุปกรณ์ในห้องทดสอบความร้อนแบบสอเทียบ

สัญลักษณ์	อุปกรณ์ที่ติดตั้ง
EVAP	ชุดคอยล์เย็น
COND	ชุดคอนเดนซิ่งยูนิต
Cooler tank	เครื่องทำน้ำเย็น
ADHX	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด Ribbed tube
WFM	เครื่องควบคุมอัตราการไหลของน้ำ
P1	อุปกรณ์วัดความดันสารทำความเย็นด้านออกจากคอยล์เย็น
P2	อุปกรณ์วัดความดันสารทำความเย็นด้านออกจากคอมเพรสเซอร์
P3	อุปกรณ์วัดความดันสารทำความเย็นด้านเข้าวาล์วลดความดัน
P4	อุปกรณ์วัดความดันสารทำความเย็นด้านออกจากวาล์วลดความดัน
T1	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นด้านออกจากคอยล์เย็น
T2	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นด้านเข้าคอมเพรสเซอร์
T3	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นด้านออกจากคอมเพรสเซอร์
T4	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นด้านออกจากคอนเดนเซอร์หรือด้านเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
T5	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นด้านเข้าวาล์วลดความดัน
T6	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิสารทำความเย็นด้านออกจากวาล์วลดความดัน
T7	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำเติมด้านเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
T8	เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำด้านออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

5.2.1 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

1. เครื่องปรับอากาศ

เครื่องปรับอากาศ	PANASONIC	ขนาดท่อส่งสารทำความเย็นเหลว	1/4"
Model	CS-PC18QKT	ขนาดท่อแก๊ส	1/2"
ขนาดการทำความเย็น	18,430 Btu/hr	ขนาด	
ระบบไฟฟ้า	220V 1 Phase 50Hz	ความสูง	699 mm
กระแสไฟฟ้า	7 A	ความกว้าง	824 mm
การไหลเวียนของอากาศ	597 ft ³ /min	ความลึก	299 mm
สารทำความเย็น	R-22	น้ำหนัก	30 kg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด RIBBED TUBE เป็นอุปกรณ์ที่ถูกสร้างขึ้นเพื่อทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นเหลวและน้ำ ถูกสร้างขึ้นด้วยวิธี 3D Printing วัสดุที่ใช้ทำเป็นพลาสติก



รูปที่ 5.2 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่

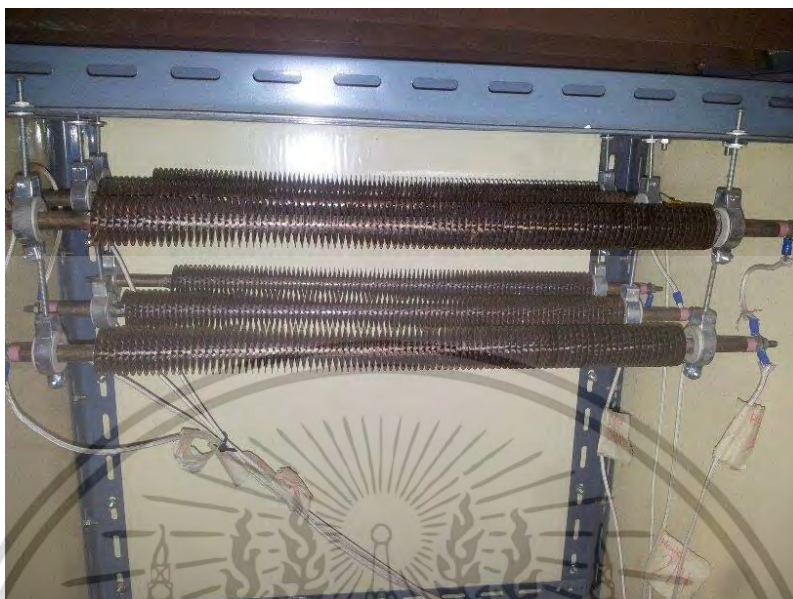
3. เครื่องทำน้ำเย็นทำหน้าที่ควบคุมตัวแปรที่ใช้ทดสอบคือน้ำเต็มซึ่งมีอุณหภูมิ 27°C และน้ำกลั่นตัวมีอุณหภูมิ 12°C ซึ่งเมื่อผสมตามสัดส่วนแล้วจะมีอุณหภูมิ 25°C ดังนั้นในระหว่างการทดสอบเพื่อให้ตัวแปรควบคุมมีค่าคงที่มากที่สุดจึงต้องใช้เครื่องทำน้ำเย็นเป็นตัวควบคุมอุณหภูมิ น้ำที่จะป้อนเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และหน้าที่อีกอย่างคือรักษาระดับความดันน้ำให้คงที่ตลอด เพื่อให้อัตราการไหลของน้ำไม่เปลี่ยนแปลง



รูปที่ 5.3 แสดงเครื่องทำน้ำเย็น

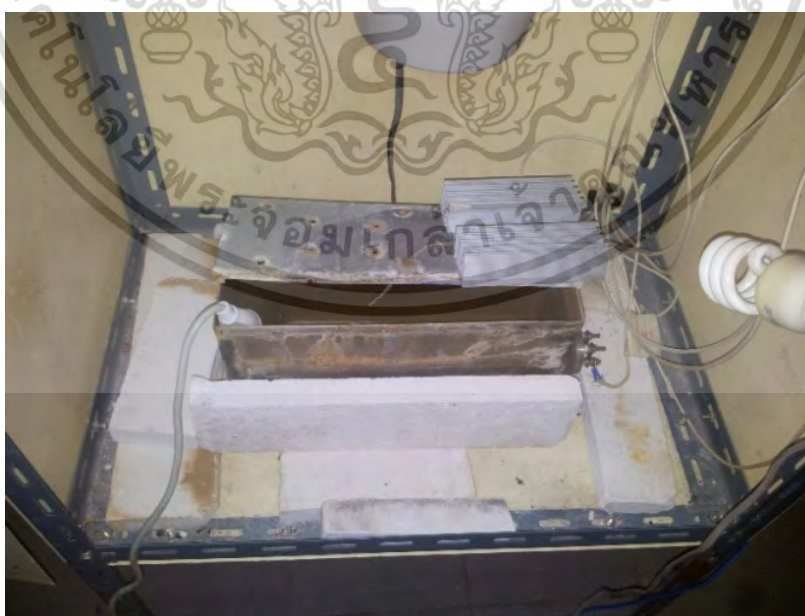
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ขดลวดความร้อน ทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอกให้มีอุณหภูมิอยู่ในช่วงที่กำหนดตลอดระยะเวลาทดสอบ



รูปที่ 5.4 แสดงขดลวดความร้อนที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอก

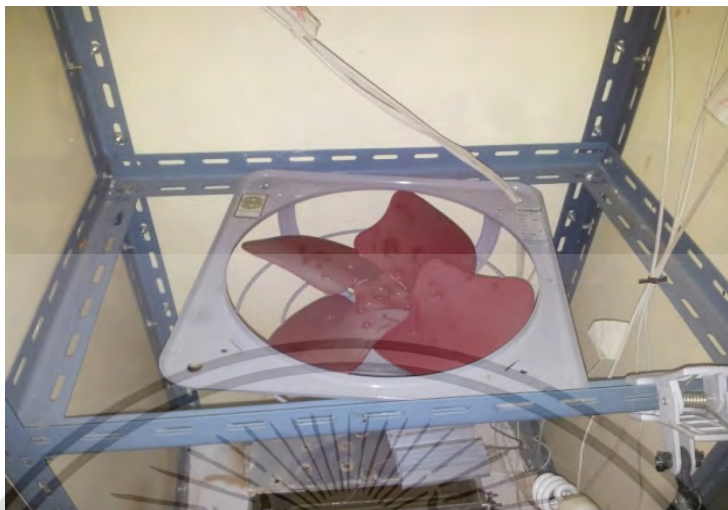
5. หม้อกำเนิดไอน้ำ ทำหน้าที่ในการเพิ่มความชื้นภายในห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอกให้ความชื้นอยู่ในช่วงที่กำหนดตลอดระยะเวลาทดสอบ



รูปที่ 5.5 แสดงหม้อกำเนิดไอน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น

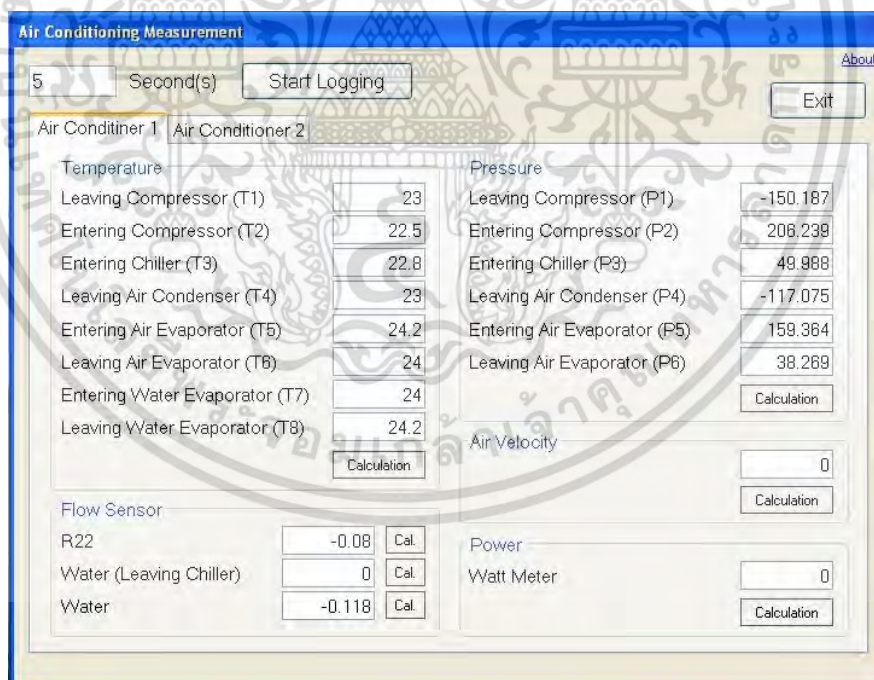
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. พัดลม ทำหน้าที่ในการดูดความร้อนและความชื้นจากขดลวดความร้อนและหม้อกำเนิดไอน้ำ ส่งจ่ายอากาศให้หมุนเวียนอยู่ในห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอกเพื่อเป็นการเพิ่มภาระโหลดในห้องทดสอบ



รูปที่ 5.6 แสดงพัดลมที่ใช้ในการดูดอากาศเพื่อสร้างภาระโหลด

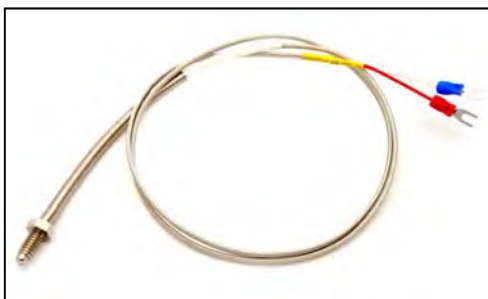
7. ชุดเก็บข้อมูล ทำหน้าที่ในการบันทึกผลที่ได้จากการทดลอง ในงานวิจัยนี้ได้ใช้โปรแกรม ADAM Utility.NET หรือโปรแกรม AIR-CONDITION LOGGER บันทึกข้อมูลต่างๆ ในระหว่างการทดสอบ



รูปที่ 5.7 แสดงโปรแกรม ADAM Utility.NET ซึ่งใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล

8. อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ งานวิจัยนี้ใช้เทอร์โมคัปเปิลแบบ K (Type K Chromel Alumel) ซึ่งสามารถตรวจวัดอุณหภูมิตั้งแต่ -200°C จนถึง 1370°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.8 แสดงตรวจวัดอุณหภูมิ
เทอร์โมคัปเปิลแบบ K



รูปที่ 5.9 แสดงอุปกรณ์ตรวจวัดความดัน
SIEMENS รุ่น QBE2001-P25U

9. อุปกรณ์ตรวจวัดความดัน ทำหน้าที่ในการตรวจวัดความดันตามจุดต่างๆ งานวิจัยนี้ใช้อุปกรณ์ตรวจวัดความดันของ SIEMENS รุ่น QBE2001-P25U สามารถรับแรงดันได้ตั้งแต่ 1 bar จนถึง 24 bar ซึ่งเหมาะสมกับช่วงการวัดความดันในงานวิจัยนี้
10. สารทำความเย็น ทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน โดยดูดซึมความร้อนจากพื้นที่ทำความเย็นแล้วระเหยกลายเป็นไอทำให้พื้นที่ทำความเย็นอุณหภูมิลดลง สารทำความเย็นมีหลายชนิดแต่ละชนิดมีความเหมาะสมในการใช้งานที่แตกต่างกันไป งานวิจัยนี้ใช้สารทำความเย็น R-22 ซึ่งเป็นสารที่อยู่ในกลุ่มฟลูออโรคาร์บอน ไม่เป็นพิษ ที่ความดันบรรยากาศมีจุดเดือด -40.8°C จึงเป็นสารทำความเย็นที่นิยมใช้โดยทั่วไป
11. เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ ทำหน้าที่ในการสร้างความเย็นให้กับห้องจำลองสภาวะภายนอก ห้องจำลองสภาวะภายนอกมีเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศติดตั้งอยู่ มีความร้อนสูงมาก จึงจำเป็นต้องมีเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่คอยสร้างความเย็นให้อุณหภูมิอยู่ในระดับที่ต้องการ เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นระบบใช้น้ำเย็นเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อนในห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกและระบายความร้อนด้วยอากาศ



รูปที่ 5.10 แสดงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 การดำเนินการทดสอบ

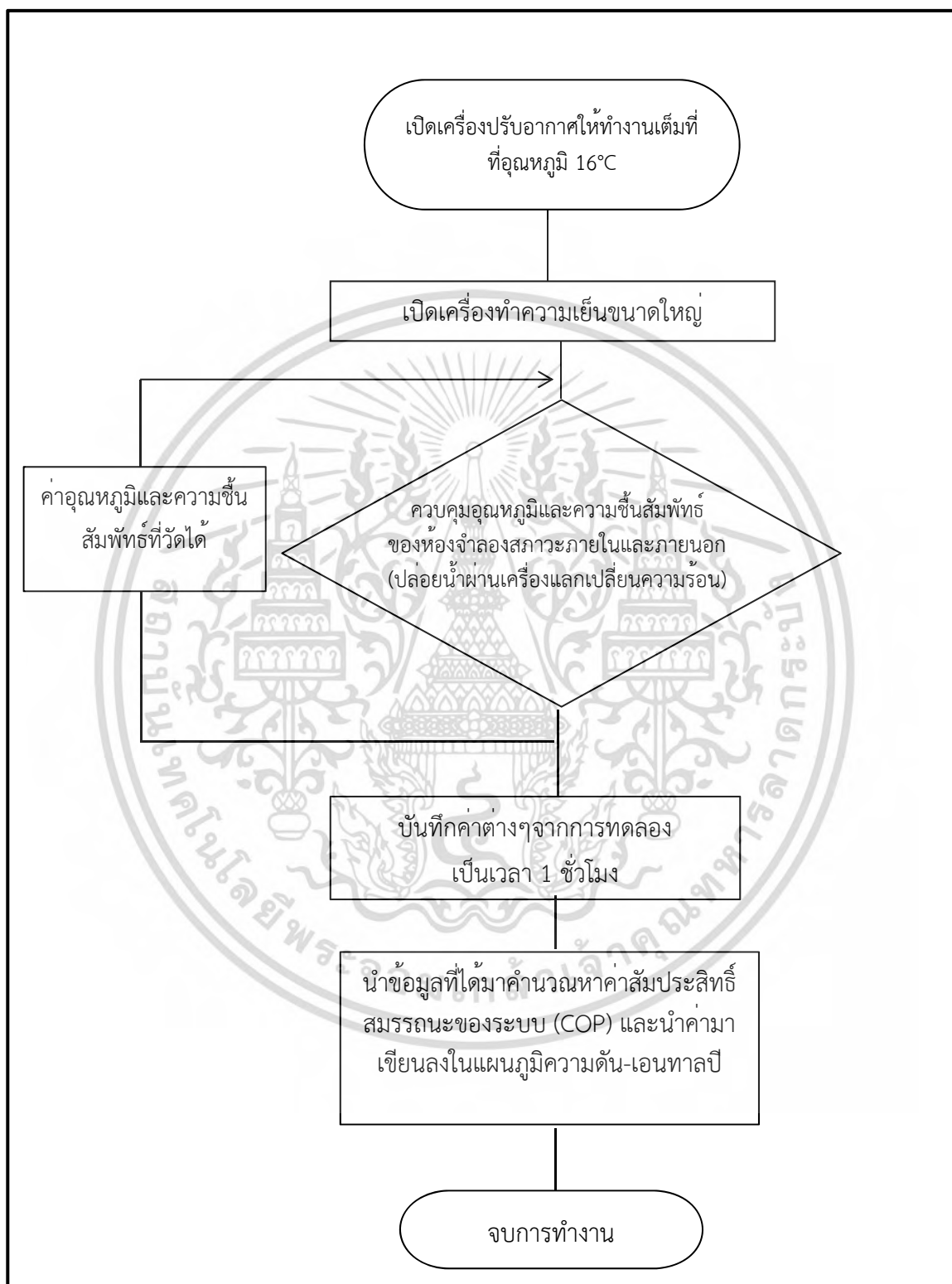
5.3.1 การทดสอบสภาวะคงตัว

ขั้นตอนการทดสอบ

1. เปิดเครื่องปรับอากาศให้ทำงานเต็มที่ ตั้งอุณหภูมิห้องภายในที่ 16°C เพื่อป้องกันไม่ให้เครื่องหยุดทำงานระหว่างทดสอบ ควบคุมอากาศภายในให้ได้ตามเงื่อนไขสภาวะทดสอบ
2. เปิดเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่และเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กเพื่อช่วยควบคุมสภาวะอุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายนอก โดยควบคุมอุณหภูมิห้องให้ต่ำกว่าสภาวะที่ต้องการทดสอบ
3. ทำการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นภายในห้องทดสอบทั้งสองให้ใกล้เคียงกับเงื่อนไขสภาวะทดสอบ ควบคุมความร้อนสัมผัสโดยขจัดลดความร้อนและความชื้นควบคุมโดยหม้อกำเนิดไอน้ำ
4. เมื่ออุณหภูมิและความชื้นของห้องทั้งสองอยู่ในสภาวะที่กำหนดและมีค่าคงที่จะทำให้สภาวะไหลในห้องทั้งสองไม่เปลี่ยนแปลงเป็นผลให้เครื่องปรับอากาศทำงานที่สภาวะคงตัว ค่าตัวแปรของระบบ ได้แก่ อุณหภูมิกระเปาะแห้ง อุณหภูมิกระเปาะเปียก มีค่าการเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ของสภาวะการทดสอบ ทำการควบคุมให้เครื่องปรับอากาศทำงานที่สภาวะคงตัวนี้เป็นเวลา 1 ชั่วโมงจึงทำการบันทึกค่าการทดลองอีก ในระหว่างการทดลองเมื่อค่าอุณหภูมิและความชื้นของห้องทั้งสองไม่อยู่ในช่วงที่กำหนดต้องทำการทดสอบใหม่อีกครั้ง
5. ทำการวัดปริมาณและอุณหภูมิของน้ำกลั่นตัวที่ได้จากการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ได้ศึกษามาก่อน
6. เมื่อบันทึกค่าครบ 1 ชั่วโมงแล้ว ทำการปล่อยน้ำผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว
7. ควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ 12.6 L/hr ทุกกรณีทดสอบ และควบคุมอัตราการไหลของน้ำด้วย Flow meter
8. น้ำที่ปล่อยเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิ 25°C ทุกกรณีทดสอบ ใช้เทอร์โมสแตทของเครื่องทำน้ำเย็นเป็นตัวควบคุมอุณหภูมิ
9. ทำการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นทั้งสองห้องให้อยู่ในสภาวะเดียวกับระบบปกติ ทำการบันทึกข้อมูลต่างๆ เป็นเวลา 1 ชั่วโมง หลังจากปล่อยน้ำผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
10. นำข้อมูลที่ได้จากการทดสอบทั้งสองระบบมาคำนวณอัตราการทำความเย็น สมประสิทธิสมรรถนะของระบบ
11. นำข้อมูลจากการทดลองมาเขียนลงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบปกติและระบบติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมทั้งอธิบายการเปลี่ยนแปลงของระบบเมื่อสารทำความเย็นเหลวถูกลดอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดสอบเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้น้ำสามารถเขียนเป็นแผนผังการทดสอบได้ดังรูป



รูปที่ 5.11 แสดงแผนผังวิธีการทดสอบที่สภาวะคงตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2 ผลการทดสอบสภาวะคงตัว

ตาราง 5.3 แสดงการเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและระบบปกติ

กรณีทดสอบ		ห้องจำลองอากาศภายใน			ห้องจำลองอากาศภายนอก			กำลังไฟฟ้าที่ป้อนเข้าระบบ (W)		อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านเข้า (°C)		สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ COP					
แบบปกติ	แบบติด ADHX	TDB (°C)	T _{WB} (°C)	% RH	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	% RH	W/O ADHX	With ADHX	W/O ADHX	With ADHX	ผลการทดสอบ			ผลการคำนวณบนแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี		
												W/O ADHX	With ADHX	(%)	W/O ADHX	With ADHX	(%)
1	14	27	19	47	35	24	40	1532	1516	37.1	35.40	3.560	3.607	1.32	5.72	5.85	2.29
2	15	27	20	53	30	23	55	1380	1373	31.7	30.77	3.948	3.968	0.50	6.73	6.78	0.74
3	16	27	20	53	33	26	58	1460	1448	34.8	33.38	3.717	3.758	1.10	6.05	6.16	1.85
4	17	27	20	53	35	28	59	1532	1516	36.9	35.20	3.560	3.607	1.32	5.72	5.85	2.29
5	18	27	20	53	37	30	60	1568	1544	40	37.90	3.477	3.531	1.55	5.36	5.49	2.45
6	19	25	18.7	55	30	23	55	1372	1365	31.5	30.58	3.719	3.736	0.46	6.42	6.47	0.70
7	20	25	18.7	55	33	26	58	1452	1440	34.8	33.35	3.517	3.546	0.82	5.78	5.86	1.35
8	21	25	18.7	55	35	28	59	1530	1516	37.1	35.45	3.338	3.368	0.90	5.55	5.64	1.52
9	22	25	18.7	55	37	30	60	1564	1544	38.8	36.85	3.266	3.309	1.31	5.22	5.33	2.18
10	23	23	17	55	30	23	55	1376	1370	31.5	30.70	3.482	3.497	0.43	6.31	6.35	0.65
11	24	23	17	55	33	26	58	1450	1438	34.8	33.49	3.267	3.295	0.86	5.76	5.83	1.32
12	25	23	17	55	35	28	59	1524	1508	36.9	35.32	3.139	3.172	1.05	5.51	5.61	1.81
13	26	23	17	55	37	30	60	1560	1540	39	37.08	3.066	3.106	1.30	5.21	5.32	2.19

ผลการทดสอบเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศกรณี 1-5 ซึ่งควบคุมอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายในที่ 27°C อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกที่ 30°C, 33°C, 35°C และ 37°C พบว่าระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวได้ 1.7, 0.93, 1.42, 1.70 และ 2.10°C เป็นผลให้พลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ลดลง 1.044%, 0.507%, 0.822%, 1.044%, 1.531 ตามลำดับเมื่อพิจารณาข้อมูลที่ได้จากการทดลองดังแสดงในตารางที่ 5.4 จะเห็นว่าพลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์มีแนวโน้มลดลงอย่างชัดเจนเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกสูงขึ้น อุณหภูมิห้องภายนอกที่สูงขึ้นทำให้อุณหภูมิควบแน่นที่คอนเดนเซอร์สูงขึ้นเป็นผลให้สารทำความเย็นเหลวมีอุณหภูมิสูง ดังนั้นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำกับสารทำความเย็นจึงมีประสิทธิภาพมากขึ้น เมื่อพลังงานที่ไหลลดลงเป็นผลให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบสูงขึ้น 1.32%, 0.50%, 1.10%, 1.32%, และ 1.55% สำหรับกรณี 1-5 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดสอบเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดที่ 6-9 ซึ่งควบคุมอุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายในที่ 25°C อุณหภูมิห้องจำลองสถานะอากาศภายนอกที่ 30°C, 33°C, 35°C และ 37°C พบว่าระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวได้ 0.92, 1.45, 1.65 และ 1.95°C เป็นผลให้พลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ลดลง 0.510%, 0.826%, 0.915%, 1.279% สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบสูงขึ้น 0.46%, 0.82%, 0.90% และ 1.31% ตามลำดับ

ผลการทดสอบเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศชนิดที่ 10-13 ซึ่งควบคุมอุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายในที่ 23°C อุณหภูมิห้องจำลองสถานะอากาศภายนอกที่ 30°C, 33°C, 35°C และ 37°C พบว่าระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวได้ 0.80, 1.31, 1.58 และ 1.92°C เป็นผลให้พลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ลดลง 0.436%, 0.828%, 1.050%, 1.282% สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบสูงขึ้น 0.43%, 0.86%, 1.05% และ 1.30% ตามลำดับ

จากการทดสอบพบว่าน้ำจะสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวได้ดีขึ้นเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายนอกสูง ทั้งนี้เพราะค่าความแตกต่างที่มาก ระหว่างอุณหภูมิน้ำกับอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์

5.3.3 การวิเคราะห์ระบบของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอบนแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ระหว่างแบบปกติกับแบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การทดสอบกรณี 1 กับ 14 (กรณีมาตรฐาน) สามารถนำค่ามาวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของระบบด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี ดังรูปที่ 5.12 จากการทดสอบพบว่าหลังจากปล่อยน้ำเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว ทำให้ความดันของระบบลดลงทั้งสองด้าน ด้านดูดลดลง 0.2 % และด้านส่งลดลง 1.06% อุณหภูมิเลื่อนจากจุด 3 เป็น 5 ค่าการดูดซับความร้อนเพิ่มขึ้นจากจุดที่ 1 ถึง 4 เป็น 1 ถึง 6 ทำให้ค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้น การเปลี่ยนแปลงที่เห็นได้ชัดเจนคือ เมื่อปล่อยน้ำลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวทำให้อุณหภูมิไอร้อนยิ่งยวด (Superheated vapors) ของสารทำความเย็นด้านดูดเข้าคอมเพรสเซอร์ (Suction Superheated) มีอุณหภูมิลดลง 13.25% จุดที่ 1 เลื่อนมาทางด้านซ้ายมือ (ผลทดสอบแสดงในภาคผนวก ค) สารทำความเย็นเหลวที่ถูกลดอุณหภูมิทำให้ค่าการทำความเย็นมากขึ้น ในสถานะไหลคงที่ไอของสารทำความเย็นด้านดูดเข้าคอมเพรสเซอร์มีอุณหภูมิต่ำกว่าระบบปกติทำให้ปริมาตรของไอสารทำความเย็นลดลง พลังงานที่ระบบป้อนให้คอมเพรสเซอร์จึงลดลง เมื่อนำค่าจากการทดสอบมาคำนวณหาค่า COP ด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี พบว่ากรณี 1 กับ 14 มีค่า COP 5.72 กับ 5.85 ตามลำดับ

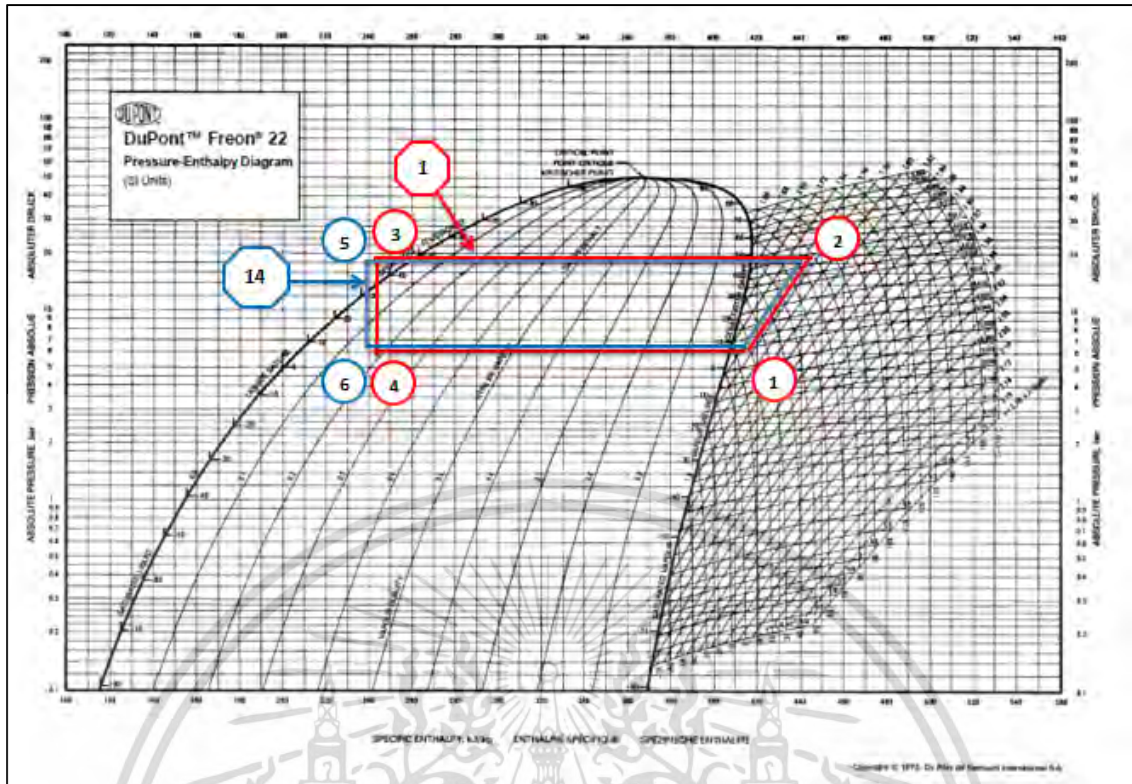
รูปที่ 5.13, 5.14, 5.15, 5.16 เป็นการเปรียบเทียบกรณีทดสอบที่ (2 กับ 15), (3 กับ 16), (4 กับ 17) และ (5 กับ 18) ตามลำดับ ทุกกรณีทดสอบกำหนดอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน 27°C อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก 30, 33, 35 และ 37°C จากการทดสอบพบว่าเมื่อปล่อยน้ำเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวทำให้ความดันของระบบทั้งด้านดูดและด้านส่งลดลง ความดันด้านส่งเปรียบเทียบกรณี 2 กับ 15 ลดลง 1.12%, กรณี 3 กับ 16 ลดลง 0.43%, กรณี 4 กับ 17 ลดลง 1.06%, และกรณีกรณี 5 กับ 18 ลดลง 1.12%. และเมื่อนำค่าจากการทดสอบมาคำนวณหาค่า COP ด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีพบว่ากรณี (2 กับ 15) มีค่า COP 6.73 กับ 6.78, กรณี (3 กับ 16) มีค่า 6.05 กับ 6.16, กรณี (4 กับ 17) มีค่า 5.72 กับ 6.85, กรณี (5 กับ 18) มีค่า 5.36 กับ 6.49

กรณีจำลองอุณหภูมิห้องภายใน 25 และ 23°C อุณหภูมิห้องภายนอก 30, 33, 35, 37°C พบว่ามีแนวโน้มเช่นเดียวกับการจำลองอุณหภูมิห้องภายใน 27°C คือเมื่อปล่อยน้ำเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว ความดันของระบบทั้งด้านดูดและด้านส่งลดลง กรณีจำลองอุณหภูมิห้องภายใน 25°C ความดันด้านส่งเปรียบเทียบกรณี 6 กับ 19 ลดลง 0.34%, กรณี 7 กับ 20 ลดลง 0.81%, กรณี 8 กับ 21 ลดลง 0.1%, กรณีกรณี 9 กับ 22 ลดลง 0.97%. และเมื่อนำค่าจากการทดสอบมาคำนวณหาค่า COP ด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี พบว่ากรณี (6 กับ 19) มีค่า COP 6.42 กับ 6.47, กรณี (7 กับ 20) มีค่า 5.78 กับ 5.86, กรณี (8 กับ 21) มีค่า 5.55 กับ 5.64, กรณี (9 กับ 22) มีค่า 5.22 กับ 5.33,

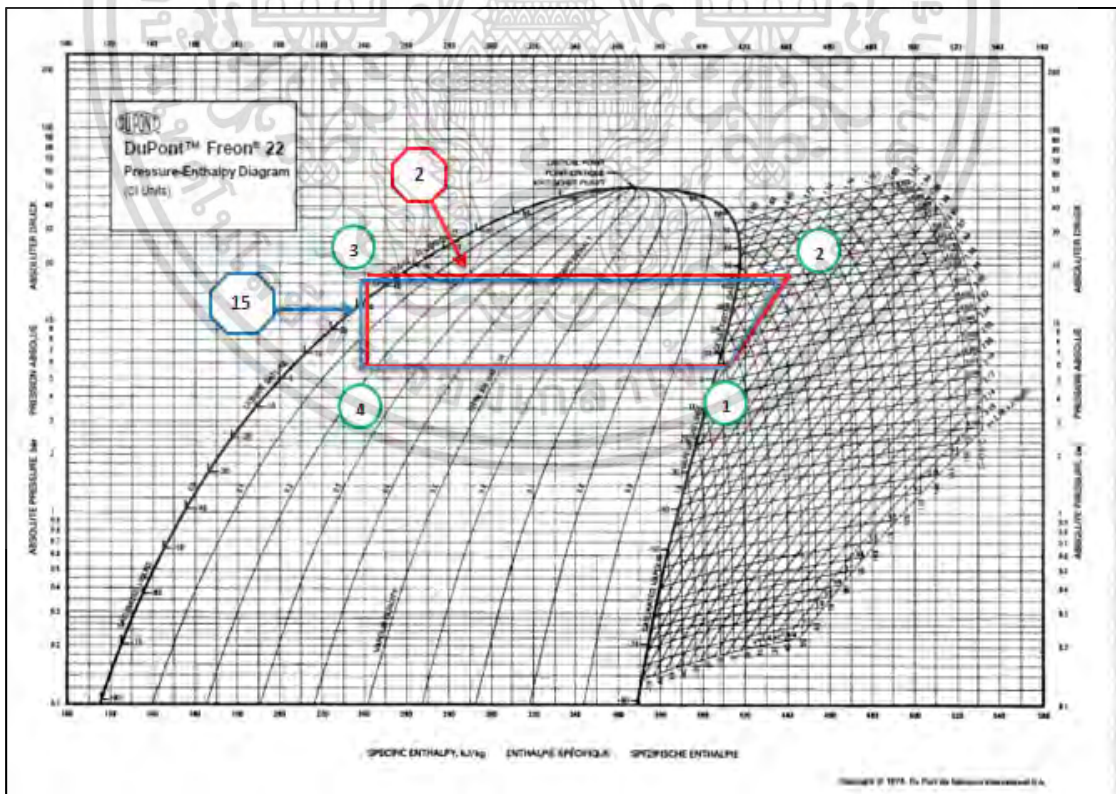
กรณีจำลองอุณหภูมิห้องภายใน 23°C ความดันด้านส่งเปรียบเทียบกรณี 10 กับ 23 ลดลง 0.74%, กรณี 11 กับ 24 ลดลง 1.62%, กรณี 12 กับ 25 ลดลง 0.30%, กรณีกรณี 13 กับ 26 ลดลง 0.40%. และเมื่อนำค่าจากการทดสอบมาคำนวณหาค่า COP ด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี พบว่ากรณี (10 กับ 23) มีค่า COP 6.31 กับ 6.35, กรณี (11 กับ 24) มีค่า 5.76 กับ 5.83, กรณี (12 กับ 25) มีค่า 5.51 กับ 5.61, กรณี (13 กับ 26) มีค่า 5.21 กับ 5.32, ข้อมูลเปรียบเทียบแสดงในตารางภาคผนวก ค

จากการคำนวณหาค่า COP ด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี พบว่าค่าที่ได้มีทิศทางและแนวโน้มเช่นเดียวกับค่า COP ที่คำนวณจากห้องทดสอบมาตรฐานคือค่า COP จะเพิ่มมากขึ้นเมื่อทดสอบที่สภาวะห้องสภาวะจำลองอากาศภายในและภายนอกอุณหภูมิสูง จากการคำนวณพบว่าค่า COP เพิ่มขึ้นสูงสุด 2.45% ที่ห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน 27°C ห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน 37°C

จากการทดสอบพบว่าเมื่อปล่อยน้ำเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวจุดที่เห็นการเปลี่ยนแปลงของระบบอย่างชัดเจนคืออุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าวาล์วขยายตัวลดลง ทำให้อุณหภูมิไอสารทำความเย็นทั้งด้านดูดและด้านส่งของคอมเพรสเซอร์มีอุณหภูมิลดลง อุณหภูมิไอสารทำความเย็นด้านดูดลดลงจะส่งผลดีต่อระบบคือจะช่วยระบายความร้อนของขดลวดมอเตอร์ทำให้ยืดอายุใช้งานคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิไอสารทำความเย็นด้านส่งลดลงส่งผลดีต่อระบบคือ ชิ้นส่วนอุปกรณ์ด้านส่งทำงานที่ช่วงอุณหภูมิต่ำลง น้ำมันหล่อลื่นระบบอุณหภูมิต่ำลง ทำให้ยืดอายุทำงานของระบบ

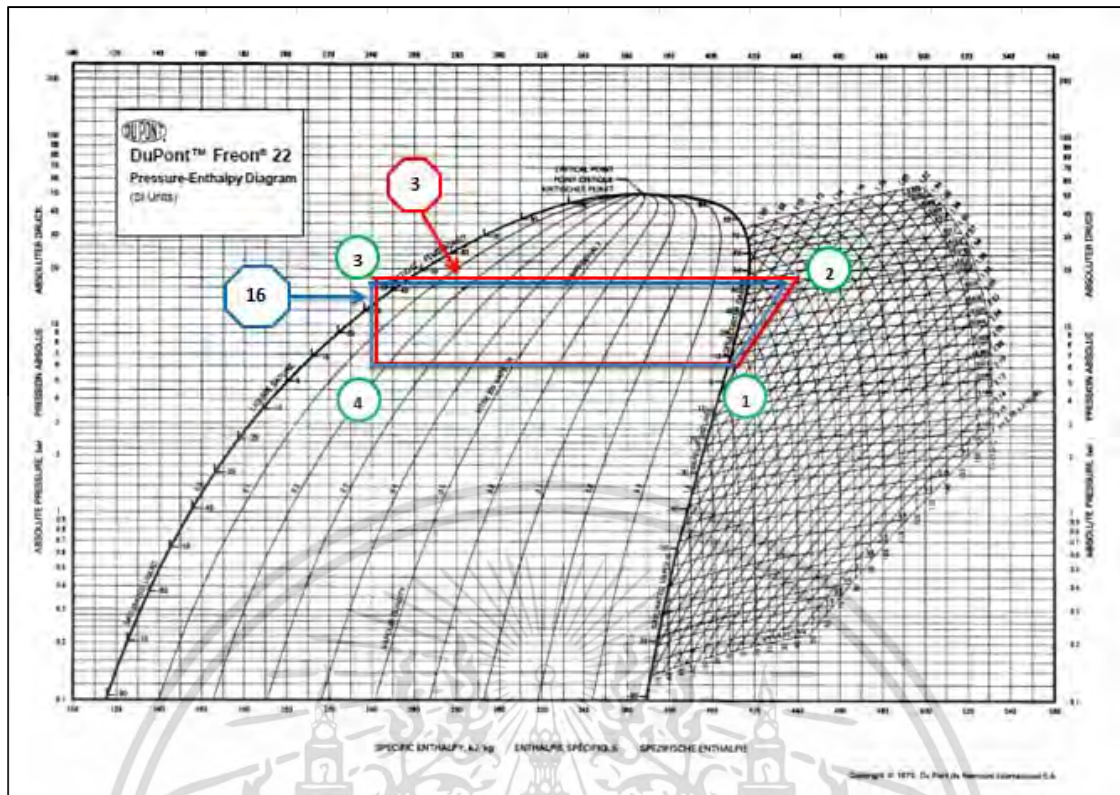


รูปที่ 5.12 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 1 กับ 14 (กรณีมาตรฐาน)

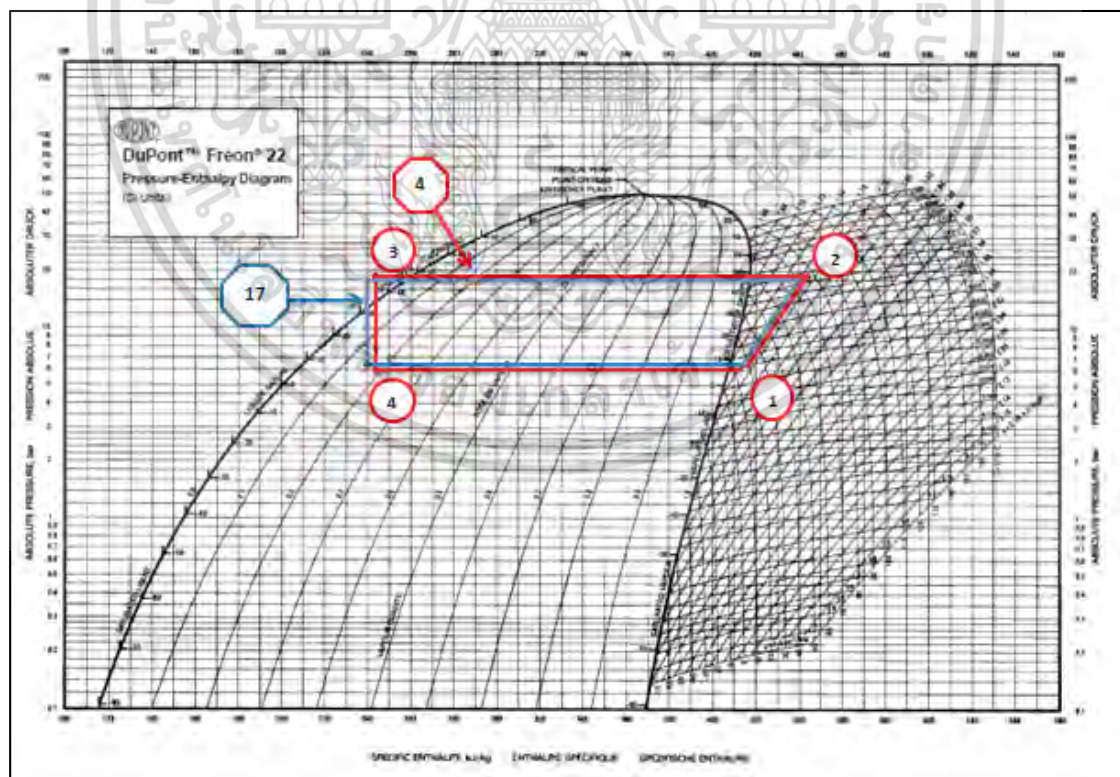


รูปที่ 5.13 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 2 กับ 15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

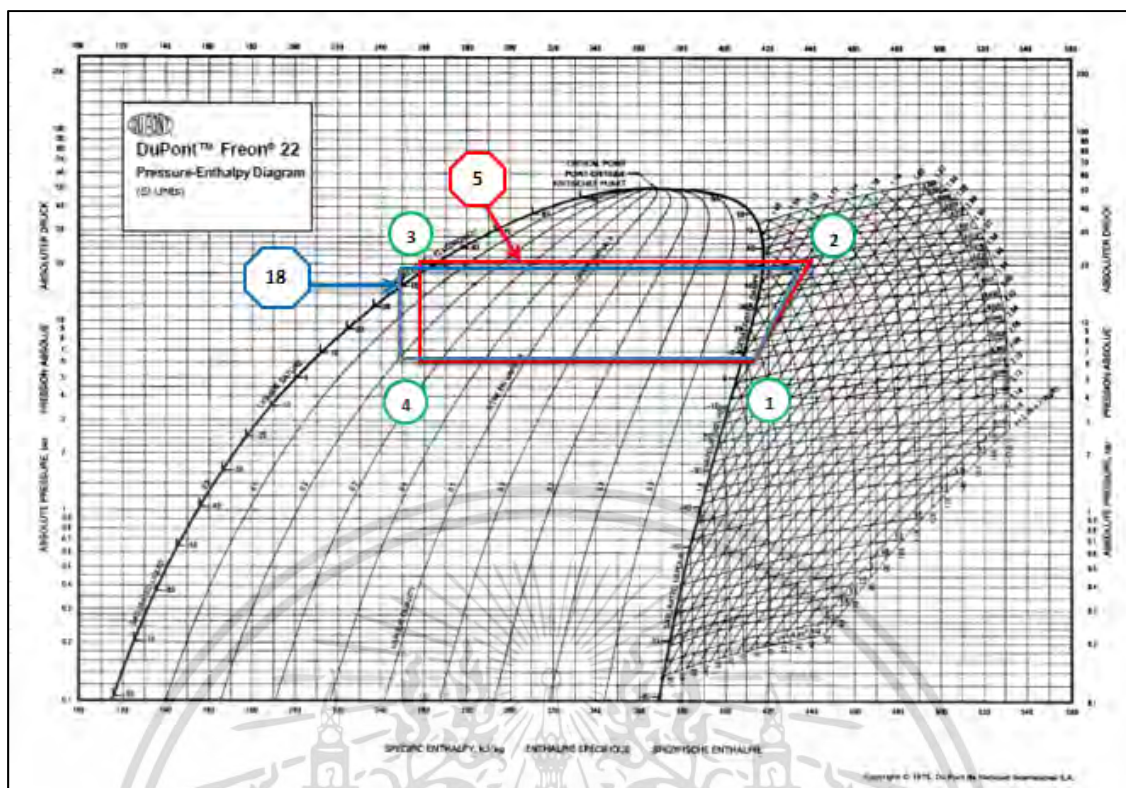


รูปที่ 5.14 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 3 กับ 16



รูปที่ 5.15 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 4 กับ 17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.16 แสดงแผนภูมิความดัน-เอนทาลปีกรณีทดสอบ 5 กับ 18

5.3.4 การทดสอบสถานะเปลี่ยนผ่าน

กรณีปกติ

1. เปิดเครื่องควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในห้องจำลองอากาศภายในโดยให้มีอุณหภูมิ 37°C
2. เปิดเครื่องปรับอากาศให้ทำงานเต็มที่โดยตั้งอุณหภูมิห้องภายในที่ 16°C เพื่อไม่ให้เครื่องหยุดทำงานระหว่างทดสอบ
3. เปิดเครื่องควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดสอบสถานะอากาศภายนอกโดยควบคุมอุณหภูมิตามกรณีทดสอบ
4. ควบคุมโหลดของขดลวดความร้อนในห้องจำลองอากาศภายในให้คงที่ที่ 1000 W ตลอดช่วงการทดสอบ
5. เมื่อห้องจำลองสถานะอากาศภายในมีอุณหภูมิกระเปาะแห้ง 32°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียก 25°C เริ่มบันทึกเวลาทำงานของเครื่องปรับอากาศตามกรณีทดสอบ
6. ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดสอบสถานะอากาศภายนอกให้ได้อุณหภูมิตามกรณีทดสอบ
7. เมื่ออุณหภูมิอากาศหมุนเวียนภายในห้องจำลองสถานะอากาศภายในถึงค่าที่กำหนดบันทึกระยะเวลาทำงานทั้งหมดของเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1. เปิดเครื่องควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในห้องอากาศภายในโดยให้มีอุณหภูมิ 37°C
2. เปิดเครื่องปรับอากาศให้ทำงานเต็มที่โดยตั้งอุณหภูมิห้องภายในที่ 16 °C เพื่อไม่ให้เครื่องหยุดทำงานระหว่างทดสอบ
3. เปิดเครื่องควบคุมอุณหภูมิและความชื้นในห้องทดสอบสภาวะอากาศภายนอกโดยควบคุมอุณหภูมิตามกรณีทดสอบ
4. ควบคุมโหลดห้องอากาศภายในให้คงที่ที่ 1,000 W ตลอดช่วงการทดสอบ
5. เมื่อห้องจำลองสภาวะอากาศภายในมีอุณหภูมิกระเปาะแห้ง 32°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียก 25°C ทำการปล่อยน้ำผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว
6. เริ่มบันทึกเวลาทำงานของเครื่องปรับอากาศตามกรณีทดสอบ
7. ควบคุมอัตราการไหลของน้ำที่ 2.5 L/hr ทุกกรณีทดสอบ และควบคุมอัตราการไหลของน้ำด้วย Flow meter
8. น้ำที่ปล่อยเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิ 15°C ทุกกรณีทดสอบและใช้เทอร์โมสแตทของเครื่องทำน้ำเย็นเป็นตัวควบคุมอุณหภูมิ
9. เมื่ออุณหภูมิอากาศหมุนเวียนภายในห้องจำลองสภาวะอากาศภายในถึงค่าที่กำหนดบันทึกระยะเวลาทำงานทั้งหมดของเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.17 แสดงแผนผังวิธีการทดลองการทดสอบที่สถานะเปลี่ยนผ่าน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.5 การเปรียบเทียบระยะเวลาทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบปกติและแบบติดเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน

คำแนะนำสำหรับการคำนวณภาระความร้อนจากผนังห้อง พื้นและเพดานที่ไม่ปรับอากาศ ตามมาตรฐานของสมาคมปรับอากาศแห่งประเทศไทย คืออุณหภูมิ 30°CDB 55%RH [21] แต่เพื่อให้เห็นค่าการเปลี่ยนแปลงที่ชัดเจน งานวิจัยนี้ได้ทำการปรับอุณหภูมิและความชื้นให้สูงขึ้น ดังนั้นเงื่อนไขที่ใช้ทดสอบ คือ 32°CDB, 25°CWB, 60%RH อุณหภูมิสุดท้ายได้ทำการทดสอบทั้งหมด 3 ค่า คือ 23°C, 25°C และ 27°C ภาระโหลดควบคุมให้คงที่ตลอดระยะเวลาทดสอบ 1,000 W อุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายนอกกำหนดที่ 33°C, 35°C และ 37°C น้ำที่ปล่อยเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอุณหภูมิ 15°C ปริมาณ 2.5 L/hr ซึ่งเป็นผลจากการคำนวณค่าเฉลี่ยของช่วงอุณหภูมิ 32-23°C ที่อุณหภูมิอากาศเข้า-ออก คอยล์เย็น 27.5°C, 16°C ตามลำดับ

ผลการทดสอบเปรียบเทียบระยะเวลาดังอุณหภูมิระหว่างระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับแบบปกติทั้งหมด 9 กรณี ดังแสดงที่ตาราง 5.6

ตาราง 5.4 แสดงระยะเวลาดังอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

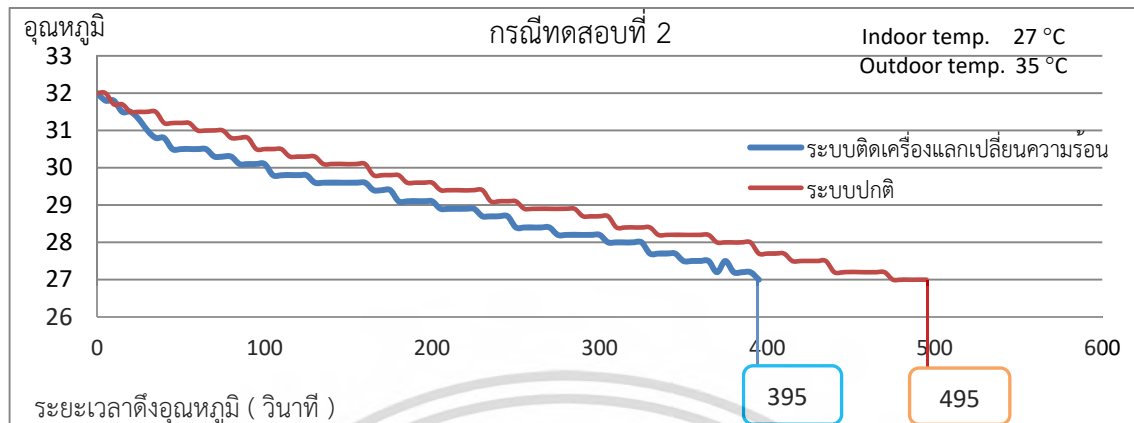
กรณีทดสอบที่	สภาวะเริ่มต้นของห้องจำลองอากาศภายใน			สภาวะสุดท้ายของห้องจำลองอากาศภายใน			อุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายนอก			ระยะเวลาดังอุณหภูมิ (นาที-วินาที)		
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	%RH	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	%RH	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	%RH	w/o ADHX	With ADHX	Saving time (%)
1	32	25	60	27	20	53	33	26	58	7:25	6:05	17.98
2	32	25	60	27	20	53	35	28	59	8:15	6:35	20.20
3	32	25	60	27	20	53	37	30	60	8:30	6:35	22.55
4	32	25	60	25	18.7	55	33	26	58	11:55	10:15	13.99
5	32	25	60	25	18.7	55	35	28	59	13:00	11:10	14.10
6	32	25	60	25	18.7	55	37	30	60	13:05	10:50	17.20
7	32	25	60	23	17	55	33	26	58	17:55	16:25	8.37
8	32	25	60	23	17	55	35	28	59	19:30	17:50	8.55
9	32	25	60	23	17	55	37	30	60	19:50	17:40	10.92

ผลการทดสอบ

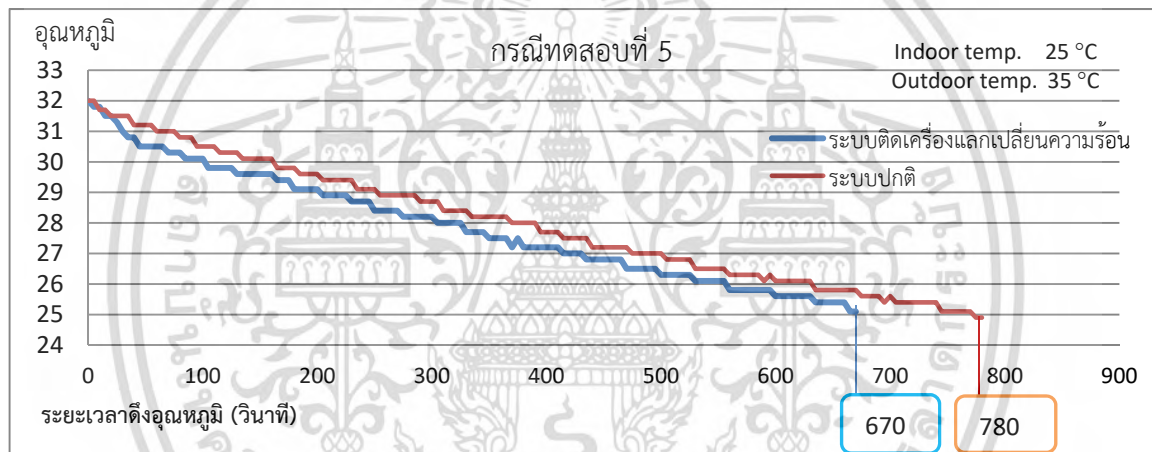
จากการทดสอบพบว่าน้ำสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวทำให้ค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อทดสอบในห้องที่อุณหภูมิเริ่มต้นและภาระโหลดเท่ากันเท่ากัน ระบบที่ติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถทำอุณหภูมิได้ถึงจุดที่ต้องการเร็วขึ้น โดยกรณีทดสอบที่ 3 สามารถทำอุณหภูมิเย็นเร็วขึ้นมากที่สุดที่ 22.55% อุณหภูมิสุดท้ายในห้องจำลองอากาศภายในกำหนดที่ 27°C และอุณหภูมิห้องจำลองอากาศภายนอกที่ 37°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

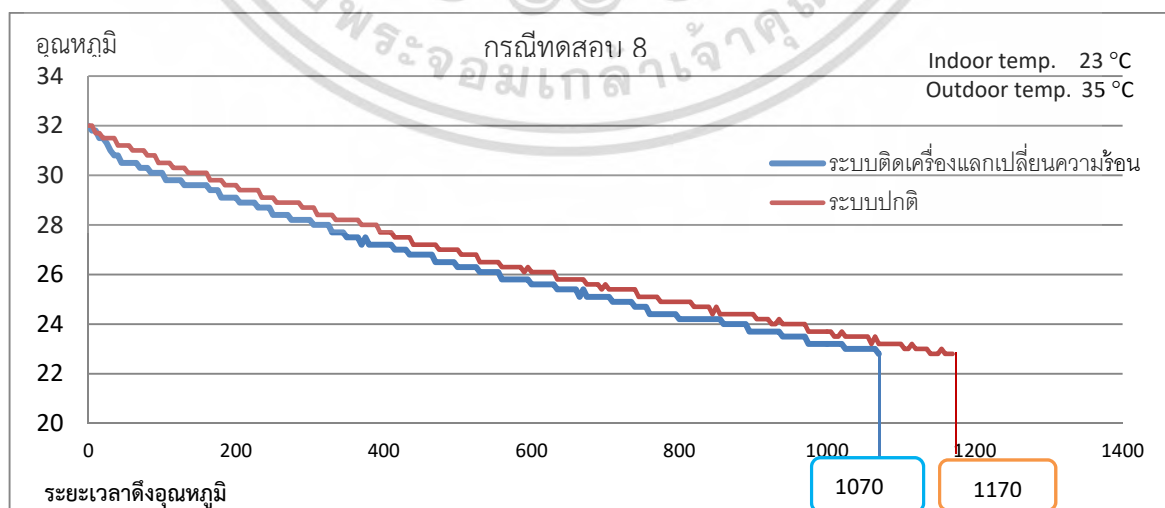
ตัวอย่างการแสดงกราฟเปรียบเทียบการตั้งอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนบางกรณี



รูปที่ 5.18 แสดงกราฟเปรียบเทียบระยะเวลาตั้งอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีทดสอบที่ 2



รูปที่ 5.19 แสดงกราฟเปรียบเทียบระยะเวลาตั้งอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณีทดสอบที่ 5



รูปที่ 5.20 แสดงกราฟเปรียบเทียบระยะเวลาตั้งอุณหภูมิระหว่างระบบปกติกับระบบติดเครื่องแลกเปลี่ยน

ความร้อน กรณีทดสอบที่ 8 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

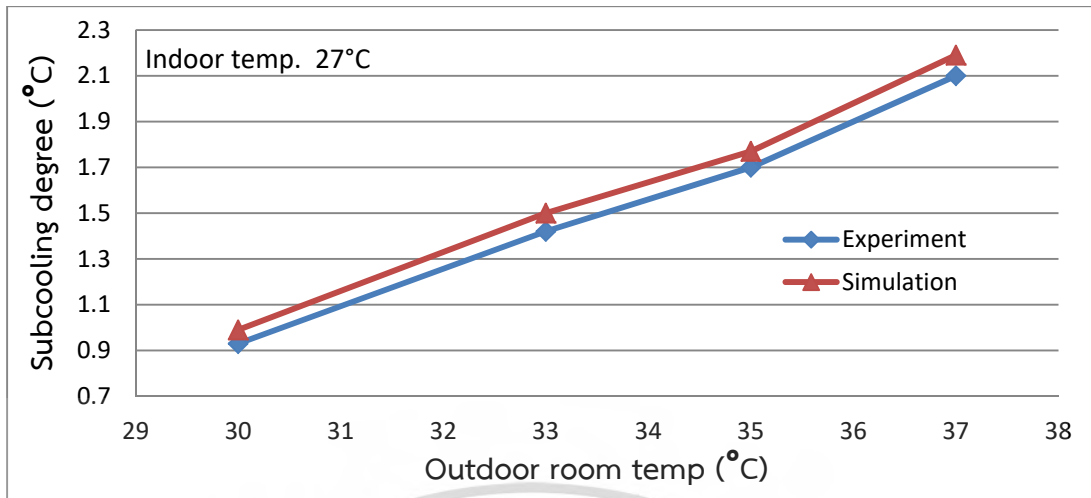
5.3.6 การเปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นเหลวระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลข

งานวิจัยนี้ได้ทำการคำนวณอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นเหลวด้วยวิธีเชิงตัวเลขโดยใช้โปรแกรม ANSYS FLUENT V.16 แล้วนำค่าที่ได้ไปคำนวณประสิทธิภาพของระบบในแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี เพื่อที่จะประเมินประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นของระบบปรับอากาศเนื่องจากผลของอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง ดังนั้นในส่วนนี้จะเป็นการเปรียบเทียบผลอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นเหลวระหว่างการคำนวณเชิงตัวเลขกับการทดสอบ

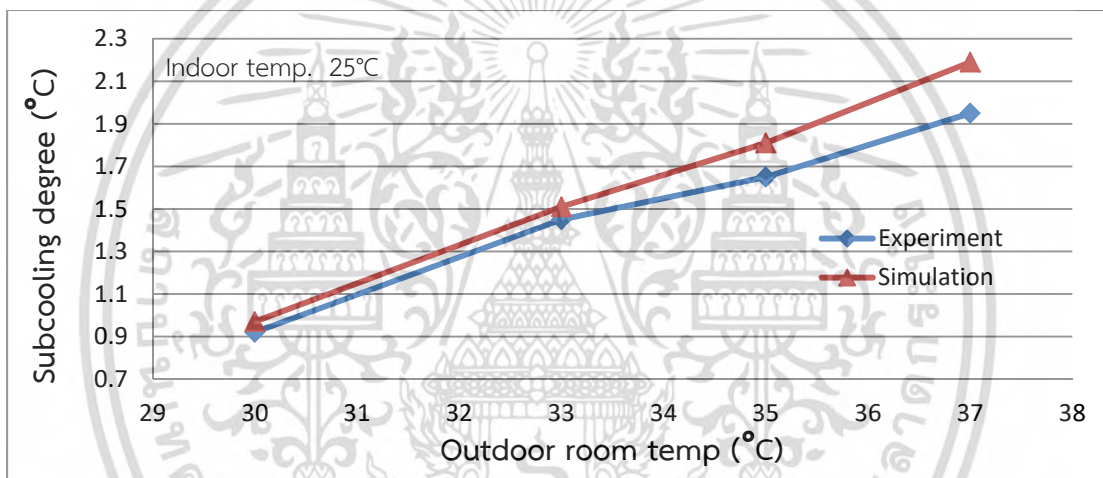
ตารางที่ 5.5 เปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งระหว่างการทดสอบและการคำนวณเชิงตัวเลข

กรณีทดสอบที่	อุณหภูมิห้องภายใน			อุณหภูมิห้องภายนอก			อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)	อุณหภูมิน้ำเข้า (°C)	การทดสอบ	การคำนวณเชิงตัวเลข
	TDB (°C)	TWB (°C)	%RH	TDB (°C)	TWB (°C)	%RH			อุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่ง (°C)	
1	27	19	47	35	24	40	12.6	25	1.7	1.77
2	27	20	53	30	23	55	12.6	25	0.93	0.99
3	27	20	53	33	26	58	12.6	25	1.42	1.50
4	27	20	53	35	28	59	12.6	25	1.70	1.77
5	27	20	53	37	30	60	12.6	25	2.10	2.19
6	25	18.7	55	30	23	55	12.6	25	0.92	0.97
7	25	18.7	55	33	26	58	12.6	25	1.45	1.51
8	25	18.7	55	35	28	59	12.6	25	1.65	1.81
9	25	18.7	55	37	30	60	12.6	25	1.95	2.19
10	23	17	55	30	23	55	12.6	25	0.80	0.90
11	23	17	55	33	26	58	12.6	25	1.31	1.43
12	23	17	55	35	28	59	12.6	25	1.58	1.73
13	23	17	55	37	30	60	12.6	25	1.92	2.10

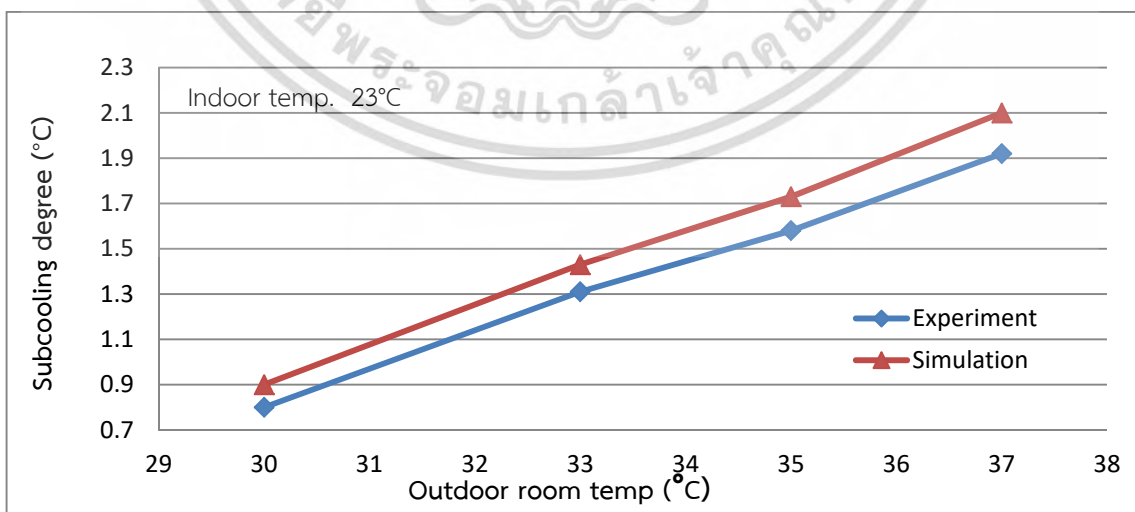
จากตารางพบว่าอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นเหลวที่ได้จากการคำนวณมีค่าและแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกับการทดสอบ โดยกรณีทดสอบที่ 4 สามารถลดอุณหภูมิมากที่สุดคือ ค่าจากการทดสอบลดอุณหภูมิลงได้ 2.10°C ค่าจากการคำนวณเชิงตัวเลขลดอุณหภูมิลงได้ 2.19°C การทดสอบกรณีเดินเครื่องที่สภาวะอากาศภายในและภายนอกสูงจะสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นได้ดีขึ้นเนื่องจากสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิสูงทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นเหลวกับน้ำมากขึ้น ผลเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งแสดงได้ในรูปที่ 5.20, 5.21 และ 5.22



รูปที่ 5.21 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลขที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 27°C



รูปที่ 5.22 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลขที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 25°C



รูปที่ 5.23 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลขที่อุณหภูมิจำลองอากาศภายใน 23°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเปรียบเทียบความแตกต่างอุณหภูมิที่ลดลงระหว่างการทดสอบและการคำนวณเชิงตัวเลขพบว่าแตกต่างกันไม่เกิน 10% ทุกกรณี ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าสามารถใช้การคำนวณเชิงตัวเลขช่วยคำนวณและประเมินอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวที่ลดลงก่อนการใช้งานจริง ทำให้เห็นแนวโน้มค่าประสิทธิภาพที่จะเพิ่มขึ้น การเพิ่มประสิทธิภาพให้กับระบบสามารถทำได้โดยออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพมากที่สุดเช่น การปรับปรุงรูปทรงของ RIBBED TUBE การเพิ่มขนาดและความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน การเพิ่มพื้นที่สัมผัสของท่อสารทำความเย็นเหลว หรือการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำ เมื่อได้ค่าอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวที่ลดลงแล้ว นำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี จากนั้นจึงทำการเปรียบเทียบผลกับการทดสอบจะทำให้ทราบแนวโน้มประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นของระบบ

5.3.7 การคำนวณความคุ้มค่า

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการนำน้ำมาลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวและมีการเพิ่มจำนวนน้ำจากแหล่งภายนอกไปเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นให้ได้ตามที่ต้องการ การคำนวณความคุ้มค่าจึงต้องคำนวณจากปริมาณน้ำเติมด้วยซึ่งผลการคำนวณแสดงได้ดังตารางที่ 5.5

ตารางที่ 5.6 แสดงความคุ้มค่าในการลงทุนการเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศด้วยน้ำ

กรณีทดสอบ	ห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน			ห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก			น้ำกลั่นตัว kg/hr	น้ำเติมเข้าระบบ kg/hr	ค่าน้ำ (บาท) (A)	สัมประสิทธิ์สมรรถนะที่เพิ่มขึ้น (COP)		ความคุ้มค่า บาท (A+B)
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	% RH	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	% RH				%	ค่าไฟฟ้าที่ประหยัด (บาท)	
1	27	19	47	35	24	40	1.6	11	24	1.32	14	-10
2	27	20	53	30	23	55	1.6	11	24	0.50	6	-18
3	27	20	53	33	26	58	1.6	11	24	1.10	10	-14
4	27	20	53	35	28	59	1.6	11	24	1.32	14	-10
5	27	20	53	37	30	60	1.6	11	24	1.55	21	-3
6	25	18.7	55	30	23	55	1.6	11	24	0.46	6	-18
7	25	18.7	55	33	26	58	1.6	11	24	0.82	10	-14
8	25	18.7	55	35	28	59	1.6	11	24	0.90	12	-12
9	25	18.7	55	37	30	60	1.6	11	24	1.31	17	-7
10	23	17	55	30	23	55	1.6	11	24	0.43	5	-19
11	23	17	55	33	26	58	1.6	11	24	0.86	10	-14
12	23	17	55	35	28	59	1.6	11	24	1.05	14	-10
13	23	17	55	37	30	60	1.6	11	24	1.30	17	-7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ทางวิชาการซึ่งงานนี้เป็นการศึกษาเพื่อเพิ่มพูนความรู้เท่านั้น ไม่ใช่อะไรอื่นใดก็ตาม

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการคำนวณเฉพาะค่าใช้จ่ายจากการเติมน้ำเข้าไปในระบบและค่าการประหยัดไฟฟ้าที่ได้พบว่าทุกกรณีทดสอบมีค่าใช้จ่ายจากน้ำเติมน้ำมากกว่าค่าพลังงานที่ลดลงถึงหนึ่งเท่าตัว จึงสรุปได้ว่า การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศด้วยน้ำไม่คุ้มค่าต่อการลงทุน

หลักการคำนวณความคุ้มค่าในการลงทุน

จากการคำนวณพบว่าต้องเติมน้ำเข้าไปในระบบ 11 L/hr จึงจะสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นลงได้ ดังนั้นในการคำนวณความคุ้มค่าในการลงทุนจึงมีค่าใช้จ่ายของน้ำเติมด้วย ในการคำนวณอัตราค่าใช้ไฟฟ้าและค่าน้ำประปาจะคิดค่าใช้จ่ายสำหรับบ้านพักอาศัย โดยค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้คำนวณได้จากค่าบันทึกในการทดลอง ค่าไฟฟ้าฐานคำนวณที่ 3.5 บาทต่อหน่วย ค่าไฟฟ้าผันแปรอัตโนมัติคำนวณที่ -0.159 บาทต่อหน่วย และค่าประปาคำนวณที่ 8.5 บาทต่อลูกบาศก์เมตร โดยกำหนดการทำงานของเครื่องปรับอากาศที่ 8 ชั่วโมงต่อวัน กำหนดระยะเวลาทำงานทั้งหมด 1 เดือน จากการคำนวณพบว่าเครื่องปรับอากาศแบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีอัตราการใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าแบบปกติ โดยมีอัตราอัตราการประหยัดไฟฟ้าโดยเฉลี่ย 12 บาทต่อเดือน แต่เมื่อพิจารณาค่าใช้จ่ายอื่นๆ ที่ต้องใส่เพิ่มเพื่อให้ระบบทำงานได้ตามที่ออกแบบ เช่น ค่าน้ำประปา ซึ่งมีค่าใช้จ่ายโดยเฉลี่ย 24 บาทต่อเดือน รายละเอียดการคำนวณความคุ้มค่าการลงทุนโดยละเอียดแสดงในภาคผนวก ฉ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผล

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาการนำน้ำมาลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวเพื่อเพิ่มค่าการทำความเย็น ทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเพิ่มขึ้น ทำการทดสอบกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศขนาดการทำความเย็น 18,000 Btu/hr ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก.1155-2557 ในขั้นตอนแรกของการศึกษาได้ทำการคำนวณเปรียบเทียบ COP ระหว่างระบบปกติกับระบบที่ลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลว ด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ของงานวิจัย จากนั้นได้ทำการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ โดยเริ่มทำการศึกษาคำนวณด้วยวิธีผลเฉลยแบบแมนตรงกับท่อผิวเรียบแล้วทำการเปรียบเทียบผลด้วยวิธีเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม ANSYS Fluent V.16 เพื่อตรวจสอบความแม่นยำของรูปแบบสมการ (Simulated verification) ที่ใช้คำนวณเชิงตัวเลขได้ทำการเปรียบเทียบผลกับการทดสอบที่เชื่อถือได้ และมีรูปแบบใกล้เคียงกัน [17] พบว่าค่าที่ได้จากการคำนวณแตกต่างจากการทดสอบประมาณ 14% ซึ่งอยู่ในเกณฑ์ที่รับได้ ดังนั้นจึงได้ใช้รูปแบบสมการดังกล่าวกับงานวิจัยนี้ เมื่อผลที่ได้ทั้งสองวิธีมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันจึงได้ทำการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธีเชิงตัวเลขเพื่อหาขนาดชิ้นงานที่เหมาะสมที่สุดในการทดสอบ จากการคำนวณได้เลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่แบบเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสชนิด Ribbed tube ขนาด 1/4" x 1/2" ยาว 300 mm เป็นชิ้นงานทดสอบ ในระหว่างทดสอบสามารถสลับเปลี่ยนไปมาระหว่างระบบปกติกับระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างสะดวก

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษามาจากการใช้น้ำมาช่วยเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ จากการทดสอบสามารถสรุปได้ดังนี้

1. การเปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเหลวเย็นยิ่งยวดระหว่างการทดสอบกับการคำนวณเชิงตัวเลขพบว่ามีความใกล้เคียงกันแตกต่างกันโดยเฉลี่ยน้อยกว่า 10% ผลจากการทดสอบพบว่าน้ำสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวได้มากที่สุด 2.10°C ผลการคำนวณเชิงตัวเลขสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวได้มากที่สุดที่ 2.19°C ค่าที่ได้ทั้งสองมาจากการทดสอบห้องจำลองอากาศภายใน 27°C และห้องจำลองอากาศภายนอก 37°C ทุกกรณีมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันคือเมื่อทดสอบที่สภาวะอากาศภายในและภายนอกสูงจะทำให้การถ่ายเทความร้อนดียิ่งขึ้น ดังนั้นการเดินระบบที่อุณหภูมิสูงจะทำให้อุณหภูมิสารทำความเย็นลดลงมากขึ้น

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศช่วงสภาวะคงตัวพบว่าระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นได้ ทำให้ค่าการทำความเย็นเพิ่มขึ้น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เป็นผลให้พลังงานที่ป้อนให้กับระบบลดลง กรณีที่ลดลงสูงสุดพบที่สภาวะห้องจำลองอากาศภายใน 27°C ห้องจำลองอากาศห้องภายนอก 37°C สามารถลดการใช้พลังงานลงได้ 1.53% เป็นผลให้ COP เพิ่มขึ้น 1.55% โดยลดลงเฉลี่ย 3.09% อุณหภูมิด้านนอกที่ลดลงเป็นเหตุให้พลังงานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์และมอเตอร์คอนเดนเซอร์ลดลง กรณีทดสอบห้องจำลองอากาศภายใน 23, 25°C พบว่าน้ำช่วยเพิ่มประสิทธิภาพระบบ 1.30, 1.31% ตามลำดับ โดยพบที่การทดสอบสภาวะอากาศภายนอก 37°C เช่นกัน ส่วนพลังงานที่ลดลงและประสิทธิภาพของระบบที่เพิ่มขึ้นที่การทดสอบกรณีอื่นๆ จะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันคือจะเพิ่มประสิทธิภาพได้ดีขึ้นเมื่อทำงานที่สภาวะอากาศภายนอกสูง

การปล่อยน้ำเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวทำให้อุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวก่อนเข้าวาล์วขยายตัวลดลง ทำให้อุณหภูมิไอสารทำความเย็นทั้งด้านดูดและด้านส่งของคอมเพรสเซอร์มีอุณหภูมิลดลง อุณหภูมิไอสารทำความเย็นด้านดูดลดลงจะส่งผลดีต่อระบบคือจะช่วยระบายความร้อนของขดลวดมอเตอร์ทำให้ยืดอายุใช้งานคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิไอสารทำความเย็นด้านส่งลดลงส่งผลดีต่อระบบคือ ชิ้นส่วนอุปกรณ์ด้านส่งทำงานในช่วงอุณหภูมิที่ต่ำลง น้ำมันหล่อลื่นระบบอุณหภูมิที่ต่ำลง ทำให้ยืดอายุทำงานของระบบ

2. การทดสอบเปรียบเทียบช่วงระยะเปลี่ยนผ่านใช้สมมุติฐานที่ว่าสารทำความเย็นเหลวที่มีอุณหภูมิต่ำกว่ามีค่าการทำความเย็นมากกว่าสารทำความเย็นที่อุณหภูมิสูงที่ความดันเดียวกัน มีค่าการทำความเย็นมากกว่าจะใช้เวลาในการทำความเย็นน้อยกว่าถ้ามีภาระความร้อนเท่ากัน ผลการทดสอบพบว่าระบบที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำอุณหภูมิจากจุดเริ่มต้นเดียวกันไปถึงจุดสุดท้ายเดียวกันได้เร็วกว่าระบบปกติ ระยะเวลาที่ลดได้สูงสุด 22.59% ที่สภาวะห้องจำลองอากาศภายใน 27°C และห้องจำลองอากาศห้องภายนอก 37°C ส่วนกรณีห้องจำลองอากาศภายใน 23, 25°C สามารถลดระยะเวลาได้ 10.92%, 17.20% ตามลำดับ จากการทดสอบจะเห็นได้ว่าเป็นเมื่ออุณหภูมิสุดท้ายมีค่าต่ำจะส่งผลให้อุณหภูมิด้านนอกจากคอมเพรสเซอร์ลดลง ทำให้สารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิต่ำลงด้วย ดังนั้นค่าการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำกลั่นจึงลดลงทำให้ช่วงระยะเวลาทำอุณหภูมิแตกต่างกันน้อยลง

6.2 ข้อเสนอแนะ

จากผลการทดสอบและการคำนวณเชิงตัวเลขพบว่า การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยใช้น้ำ สามารถทำได้ดีขึ้นอีก โดยการเพิ่มขนาดความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การทดสอบ ร่วมกับท่อสารทำความเย็นเหลวที่มีการเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส หรือทำการติดตั้งระบบนี้กับพื้นที่ปรับอากาศที่มีปริมาณน้ำกลั่นตัวมากเช่น ศูนย์ออกกำลังกาย โรงอาหาร โรงงานอิเล็กทรอนิกส์ และถ้าสามารถติดตั้งร่วมในสถานที่ที่มีระบบแอร์ขนาดใหญ่ก็สามารถนำน้ำกลั่นตัวที่มีปริมาณมากจะช่วยให้ถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้นส่งผลให้ลดพลังงานมากขึ้น

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบใช้น้ำมาช่วยเพิ่มประสิทธิภาพระบบโดยทำการติดตั้งคอยล์เย็นสูงกว่าคอยล์ร้อนและปล่อยน้ำไหลโดยแรงโน้มถ่วงกรณีติดตั้งคอยล์ร้อนสูงกว่าจะต้องติดตั้งระบบปั๊ม เพื่อเพิ่มความดันในระบบ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1] กระทรวงเทคโนโลยีสารสนเทศและการสื่อสาร,สำนักงานสถิติแห่งชาติ. **การสำรวจภาวะเศรษฐกิจและสังคมของครัวเรือนกับการใช้พลังงานของครัวเรือน**, ในงานสัมมนาของสำนักงานสถิติแห่งชาติ : โรมแรมอีสติน แกรนด์ สาทร. 2557.
- [2] รุ่งกมล สีหะวงค์. **“ลักษณะการใช้ไฟฟ้าในบ้านอยู่อาศัย.”** วิทยานิพนธ์มหาบัณฑิต วิศวกรรมศาสตร์ (เทคโนโลยีพลังงาน) บัณฑิตวิทยาลัย,มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.2541.
- [3] Licina D and Sekhar C. “Energy and water conservation from air handling unit condensate in hot and humid climates.” **Energy and Buildings.** vol. 45,2012. pp 257–263.
- [4] Shahid K, Fan W and Sarim A. “Energy Recovery Through Air Conditioning Machine’s Condensate.” **International Journal of Engineering Research & Technology.** Vol 3,Jun.,2014. pp. 548-555.
- [5] Pottker G., Hrnjak. P. “Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems.” **International journal of refrigeration.** Vol.50, 2015. pp.156-164.
- [6] Kang H, Joo Y and Kim Y. “Effects of flash gas generation at the expansion device inlet on the dynamic characteristics of a refrigeration system.” **International journal of refrigeration.** vol.31,2008. pp. 396–403.
- [7] Pottker G., Hrnjak. P. “Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with andwithout internal heat exchanger.” **International journal of refrigeration.** vol.50, 2015. pp. 104-113.
- [8] Abdulghani A., Ibrahim N and Gandhidasan P. “Condensate as a water source from vapor compression systems in hot and humid regions.” **Desalination.** vol. 349,2014. pp. 60–67.
- [9] Pachegaonkar S., Taji S. and Sane N. “Performance Analysis of Double Pipe Heat Exchanger with Annular Twisted Tape Insert.” **International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT).** vol.3, Feb. 2014. pp 2249 – 8958.
- [10] Li Z, Lu J, Tang G, Liu Q and Wu Y. “Effects of rib geometries and property variations on heat transfer to supercritical water in internally ribbed tubes.” **Applied Thermal Engineering.** vol.78, 2015. pp. 303-314.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [11] สมบัติ ทำนา, พงษ์เจต พรหมวงศ์. การจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมที่ใส่แผ่นใบเกลียว, ในการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 28, 15-17 ตุลาคม 2557 จังหวัดขอนแก่น.
- [12] AbdolBaqi K, Nor C, Mamat R, Azmi W and Hamzah W. “Experimental and numerical study of thermo-hydraulic performance of circumferentially ribbed tube with Al₂O₃ nanofluid.” *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol.69, 2015. pp 34–40.
- [13] กระทรวงอุตสาหกรรม, สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม. ประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม : มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155). 2557.
- [14] กฤษณะ ธรรมิกานนท์. “ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน” วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2558.
- [15] American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc. “handsdownsoftware” [Online]. Available : www.handsdownsoftware.com/ashrae-chart.pdf. 1992.
- [16] พงษ์เจต พรหมวงศ์. ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ : การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ : สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. 2534.
- [17] สมศักดิ์ ไชยะภินันท์. การออกแบบงานวิศวกรรม เชิงพลังงาน ความร้อน และของไหล. กรุงเทพฯ : สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. 2554.
- [18] William S. Janna. *Design of Fluid Thermal System*. 2nd ed. PWS Publishing Company. 1998.
- [19] Paisarn Naphon, Parkpoom Sriromrulu. “Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert ” *Heat and Mass Transfer*. vol.33, 2006. pp. 176-183.
- [20] Usman U. Rehman. “Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies” Master’s Thesis in Innovative and Sustainable Chemical Engineering of Chalmers University of Technology. 2011.
- [21] วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์, สมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย. มาตรฐานระบบปรับอากาศและระบายอากาศ. 2558.



ภาคผนวก ก.

ลำดับขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย การคำนวณและการออกแบบ
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด Ribbed Tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก-1. ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

ตารางที่ ก-1 ลำดับขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

ขั้นตอนที่	รายละเอียด
การตั้งเป้าหมาย	- ตั้งเป้าเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ 1.5 - 2% โดยใช้หลักการคือ การลดอุณหภูมิสารทำความเย็นจะทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของระบบเพิ่มขึ้น
1	- ใช้แผนภูมิ Ph diagram คำนวณเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างระบบปกติกับระบบที่ลดอุณหภูมิสารทำความเย็น 1.7°C พบว่าระบบที่ลดอุณหภูมิสามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้ 1.57% วิธีการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ก.-2
2	- ใช้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน หาค่าการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นเพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นให้ได้ 1.7°C ซึ่งได้คำตอบเท่ากับ 71 W วิธีการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ก.-3
3	- ใช้ทฤษฎีสมดุลความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นและสารทำความเย็นเพื่อหาอัตราการไหลของน้ำที่จะใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้คำตอบเท่ากับ 12.6 L/hr วิธีการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ก.-4
4	- ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า ACU ขนาด 1.5 Tons จะให้ condensate water 1.84 L/hr โดยประมาณ (Al-Farayedhi และคณะ) และมีอุณหภูมิระหว่าง 12-15°C (Licina และ Sekhar) ซึ่งค่าที่ได้มีความสอดคล้องกับค่าที่ได้จากการทดลองในงานวิจัยนี้
5	- คำนวณหาขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้ 1.7°C ใช้การคำนวณแบบ Exact Solution วิธี Effectiveness & NTU จากการคำนวณพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่แบบผิวเรียบ (Double Pipe Heat Exchanger หรือ DHX) ขนาด 1/4" x 1/2" ยาว 1.5 m สามารถระบายความร้อนออกได้ตามต้องการ วิธีการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ก.-4 - นำผลการลัพธ์ที่ได้จาก Exact Solution ไปคำนวณอีกครั้งด้วยวิธีการเชิงตัวเลข (Numerical Method) โดย Ansys Fluent Program v.16 เปรียบเทียบผลกับการคำนวณเชิงตัวเลข Numerical Method, Ansys Fluent Program V.16 และวิธีการแบบ Exact Solution วิธีการคำนวณแสดงไว้ในภาคผนวก ก.-5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่	รายละเอียด
6	<ul style="list-style-type: none"> - เพื่อลดความยาว DHX ขนาด 1.5 m ให้สั้นลง จึงได้ทำการเปลี่ยนรูปทรงท่อตัวนอกให้เป็นแบบ Ribbed tube เพื่อเพิ่ม Surface area ใช้การคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical Method) โดย Ansys Fluent Program v.16 - ผลการคำนวณพบว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อคู่แบบชนิด Ribbed tube (Annular Ribbed Tube Double Pipe Heat Exchanger : ADHX) ขนาด 1/4" x 1/2" ยาว 0.3 m สามารถระบายความร้อนออกได้ใกล้เคียง DHX ขนาดความยาว 1.5 m ผลการคำนวณแสดงไว้ในบทที่ 5 หัวข้อที่ 5.3.6
7	<ul style="list-style-type: none"> - เก็บรวบรวมข้อมูลสถิติภูมิอากาศภายในประเทศ จากกรมอุตุนิยมวิทยา เพื่อกำหนดสภาวะห้องทดลองให้สอดคล้องกับความเป็นจริงมากที่สุด ข้อมูลแสดงไว้ในภาคผนวก ค.
8	<ul style="list-style-type: none"> - ออกแบบการทดลอง <ul style="list-style-type: none"> - State Steady - Transient State ข้อมูลแสดงไว้ในบทที่ 5 หัวข้อที่ 5.1
9	<ul style="list-style-type: none"> - ทดสอบและเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างเครื่องปรับอากาศที่มีและไม่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน กรณี State Steady และ Transient State รายละเอียดแสดงไว้ในบทที่ 5 หัวข้อที่ 5.3.2 - 5.3.5
10	<ul style="list-style-type: none"> - เปรียบเทียบอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นระหว่างการทดสอบและการคำนวณเชิงตัวเลขเพื่อใช้เป็นแนวทางในการคำนวณการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศโดยการใช้ น้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น รายละเอียดแสดงไว้ในบทที่ 5 หัวข้อที่ 5.3.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก-2. การคำนวณเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้วยแผนภูมิ Ph diagram

การคำนวณเปรียบเทียบประสิทธิภาพด้วยแผนภูมิ Ph diagram ระหว่างระบบปรับอากาศแบบปกติทั่วไปและแบบที่มีการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลือลง 1.7 °C ในสภาวะทดสอบมาตรฐาน ผลการคำนวณพบว่า COP เพิ่มขึ้น 1.57 %

วิธีการคำนวณ

ก. แบบปกติทั่วไป

ขนาดเครื่องปรับอากาศ	18,000 Btu/hr หรือ 5.27 Kw		
ความดันด้านดูด	492 kPa	ความดันด้านส่ง	1698 kPa
อุณหภูมิด้านดูด	5.4 °C	อุณหภูมิด้านส่ง	47.3 °C
อุณหภูมิสารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์			37 °C
อุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์			13.7 °C

$$\begin{aligned}
 Q_E &= m_r (h_1 - h_4) \\
 m_r &= \frac{Q_E}{h_1 - h_4} \\
 m_r &= \frac{5.275 \text{ Kw}}{413.3 - 245.9} \\
 m_r &= 0.032 \text{ kg/s} \\
 \text{พลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์} \quad W_c &= m_r (h_2 - h_1) \\
 W_c &= 0.032(442.6 - 413.3) \\
 W_c &= 937 \text{ kw} \\
 \text{ประสิทธิภาพของระบบ} \quad COP &= \frac{Q_E}{W_c} = \frac{m_r (h_1 - h_4)}{m_r (h_2 - h_1)} \\
 COP &= \frac{(413.3 - 245.9)}{(442.6 - 413.3)} = 5.71
 \end{aligned}$$

ข. ระบบปรับอากาศที่ทำการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นเหลือเย็น

ความดันด้านดูด	492 kPa	ความดันด้านส่ง	1698 kPa
อุณหภูมิด้านดูด	5.4 °C	อุณหภูมิด้านส่ง	47.3 °C
อุณหภูมิสารทำความเย็นออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน			35.3 °C
อุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์			13.7 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดการทำทำความเย็น

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_E}{h_1 - h_4}$$

$$\dot{m}_r = \frac{5.275}{413.3 - 243.5}$$

$$\dot{m}_r = 0.031 \text{ kg/s}$$

พลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์

$$W_C = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$$

$$W_C = 0.031(442.6 - 413.3)$$

$$W_C = 908 \text{ kw}$$

$$\text{COP}' = \frac{\dot{Q}_E}{W_C} = \frac{\dot{m}_r (h_1 - h_4)}{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}$$

$$\text{COP}' = \frac{(413.3 - 243.5)}{(442.6 - 413.3)} = 5.80$$

ดังนั้นค่าประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้น

$$\text{COP} = \frac{5.80 - 5.71}{5.71} \times 100$$

$$= 1.57 \%$$

ก-3 การใช้ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

จากทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนพบว่าต้องระบายความร้อนออก 71.08 W เพื่อให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลง 1.7 °C

วิธีการคำนวณ

$$Q_{\text{refri}} = \dot{m}_r C_p \Delta T$$

$$Q_{\text{refri}} = 0.032 \times 1306.61 \times (37 - 35.3)$$

$$Q_{\text{refri}} = 71.08 \text{ W}$$

ก-4. การใช้ทฤษฎีสมดุลความร้อน

จากทฤษฎีสมดุลความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและน้ำกลั่นตัวพบว่าต้องใช้น้ำแลกเปลี่ยนความร้อน 12.6 L/hr และ ACU 1.5 Tons ให้ปริมาณน้ำกลั่นตัวที่ 1.6 L/hr ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทำการเพิ่มปริมาณน้ำเข้าไปในระบบจำนวน 11 L/hr ซึ่งควบคุมอัตราการไหลของน้ำโดย Flow meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก. วิธีการคำนวณหาอัตราการไหลของน้ำ

$$\dot{m}_{\text{water}} = \frac{Q_{\text{refri}}}{C_p \Delta T}$$

$$\dot{m}_{\text{water}} = \frac{71.08}{4179 \times 4.86}$$

$$\dot{m}_{\text{water}} = 12.60 \text{ L/hr}$$

ข. การคำนวณสมดุลความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำกลั่นตัว

$$Q_{\text{refri}} = Q_{\text{water}}$$

ซึ่งแทนค่าได้ ดังนี้

$$Q_{\text{refri}} = \dot{m}_r C_p \Delta T$$

$$Q_{\text{refri}} = 0.032 \times 1306.61 \times (37 - 35.3)$$

$$Q_{\text{refri}} = 71.08 \text{ W}$$

$$Q_{\text{water}} = \dot{m}_{\text{water}} C_p \Delta T$$

$$Q_{\text{water}} = 0.00044 \times 4180 \times (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})$$

$$Q_{\text{water}} = 0.00044 \times 4180 \times (T_{\text{out}} - 12)$$

$$71.08 = 0.00044 \times 4180 \times (T_{\text{out}} - 12)$$

$$T_{\text{out}} = 50^\circ\text{C}$$

จากการคำนวณพบว่าอุณหภูมิ 50°C เป็นค่าที่ไม่สามารถเป็นไปได้เนื่องจากอุณหภูมิกระแสร้อนสูงสุดในระบบคือ 37°C จึงสรุปได้ว่าน้ำกลั่นตัวไม่สามารถลดอุณหภูมิสารทำความเย็นลงได้ตามเป้าหมายดังนั้นจึงต้องเติมน้ำเข้าระบบ

ค. การคำนวณหาอุณหภูมิน้ำผสมระหว่างน้ำกลั่นตัวและน้ำเติมปริมาณน้ำกลั่นตัว

$$Q_{\text{เพิ่ม}} = Q_{\text{ลด}}$$

$$MC_{p,c} \Delta T = MC_{p,h} \Delta T$$

$$1.6 \text{ kg} \times 4.1918 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} \times (T_{\text{ผสม}} - 12)^\circ\text{C} = 11 \text{ kg} \times 4.1772 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C} \times (27 - T_{\text{ผสม}})^\circ\text{C}$$

$$6.7068 T_{\text{ผสม}} - 80.4825^\circ\text{C} = 1240.6284^\circ\text{C} - 45.9492 T_{\text{ผสม}}$$

$$52.656 T_{\text{ผสม}} = 1321.1109^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ผสม}} = 25.08^\circ\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก-5. การคำนวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยวิธี Effectiveness -NTU

การคำนวณเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี Effectiveness -NTU พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบผิวเรียบขนาดความยาว 1.5 m ขนาดท่อตัวนอก 1/2" ท่อตัวใน 1/4" จะสามารถระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นได้ตามที่ต้องการ วิธีการคำนวณแสดงได้ดังนี้

ก. การคำนวณอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็น

เงื่อนไขการทดสอบ : อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน 27°C อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก 35°C อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 37°C

การคำนวณครั้งที่ 1 กำหนดให้ท่อตัวในมีขนาด 1/4" กำหนดให้ท่อตัวในมีขนาด 1/2"

A. Fluid Properties

ตารางที่ ก.-2 คุณสมบัติของของไหล (สารทำความเย็น) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 1

Refrigerant 22	T_1	310.15	°C
	T_2	305.15	°C
$T_{avg. \text{ at } 35^\circ\text{C} (37+33)}$	\dot{m}_{refi}	0.0320	kg/s
สูตรคำนวณ ค่าคุณสมบัติ	ρ	1150.06	kg/m ³
	k_f	0.07791	w/m.k
	u	1.47E-04	N-s/m ²
$v = \mu/\rho =$	v	1.28E-07	m ² /s
	$C_{p,h}$	1307.70	J/kg.K
$\alpha = k_f/\rho C_p =$	α	5.25E-08	m ² /s
$Pr = v/\alpha =$	Pr	2.43	

ตารางที่ ก.-3 คุณสมบัติของของไหล (น้ำ) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 1

water	t_1	298.15	°C
$T_{avg \text{ at } 30^\circ\text{C} (25+35)}$	\dot{m}_{water}	0.00350	kg/s
สูตรคำนวณ ค่าคุณสมบัติ	ρ	995.71	kg/m ³
	k_f	0.6180	w/m.k
	u	7.98E-04	N-s/m ²
$v = \mu/\rho =$	v	8.01E-07	m ² /s
	$C_{p,h}$	4178	J/kg.K
$\alpha = k_f/\rho C_p =$	α	1.49E-07	m ² /s
$Pr = v/\alpha =$	Pr	5.26	

B. ขนาดท่อ

การหาพื้นที่การไหล

กำหนดให้ท่อตัวในมีขนาด 1/4"

กำหนดให้ท่อตัวนอกมีขนาด 1/2"

กำหนดความยาวท่อ $L = 1.5 \text{ m}$

$$ID_p = 0.00483 \text{ m} \quad OD_p = 0.00635 \text{ m} \quad ID_a = 0.01092 \text{ m}$$

C. พื้นที่การไหล

$$A_{\text{flow},i} = \pi(ID_p^2)/4 = 1.831E-05 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{flow},o} = \pi(ID_a^2 - OD_p^2)/4 = 0.00006 \text{ m}^2$$

D. ความเร็วของการไหล

กำหนดให้สารทำความเย็นไหลในท่อตัวในและน้ำไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวน

$$\text{ความเร็วของการไหลในท่อตัวใน} \quad V_i = \dot{m}_h / \rho_h A_{\text{flow},i} = 1.52 \text{ m/s}$$

$$\text{ความเร็วของการไหลในท่อตัวนอก} \quad V_o = \dot{m}_c / \rho_c A_{\text{flow},o} = 0.0567 \text{ m/s}$$

E. ค่าความยาวคุณลักษณะในส่วนพื้นที่วงแหวน (Annular Equivalent Diameters)

$$\text{สำหรับคำนวณแรงเสียดทาน Friction} = 0.0046 \text{ m}$$

$$\text{สำหรับคำนวณการถ่ายเทความร้อน Ht. Transfer} = 0.0124 \text{ m}$$

F. Reynolds Number

$$\text{Refrigerant} \quad Re_{D,p} = \frac{V_p ID_p}{\nu} = 57445$$

$$\text{Water} \quad Re_{D,a} = \frac{V_a D_e}{\nu} = 879$$

G. Nusselt Number

Refrigerant

$$\text{เป็นการไหลแบบปั่นป่วน} \quad Nu_{D,p} = \frac{hD}{k_f} = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n = 192.86$$

$$n = 0.4 \text{ ในกรณีเป็นการรับความร้อน (Heating)}$$

$$n = 0.3 \text{ ในกรณีเป็นการถ่ายเทความร้อนออก (Cooling)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายใต้เงื่อนไข

$$0.48 < Pr < 160 \quad Re_D > 10000 \quad \frac{L}{D} > 60$$

และใช้ $D = ID_p$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อกลม

และใช้ $D = ID_c$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อส่วนที่เป็นวงแหวน

Water

เป็นการไหลแบบราบเรียบ $Nu_{D,a} = \frac{hD}{k_f} = 1.86 \left(\frac{D Re_D Pr}{L} \right)^{1/3} = 6.27$

ภายใต้เงื่อนไข

$$0.48 < Pr < 16700 \quad \frac{\rho V D}{\mu} < 2100$$

และใช้ $D = ID_p$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อกลม

และใช้ $D = ID_c$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อส่วนที่เป็นวงแหวน

H. Convection Coefficient

Refrigerant $h_i = \frac{Nu_{D,p} k_{f,h}}{ID_p} = 3149.70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Water $h_a = \frac{Nu_{D,a} k_{f,c}}{D_e} = 311.88 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$$h_p = \frac{h_i ID_p}{OD_p} = 2395.76 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

I. Exchanger Coefficient

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_p} + \frac{1}{h_a} \quad U_0 = 275.95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

J. Outlet Temp. Calculations

$$C_r = \frac{(m c_p)_{\min}}{(m c_p)_{\max}} < 1$$

ซึ่งในที่นี้ $C_r = \frac{m c_{p,c}}{m c_{p,h}} = \frac{0.0035 \times 4178}{0.032 \times 1307.7} = 0.3494$

$$A_o = \pi (OD_p) L = \pi (0.00635) \times 1.5 = 0.0299 \text{ m}^2$$

$$NTU = \frac{UA}{(m c_p)_{\min}} = \frac{275.95 \times 0.0299}{0.0035 \times 4178} = 0.5644$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Counter flow effectiveness

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0.5644 \times (1-0.3494)]}{1 - 0.3494 \times \exp[-0.5644 \times (1-0.3494)]} = \frac{0.30732}{0.75798} = 0.40545$$

คำนวณหาอุณหภูมิทางออกของน้ำ

$$T_{c,2} = T_{c,1} + \varepsilon(T_{h,1} - T_{c,1}) \quad \text{ในกรณี} \quad \dot{m}_c c_{p,c} < \dot{m}_h c_{p,h}$$

$$T_{c,2} = 298.15 + 0.40545 \times (310.15 - 298.15) = 303.01 \text{ K} = 29.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

คำนวณหาอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็น

$$T_{c,2} = T_{c,1} + \varepsilon(T_{h,1} - T_{c,1})$$

$$T_{h,2} = 310.15 - 0.3494 \times (303.01 - 298.15) = 308.45 \text{ K} = 35.30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

เนื่องจากอุณหภูมิทางออกของน้ำไม่ตรงกับค่าสมมุติฐาน 35°C ดังนั้นจึงต้องคำนวณอุณหภูมิทางออกอีกครั้ง โดยค่าคุณสมบัติต่างๆของของไหลที่จะคำนวณในครั้งต่อไปจะใช้ที่อุณหภูมิเฉลี่ย 27.43°C โดยคำนวณมาจาก $(25 + 29.86)$ สำหรับของไหลกระแสนร้อนหรือสารทำความเย็นอุณหภูมิทางออกก็ไม่ตรงกับค่าสมมุติฐาน 33°C จึงต้องคำนวณอุณหภูมิทางออกอีกครั้ง โดยใช้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ 36.15°C โดยคำนวณมาจาก $(37 + 35.30)$

การคำนวณครั้งที่ 2 กำหนดให้ท่อตัวในมีขนาด $1/4"$ กำหนดให้ท่อตัวในมีขนาด $1/2"$

A. Fluid Properties

ตารางที่ ก.-4 คุณสมบัติของของไหล (สารทำความเย็น) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 2

Refrigerant 22	T_1	310.15	$^\circ\text{C}$
	T_2	308.45	$^\circ\text{C}$
$T_{\text{avg. at } 36 \text{ } ^\circ\text{C} (37+35.30)}$	\dot{m}_{refri}	0.0320	kg/s
สูตรคำนวณ ค่าคุณสมบัติ	ρ	1145.83	kg/m ³
	k_f	0.07845	w/m.k
	u	1.45E-04	N-s/m ²
$v = \mu/\rho =$	v	1.27E-07	m ² /s
	$C_{p,h}$	1316.6	J/kg.K
$\alpha = k_f/\rho C_p =$	α	5.21E-08	m ² /s
$Pr = v/\alpha =$	Pr	2.43	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.-5 คุณสมบัติของของไหล (น้ำ) สำหรับการคำนวณอุณหภูมิทางออกครั้งที่ 2

water	t_1	298.15	°C
$T_{avg. \text{ at } 27.5^\circ\text{C} (25+29.86)}$	\dot{m}_{water}	0.00350	kg/s
สูตรคำนวณ ค่าคุณสมบัติ	ρ	996.45	kg/m ³
	k_f	0.6145	w/m.k
	u	8.43E-04	N-s/m ²
$\nu = \mu/\rho =$	ν	8.46E-07	m ² /s
	$C_{p,h}$	4179	J/kg.K
$\alpha = k_f/\rho C_p =$	α	1.48E-07	m ² /s
$Pr = \nu/\alpha =$	Pr	5.62	

B. ขนาดท่อ

การหาพื้นที่การไหล

กำหนดให้ท่อตัวในมีขนาด 1/4"

กำหนดให้ท่อตัวนอกมีขนาด 1/2"

กำหนดความยาวท่อ $L = 1.5 \text{ m}$

$$ID_p = 0.00483 \text{ m} \quad OD_p = 0.00635 \text{ m} \quad ID_a = 0.01092 \text{ m}$$

C. พื้นที่การไหล

$$A_{\text{flow},i} = \pi(ID_p^2)/4 = 1.831E-05 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{flow},o} = \pi(ID_a^2 - OD_p^2)/4 = 0.00006 \text{ m}^2$$

D. ความเร็วของการไหล

กำหนดให้สารทำความเย็นไหลในท่อตัวในและน้ำไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวน

$$\text{ความเร็วของการไหลในท่อตัวใน} \quad V_i = \dot{m}_h / \rho_h A_{\text{flow},i} = 1.52 \text{ m/s}$$

$$\text{ความเร็วของการไหลในท่อตัวนอก} \quad V_o = \dot{m}_c / \rho_c A_{\text{flow},o} = 0.0567 \text{ m/s}$$

E. ค่าความยาวคุณลักษณะในส่วนพื้นที่วงแหวน (Annular Equivalent Diameter)

$$\text{สำหรับคำนวณแรงเสียดทาน Friction} = 0.0046 \text{ m}$$

$$\text{สำหรับคำนวณการถ่ายเทความร้อน Ht. Transfer} = 0.0124 \text{ m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

F. Reynolds Number

$$\text{Re}_{D,p} = \frac{V_p ID_p}{\nu} = 58105.47$$

$$\text{Re}_{D,a} = \frac{V_a D_c}{\nu} = 833.40$$

G. Nusselt Number

Refrigerant

$$\text{เป็นการไหลแบบปั่นป่วน} \quad \text{Nu}_{D,p} = \frac{hD}{k_f} = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^n = 194.38$$

$$n = 0.4 \text{ ในกรณีเป็นการรับความร้อน (Heating)}$$

$$n = 0.3 \text{ ในกรณีเป็นการถ่ายเทความร้อนออก (Cooling)}$$

ภายใต้เงื่อนไข

$$0.48 < \text{Pr} < 160 \quad \text{Re}_D > 10000 \quad \frac{L}{D} > 60$$

และใช้ $D = ID_p$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อกลมและใช้ $D = ID_c$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อส่วนที่เป็นวงแหวน

Water

$$\text{เป็นการไหลแบบราบเรียบ} \quad \text{Nu}_{D,a} = \frac{hD}{k_f} = 1.86 \left(\frac{D \text{Re}_D \text{Pr}}{L} \right)^{1/3} = 6.30$$

ภายใต้เงื่อนไข

$$0.48 < \text{Pr} < 16700 \quad \frac{\rho V D}{\mu} < 2100$$

และใช้ $D = ID_p$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อกลมและใช้ $D = ID_c$ เมื่อนำสมการไปใช้การไหลในท่อส่วนที่เป็นวงแหวน

H. Convection Coefficient

$$\text{Refrigerant} \quad h_i = \frac{\text{Nu}_{D,p} k_{f,h}}{ID_p} = 3157.37 \text{ W/m}^2 - \text{K}$$

$$\text{Water} \quad h_a = \frac{\text{Nu}_{D,a} k_{f,c}}{D_c} = 311.25 \text{ W/m}^2 - \text{K}$$

$$h_p = \frac{h_i ID_p}{OD_p} = 2401.59 \text{ W/m}^2 - \text{K}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

I. Exchanger Coefficient

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_p} + \frac{1}{h_a} \quad U_0 = 275.54 \quad \text{W/m}^2 - \text{K}$$

J. Outlet Temp. Calculations

$$C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} < 1$$

ซึ่งในที่นี้

$$C_r = \frac{\dot{m}c_{p,c}}{\dot{m}c_{p,h}} = \frac{0.0035 \times 4179}{0.032 \times 1313.6} = 0.3480$$

$$A_o = \pi(OD_p)L = \pi(0.00635) \times 1.5 = 0.0299 \text{ m}^2$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} = \frac{275.54 \times 0.0299}{0.0035 \times 4179} = 0.5634$$

Counter flow effectiveness

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-0.5634 \times (1-0.3480)]}{1 - 0.3480 \times \exp[-0.5634 \times (1-0.3480)]} = \frac{0.30742}{0.75898} = 0.40504$$

คำนวณหาอุณหภูมิทางออกของน้ำ

$$T_{c,2} = T_{c,1} + \varepsilon(T_{h,1} - T_{c,1}) \quad \text{ในกรณี } \dot{m}_c c_{p,c} < \dot{m}_h c_{p,h}$$

$$T_{c,2} = 298.15 + 0.40504 \times (310.15 - 298.15) = 303.01 \text{ K} = 29.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

คำนวณหาอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็น

$$T_{c,2} = T_{c,1} + \varepsilon(T_{h,1} - T_{c,1})$$

$$T_{h,2} = 310.15 - 0.3480 \times (303.01 - 298.15) = 308.45 \text{ K} = 35.30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากอุณหภูมิทางออกของทั้งสองกระแสไม่เปลี่ยนแปลงทำให้ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยมีค่าคงที่ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าอุณหภูมิที่ได้จากการคำนวณครั้งนี้เป็นอุณหภูมิทางออกของทั้งสองกระแสและขั้นตอนต่อไปคือการเช็คสมดุลความร้อนซึ่งมี 3 สมการโดยค่าที่ได้ต้องเท่ากันทุกสมการ

Heat Balance

$$q_{\text{water}} = \dot{m} c_{p,c} \Delta T = 71.08 \text{ W}$$

$$q_{\text{refri}} = \dot{m} c_{p,h} \Delta T = 71.46 \text{ W}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = 8.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 7.14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 10.30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

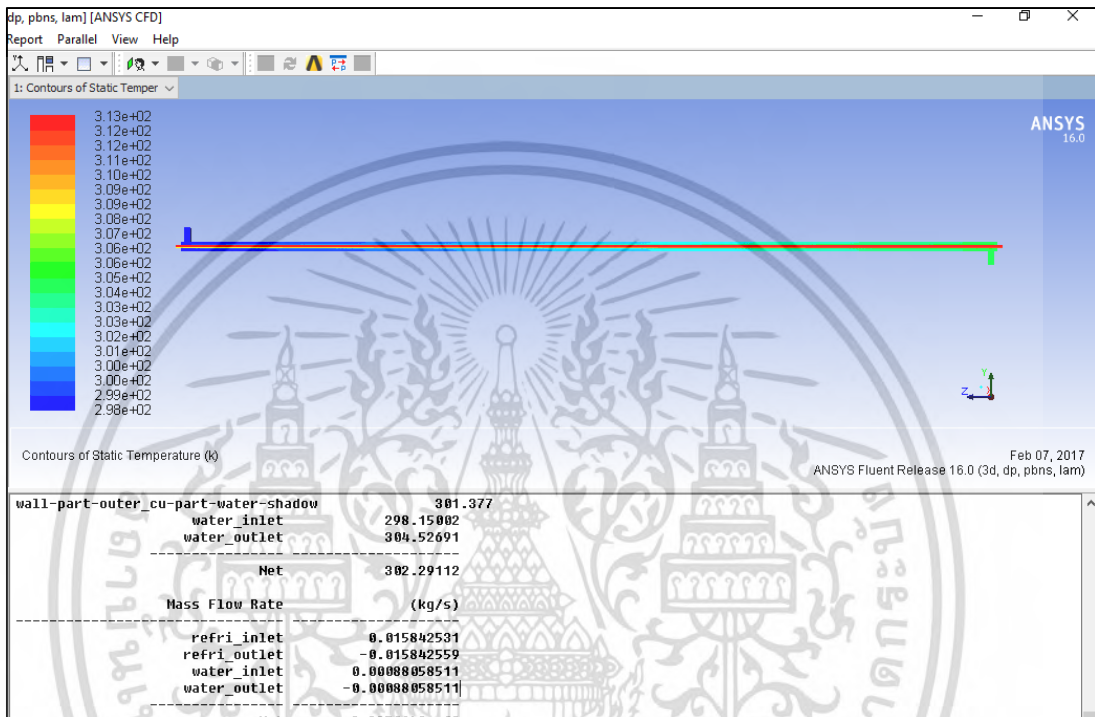
$$q = U_o A_o \Delta T_{\text{lm}} = 71.08 \text{ W}$$



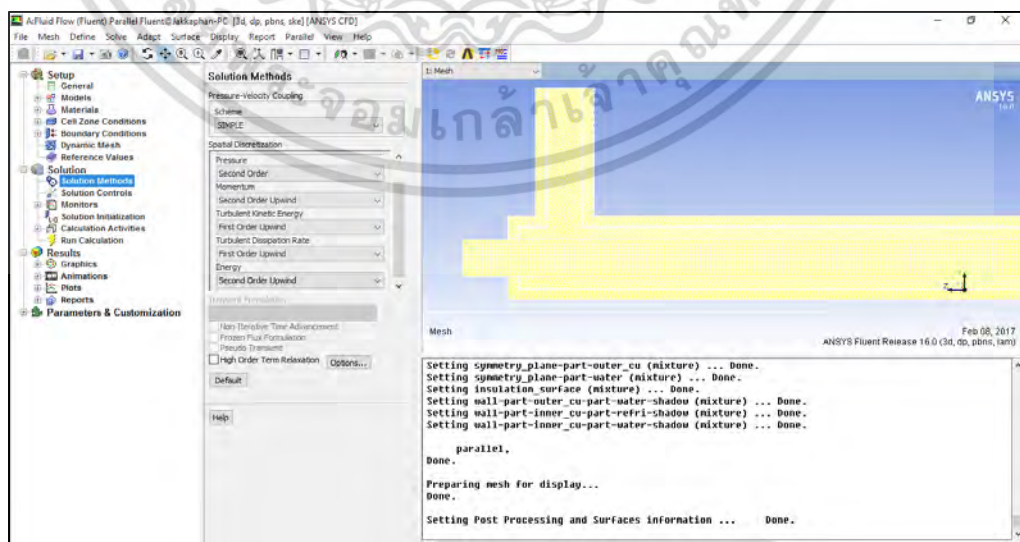
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก-6 การคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด ผิวเรียบ

เมื่อได้ผลจาก Exact Solution ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิด ผิวเรียบความยาว 1.5 m จะช่วยลดอุณหภูมิสารทำความเย็นได้ 1.7°C จึงได้ทำการเปรียบเทียบผลกับการคำนวณเชิงตัวเลขโดยโปรแกรม ANSYS FLUENT V.16 ซึ่งผลที่ได้มีค่าไปในทิศทางเดียวกัน คือ สามารถลดอุณหภูมิลงได้ 2.13°C ดังแสดงในรูปที่ 7.1



รูปที่ ก.-1 แสดงผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารทำความเย็นและน้ำกลั่นตัวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ชนิดผิวเรียบ



รูปที่ ก.-2 แสดงการเลือกสมการในการคำนวณ


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก.-7 การเปรียบเทียบการคำนวณอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นระหว่างผลเฉลยแม่นยำตรง และการคำนวณเชิงตัวเลข

ตารางที่ ก.-6 เปรียบเทียบการคำนวณอุณหภูมิทางออกของสารทำความเย็นจากเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อคู่ชนิดผิวเรียบระหว่างผลเฉลยแม่นยำตรงและการคำนวณเชิงตัวเลข ขนาดท่อตัวใน 6.35 mm (1/4") ท่อตัวนอก 12.70 mm (1/2") ความยาว 1500 mm

Case	Indoor room		Outdoor room		Water flow rate (Kg/h)	Refri. inlet temp. (°C)	Water inlet temp. (°C)	Subcooling degree	
	T _{DB}	T _{WB}	T _{DB}	T _{WB}				การคำนวณแบบแม่นยำตรง	การคำนวณเชิงตัวเลข
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)				(°C)	(°C)
1	27	19	35	24	12.6	37	25	1.70	2.13
2	27	20	30	23	12.6	32	25	1.01	1.58
3	27	20	33	26	12.6	35	25	1.42	1.79
4	27	20	35	28	12.6	37	25	1.70	2.13
5	27	20	37	30	12.6	40	25	2.09	2.62

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข.
การคำนวณสัมประสิทธิ์ สมรรถนะของระบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดระบายความร้อน
ด้วยอากาศ ตามมาตรฐาน มอก. 1155

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอบเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 1	(Standard)					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน	TDB = 27 °C, TWB = 19 °C ,				
	ภายนอก	TDB = 35 °C, TWB = 24 °C				
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{lci}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction) 492 kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน					
ด้านส่ง (Discharge) 1698 kPa						
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 5.4 °C						
อุณหภูมิด้านความดันสูง 47.2 °C						
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4426 กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000 พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = 0.00044 x (125730-79726) = 20.45 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
2	9.09	8	0.00030	3.04438	0.00030	2.627
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						6.960
ชีดความสามารถทำความเย็น = 4426+1000+20.45+6.960 = 5453.46 W พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1532 W COP = 3.560						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาดูเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 3	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน TDB = 27 °C, TWB = 20 °C, ภายนอก TDB = 33 °C, TWB = 26 °C					
ผลการทดสอบ						
<p>ความดันในระบบ</p> <p>เครื่องมือวัด : Pressure gauge</p> <p>ด้านดูด (Suction) 490 kPa</p> <p>ด้านส่ง (Discharge) 1614 kPa</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 5.4 °C</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันสูง 45.1 °C</p>	<p>สมการคำนวณ</p> $COP = \frac{q_{tc_i}}{E}, \quad q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$ <p>q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น</p> <p>= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน</p>					
<p>กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4426</p> <p>กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000</p> <p>พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = 0.00041 x (125730-83930)</p> <p>= 17.42 W</p>						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71274	0.00027	1.106
2	9.09	6	0.00030	3.04438	0.00030	1.970
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						6.303
<p>ชีดความสามารถทำความเย็น</p> <p>= 4426+1000+17.42+6.303</p> <p>= 5449.72 W</p> <p>พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1446 W</p> <p>COP = 3.717</p>						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ																																																									
กรณีที่ 4	แบบปกติ																																																								
สารทำความเย็น	R-22																																																								
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"																																																								
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน TDB = 27 °C, TWB = 20 °C , ภายนอก TDB = 35 °C, TWB = 28 °C																																																								
ผลการทดสอบ																																																									
<p>ความดันในระบบ</p> <p>เครื่องมือวัด : Pressure gauge</p> <p>ด้านดูด (Suction) 492 kPa</p> <p>ด้านส่ง (Discharge) 1698 kPa</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 5.4 °C</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันสูง 47.2 °C</p>	<p>สมการคำนวณ</p> $COP = \frac{q_{rci}}{E}, \quad q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$ <p>q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น</p> <p>= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน</p>																																																								
<p>กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4426</p> <p>กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000</p> <p>พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = 0.00041 x (125730-83930)</p> <p>= 17.42 W</p>																																																									
<p>อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>ผนังแผ่นที่</th> <th>พื้นที่ห้อง (m²)</th> <th>T_{out} - T_{in} (K)</th> <th>t1/k1A1</th> <th>t2/k2A2</th> <th>t3/K3A3</th> <th>Q (Watts)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>8.10</td> <td>3</td> <td>0.00027</td> <td>2.71174</td> <td>0.00027</td> <td>1.106</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>9.09</td> <td>10</td> <td>0.00030</td> <td>3.04438</td> <td>0.00030</td> <td>2.627</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>8.10</td> <td>3</td> <td>0.00027</td> <td>2.71174</td> <td>0.00027</td> <td>1.106</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>9.09</td> <td>3</td> <td>0.00030</td> <td>3.04438</td> <td>0.00030</td> <td>0.985</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>15.79</td> <td>3</td> <td>0.00053</td> <td>5.28538</td> <td>0.00053</td> <td>0.567</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>15.79</td> <td>3</td> <td>0.00053</td> <td>5.28538</td> <td>0.00053</td> <td>0.567</td> </tr> <tr> <td colspan="6"></td> <td>6.960</td> </tr> </tbody> </table>		ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)	1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106	2	9.09	10	0.00030	3.04438	0.00030	2.627	3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106	4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985	5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567	6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567							6.960
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)																																																			
1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106																																																			
2	9.09	10	0.00030	3.04438	0.00030	2.627																																																			
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106																																																			
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985																																																			
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567																																																			
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567																																																			
						6.960																																																			
<p>ชีดความสามารถทำความเย็น = 4426+1000+17.42+6.960</p> <p>= 5450.38 W</p> <p>พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1532 W</p> <p>COP = 3.558</p>																																																									

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 5	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน TDB = 27 °C, TWB = 20 °C, ภายนอก TDB = 37 °C, TWB = 30 °C					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ			สมการคำนวณ			
เครื่องมือวัด : Pressure gauge			$COP = \frac{q_{rci}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$			
ด้านดูด (Suction)	496	kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น			
ด้านส่ง (Discharge)	1780	kPa	= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม			
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	5.7	°C	น้ำ+พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของ			
อุณหภูมิด้านความดันสูง	49.1	°C	น้ำ+อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน			
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์			= 4426			
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ			= 1000			
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ			= 0.00044 x (125730-83930)			
			= 18.58 W			
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
2	9.09	8	0.00030	3.04438	0.00030	3.284
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						7.616
ขีดความสามารถทำความเย็น			= 4426+1000+18.58+7.616			
			= 5452.19 W			
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ			E = 1568 W			
			COP = 3.477			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 6	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน TDB = 25 °C, TWB = 18.7 °C, ภายนอก TDB = 30 °C ,TWB = 23 °C					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ			สมการคำนวณ			
เครื่องมือวัด : Pressure gauge			$COP = \frac{q_{tc_i}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$			
ด้านดูด (Suction)			457 kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น		
ด้านส่ง (Discharge)			1481 kPa	= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม		
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ			3.5 °C	น้ำ+พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของ		
อุณหภูมิด้านความดันสูง			41.6 °C	น้ำ+อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน		
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์			= 4078			
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ			= 1000			
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ			= 0.00041 x (117376-79728)			
			= 15.69 W			
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						8.863
ขีดความสามารถทำความเย็น			= 4078+1000+15.69+8.863			
			= 5102.55 W			
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ			$E = 1572$ W			
			$COP = 3.719$			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 7	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน TDB = 25 °C, TWB = 18.7 °C, ภายนอก TDB = 33 °C ,TWB = 26 °C					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ			สมการคำนวณ			
เครื่องมือวัด : Pressure gauge			$COP = \frac{q_{tc_i}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$			
ด้านดูด (Suction)			472 kPa	ขีดความสามารถทำความเย็น		
ด้านส่ง (Discharge)			1605 kPa	= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม		
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ			4.3 °C	น้ำ+พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของ		
อุณหภูมิด้านความดันสูง			44.8 °C	น้ำ+อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน		
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์			= 4078			
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ			= 1000			
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ			= 0.00041 x (125730-79728)			
			= 19.17 W			
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	T _{out} - T _{in} (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	8	0.00030	3.04438	0.00030	2.627
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						9.848
ขีดความสามารถทำความเย็น			= 4078+1000+19.17+9.848			
			= 5107.02 W			
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ			$E = 1452 \text{ W}$			
COP			= 3.517			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอบเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 9	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 18.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{rci}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	480 kPa	q_{tc_i} = ชีตความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1769 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	4.8 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	48.9 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4078 กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000 พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = 0.00041 x (125730-79728) = 19.17 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	12	0.00030	3.04438	0.00030	3.941
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						11.162
ชีตความสามารถทำความเย็น = 4078+1000+19.17+11.162 = 5108.33 W พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1564 W COP = 3.266						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 10	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ			สมการคำนวณ			
เครื่องมือวัด : Pressure gauge			$COP = \frac{q_{tc_i}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$			
ด้านดูด (Suction)	449 kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1484 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	3.0 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	41.7 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์			= 3748			
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ			= 1000			
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ			= 0.00041 x (125730-71353)			
			= 22.66 W			
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						12.408
ขีดความสามารถทำความเย็น			= 3748+1000+22.66+12.408			
			= 4783.06 W			
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ			$E = 1376\text{ W}$			
			$COP = 3.476$			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 11	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ			สมการคำนวณ			
เครื่องมือวัด : Pressure gauge			$COP = \frac{q_{rci}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$			
ด้านดูด (Suction)	448	kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน			
ด้านส่ง (Discharge)	1609	kPa				
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	3.2	$^{\circ}\text{C}$				
อุณหภูมิด้านความดันสูง	44.9	$^{\circ}\text{C}$				
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์			= 3748			
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ			= 1000			
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ			= $0.00041 \times (125730-71353)$			
			= 22.66 W			
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	10	0.00030	3.04438	0.00030	3.284
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						13.393
ขีดความสามารถทำความเย็น			= $3748+1000+22.66+13.393$			
			= 4784.05 W			
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E			= 1464 W			
COP			= 3.267			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้วยการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 12	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{tci}}{E}$, $q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	448 kPa	q_{tci} = ชีตความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1609 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	3.2 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	44.6 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์	= 3748					
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ	= 1000					
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ	= 0.00041 \times (125730-71353)					
	= 22.66 W					
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	12	0.00030	3.04438	0.00030	3.941
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						14.050
ชีตความสามารถทำความเย็น			= 3748+1000+22.66+14.050			
			= 4784.71 W			
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ			$E = 1524\text{ W}$			
COP			= 3.139			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่ควรนำข้อมูลไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 13	แบบปกติ					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{tci}}{E}$, $q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	450 kPa	q_{tci} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1753 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	3.5 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	48.5 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 3748 กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000 พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = $0.00041 \times (125730 - 71353)$ = 22.66 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	14	0.00030	3.04438	0.00030	4.598
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						14.707
ชีดความสามารถทำความเย็น = $3748 + 1000 + 22.66 + 14.707$ = 4785.36 W พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ $E = 1560\text{ W}$ $COP = 3.067$						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 14 (Standard) แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน						
สารทำความเย็น R-22						
ขนาดท่อ ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"						
สภาวะในห้องทดสอบ ภายใน $T_{DB} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$						
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ			สมการคำนวณ			
เครื่องมือวัด : Pressure gauge			$COP = \frac{q_{tci}}{E} , \quad q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$			
ด้านดูด (Suction)	491	kPa	q_{tci} = ชีตความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน			
ด้านส่ง (Discharge)	1687	kPa				
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	5.4	$^{\circ}\text{C}$				
อุณหภูมิด้านความดันสูง	47.1	$^{\circ}\text{C}$				
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์			= 4426			
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ			= 1000			
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ			= 0.00044 × (125730-79726)			
			= 20.45 W			
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
2	9.09	8	0.00030	3.04438	0.00030	2.627
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						6.960
ชีตความสามารถทำความเย็น			= 4426+1000+20.45+6.960			
			= 5453.46 W			
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E			= 1512 W			
COP			= 3.607			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 15	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
<p>ความดันในระบบ</p> <p>เครื่องมือวัด : Pressure gauge</p> <p>ด้านดูด (Suction) 471 kPa</p> <p>ด้านส่ง (Discharge) 1472 kPa</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 4.3 $^{\circ}\text{C}$</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันสูง 41.7 $^{\circ}\text{C}$</p>	<p>สมการคำนวณ</p> $COP = \frac{q_{ici}}{E} , \quad q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$ <p>q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น</p> <p>= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+</p> <p>พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน</p>					
<p>กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4426</p> <p>กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000</p> <p>พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = $0.00041 \times (125730 - 83930)$</p> <p>= 17.42 W</p>						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71274	0.00027	1.106
2	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						5.318
<p>ชีดความสามารถทำความเย็น = $4426 + 1000 + 17.42 + 5.318$</p> <p>= 5448.73 W</p> <p>พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ $E = 1374\text{ W}$</p> <p>$COP = 3.965$</p>						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 16	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
<p>ความดันในระบบ</p> <p>เครื่องมือวัด : Pressure gauge</p> <p>ด้านดูด (Suction) 490 kPa</p> <p>ด้านส่ง (Discharge) 1604 kPa</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 5.3 $^{\circ}\text{C}$</p> <p>อุณหภูมิด้านความดันสูง 44.8 $^{\circ}\text{C}$</p>	<p>สมการคำนวณ</p> $COP = \frac{q_{ici}}{E} , \quad qtc_i = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$ <p>qtc_i = ชีดความสามารถทำความเย็น</p> <p>= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+</p> <p>พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน</p>					
<p>กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4426</p> <p>กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000</p> <p>พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = $0.00041 \times (125730 - 83930)$</p> <p>= 17.42 W</p>						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71274	0.00027	1.106
2	9.09	6	0.00030	3.04438	0.00030	1.970
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						6.303
<p>ชีดความสามารถทำความเย็น = $4426 + 1000 + 17.42 + 6.303$</p> <p>= 5449.72 W</p> <p>พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ $E = 1450\text{ W}$</p> <p>$COP = 3.758$</p>						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 17	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{ici}}{E}$, $qtc_i = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	493 kPa	qtc_i = ชีดความสามารถทำความเย็น				
ด้านส่ง (Discharge)	1687 kPa	= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม				
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	5.5 $^{\circ}\text{C}$	น้ำ+				
อุณหภูมิด้านความดันสูง	47.1 $^{\circ}\text{C}$	พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+				
อัตราการความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์		= 4426				
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ		= 1000				
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ		= 0.00041 x (125730-83930)				
		= 17.42 W				
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
2	9.09	10	0.00030	3.04438	0.00030	2.627
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						6.960
ชีดความสามารถทำความเย็น		= 4426+1000+17.42+6.960				
		= 5450.38 W				
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ		$E = 1516\text{ W}$				
		$COP = 3.595$				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 18	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{lci}}{E} , \quad q_{lci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction) 490 kPa	q_{lci} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน					
ด้านส่ง (Discharge) 1763 kPa						
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 5.3 °C						
อุณหภูมิด้านความดันสูง 48.7 °C						
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4426 กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000 พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = $0.00044 \times (125730 - 83930)$ = 18.58 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
2	9.09	8	0.00030	3.04438	0.00030	3.284
3	8.10	3	0.00027	2.71174	0.00027	1.106
4	9.09	3	0.00030	3.04438	0.00030	0.985
5	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
6	15.79	3	0.00053	5.28538	0.00053	0.567
						7.616
ชีดความสามารถทำความเย็น = $4426 + 1000 + 18.58 + 7.616$ = 5452.19 W พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1544 W COP = 3.531						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 19	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 18.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ เครื่องมือวัด : Pressure gauge	สมการคำนวณ $COP = \frac{q_{tci}}{E}$, $q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction) 453 kPa ด้านส่ง (Discharge) 1469 kPa อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 3.3 $^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิด้านความดันสูง 41.3 $^{\circ}\text{C}$	q_{tci} = ชีตความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม น้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์	= 4078					
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ	= 1000					
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ	= 0.00041 x (117376-79728)					
	= 15.69 W					
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						8.863
ชิตความสามารถทำความเย็น		= 4078+1000+15.69+8.863				
		= 5102.55 W				
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E		= 1566 W				
COP		= 3.735				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 20	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 18.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ เครื่องมือวัด : Pressure gauge	สมการคำนวณ $COP = \frac{q_{tci}}{E}$, $q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction) 456 kPa ด้านส่ง (Discharge) 1599 kPa อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 3.4 $^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิด้านความดันสูง 44.7 $^{\circ}\text{C}$	q_{tci} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม น้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์	= 4078					
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ	= 1000					
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ	= 0.00041 x (125730-79728)					
	= 19.17 W					
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	8	0.00030	3.04438	0.00030	2.627
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						9.848
ขีดความสามารถทำความเย็น		= 4078+1000+19.17+9.848				
		= 5107.02 W				
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E		= 1440 W				
COP		= 3.547				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 21	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 18.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{lci}}{E} , \quad q_{lci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	458 kPa	q_{lci} = ชีตความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1662 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	3.6 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	46.3 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์	= 4078					
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ	= 1000					
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ	= 0.00041 x (125730-79728)					
	= 19.17 W					
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	10	0.00030	3.04438	0.00030	3.284
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						10.505
ชิตความสามารถทำความเย็น	= 4078+1000+19.17+9.848					
	= 5107.67 W					
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E	= 1516 W					
COP	= 3.369					

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 22	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 18.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{lci}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	467 kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1734 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	4.1 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	48 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 4078 กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000 พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = $0.00041 \times (125730-79728)$ = 19.17 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
2	9.09	12	0.00030	3.04438	0.00030	3.941
3	8.10	5	0.00027	2.71174	0.00027	1.843
4	9.09	5	0.00030	3.04438	0.00030	1.642
5	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
6	15.79	5	0.00053	5.28538	0.00053	0.946
						11.162
ชีดความสามารถทำความเย็น = $4078+1000+19.17+11.162$ = 5108.33 W พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1544 W COP = 3.309						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 23	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{tci}}{E}$, $q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction) 435 kPa	q_{tci} = ชีดความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน					
ด้านส่ง (Discharge) 1470 kPa						
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 2.2 °C						
อุณหภูมิด้านความดันสูง 41.3 °C						
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 3748 กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000 พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = $0.00041 \times (125730 - 71353)$ = 22.66 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m ²)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						12.408
ชีดความสามารถทำความเย็น = $3748 + 1000 + 22.66 + 12.408$ = 4783.06 W พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ $E = 1370\text{ W}$ $COP = 3.492$						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 24	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สภาวะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 33\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{tci}}{E}$, $q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	447 kPa	q_{tci} = ชีตความสามารถทำความเย็น = กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม น้ำ+ พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
ด้านส่ง (Discharge)	1583 kPa					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	2.9 $^{\circ}\text{C}$					
อุณหภูมิด้านความดันสูง	44.3 $^{\circ}\text{C}$					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์	= 3748					
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ	= 1000					
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ	= 0.00041 x (125730-71353)					
	= 22.66 W					
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	10	0.00030	3.04438	0.00030	3.284
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						13.393
ชิตความสามารถทำความเย็น	= 3748+1000+22.66+13.393					
	= 4784.05 W					
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E	= 1452 W					
COP	= 3.295					

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 25	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{tci}}{E} , \quad q_{tci} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction) 451 kPa	q_{tci} = ชีดความสามารถทำความเย็น					
ด้านส่ง (Discharge) 1660 kPa	= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ+					
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ 3.2 °C	พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+					
อุณหภูมิด้านความดันสูง 46.2 °C	อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน					
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์	= 3748					
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ	= 1000					
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ	= 0.00041 x (125730-71353)					
	= 22.66 W					
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	12	0.00030	3.04438	0.00030	3.941
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						14.050
ชีดความสามารถทำความเย็น		= 3748+1000+22.66+14.050				
		= 4784.71 W				
พลังงานไฟฟารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E		= 1508 W				
COP		= 3.172				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในห้องความร้อนแบบสอเทียบ

เงื่อนไขการทดสอบ						
กรณีที่ 26	แบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
สารทำความเย็น	R-22					
ขนาดท่อ	ด้านส่ง 1/4" , ด้านดูด 5/8"					
สถานะในห้องทดสอบ	ภายใน $T_{DB} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$, ภายนอก $T_{DB} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{WB} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$					
ผลการทดสอบ						
ความดันในระบบ	สมการคำนวณ					
เครื่องมือวัด : Pressure gauge	$COP = \frac{q_{rci}}{E}$, $q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r$					
ด้านดูด (Suction)	448 kPa	q_{tc_i} = ชีดความสามารถทำความเย็น				
ด้านส่ง (Discharge)	1721 kPa	= กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์+กำลังไฟฟ้าหม้อต้ม				
อุณหภูมิด้านความดันต่ำ	2.9 $^{\circ}\text{C}$	น้ำ+				
อุณหภูมิด้านความดันสูง	47.7 $^{\circ}\text{C}$	พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ+ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน				
กำลังไฟฟ้าขดลวดฮีตเตอร์ = 3748						
กำลังไฟฟ้าหม้อต้มน้ำ = 1000						
พลังงานความร้อนในการเปลี่ยนสถานะของน้ำ = 0.00041 x (125730-71353)						
= 22.66 W						
อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายใน						
ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้อง (m^2)	$T_{out} - T_{in}$ (K)	t1/k1A1	t2/k2A2	t3/K3A3	Q (Watts)
1	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
2	9.09	14	0.00030	3.04438	0.00030	4.598
3	8.10	7	0.00027	2.71174	0.00027	2.581
4	9.09	7	0.00030	3.04438	0.00030	2.299
5	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
6	15.79	7	0.00053	5.28538	0.00053	1.324
						14.707
ชีดความสามารถทำความเย็น = 3748+1000+22.66+14.707						
= 4785.36 W						
พลังงานไฟฟ้ารวมที่ป้อนให้เครื่องปรับอากาศ E = 1540 W						
COP = 3.107						

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ค.

ข้อมูลการทดสอบเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.-1 แสดงข้อมูลการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบปกติและแบบติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

กรณีทดสอบ		อุณหภูมิจำลอง สภาวะอากาศ ภายใน		อุณหภูมิจำลอง สภาวะอากาศ ภายนอก		ชนิดของการทดลอง														
						แบบปกติ							แบบ ADHX							
แบบปกติ	แบบติดตั้ง ADHX	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	Entering compressor (°C)	Suction temp (°C)	Suction pressure (kPa)	Condensing temp. (°C)	Condensing pressure (kPa)	Leaving compressor (°C)	Ref. temp. entering expansion valve (°C)	Ref. temp. entering expansion valve (°C)	Subcooling degree (°C)	Entering compressor (°C)	Suction temp (°C)	Suction pressure (kPa)	Condensing temp. (°C)	Condensing pressure (kPa)	Leaving compressor (°C)
1 (STD)	14 (STD)	27	19	35	24	13.70	5.40	492.00	47.30	1705.00	74.60	37.00	35.30	1.70	12.70	5.50	491.00	47.10	1687.00	73.90
2	15	27	20	30	23	13.90	5.40	492.00	41.80	1489.00	72.00	31.50	30.57	0.93	13.50	5.30	490.00	41.70	1472.30	71.20
3	16	27	20	33	26	15.90	5.40	492.00	45.00	1614.00	74.10	35.00	33.58	1.42	13.70	5.30	490.00	44.90	1607.00	73.40
4	17	27	20	35	28	13.70	5.40	492.00	47.30	1705.00	74.60	37.00	35.30	1.70	12.70	5.50	491.00	47.10	1687.00	73.90
5	18	27	20	37	30	13.00	5.40	492.00	49.20	1783.00	76.00	40.00	37.90	2.10	10.10	5.30	490.00	48.70	1763.00	73.40
6	19	25	18.7	30	23	13.00	3.70	461.00	41.60	1481.00	69.50	31.00	30.08	0.92	8.63	3.70	461.00	41.50	1476.00	65.03
7	20	25	18.7	33	26	13.40	3.70	461.00	45.00	1612.00	73.00	34.50	33.05	1.45	8.90	3.40	456.00	44.70	1599.00	68.30
8	21	25	18.7	35	28	13.00	3.70	461.00	46.30	1663.00	72.30	36.50	34.85	1.65	8.50	3.60	461.00	46.30	1662.00	69.30
9	22	25	18.7	37	30	10.80	3.70	461.00	48.40	1751.00	74.10	39.00	37.05	1.95	8.60	3.60	461.00	48.00	1734.00	73.90
10	23	23	17	30	23	9.10	3.00	448.00	41.80	1487.00	68.80	30.50	29.70	0.80	6.65	2.90	447.00	41.50	1476.00	66.01
11	24	23	17	33	26	8.90	3.00	448.00	44.90	1609.00	69.00	34.00	32.69	1.31	6.50	2.90	447.00	44.30	1583.00	66.20
12	25	23	17	35	28	8.60	3.20	452.00	46.30	1665.00	70.00	36.00	34.42	1.58	6.00	3.20	451.00	46.20	1660.00	67.90
13	26	23	17	37	30	8.70	3.30	453.00	48.20	1740.00	70.90	38.50	36.58	1.92	6.50	3.30	454.00	48.00	1733.00	67.60



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ง.-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น R-22

Liquid Temperature	Liquid Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Vol.	Vapor Vol.	Liquid Internal Energy	Vapor Internal Energy	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
°C	kPa	kg/m ³	kg/m ³	m ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg-K	kJ/kg-K
-40	105.2	1406.81	4.87	0.0007	0.2052	154.81	366.53	154.89	388.13	0.8227	1.8231
-39	110.2	1403.89	5.09	0.0007	0.1965	155.9	366.93	155.98	388.59	0.8274	1.8208
-38	115.4	1400.96	5.31	0.0007	0.1883	156.99	367.33	157.07	389.06	0.832	1.8186
-37	120.7	1398.02	5.54	0.0007	0.1805	158.08	367.73	158.17	389.52	0.8367	1.8163
-36	126.3	1395.07	5.78	0.0007	0.173	159.18	368.12	159.27	389.97	0.8413	1.8141
-35	132	1392.11	6.02	0.0007	0.166	160.27	368.52	160.37	390.43	0.8459	1.812
-34	138	1389.14	6.28	0.0007	0.1593	161.37	368.91	161.47	390.89	0.8505	1.8098
-33	144.1	1386.16	6.54	0.0007	0.1529	162.46	369.31	162.57	391.34	0.8551	1.8077
-32	150.5	1383.18	6.81	0.0007	0.1468	163.56	369.7	163.67	391.79	0.8596	1.8056
-31	157.1	1380.18	7.09	0.0007	0.141	164.66	370.09	164.78	392.24	0.8642	1.8036
-30	163.9	1377.17	7.38	0.0007	0.1355	165.76	370.48	165.88	392.69	0.8687	1.8015
-29	170.9	1374.16	7.68	0.0007	0.1303	166.87	370.87	166.99	393.14	0.8733	1.7995
-28	178.2	1371.13	7.98	0.0007	0.1253	167.97	371.26	168.1	393.58	0.8778	1.7975
-27	185.7	1368.09	8.3	0.0007	0.1205	169.08	371.65	169.21	394.03	0.8823	1.7956
-26	193.4	1365.05	8.62	0.0007	0.116	170.18	372.03	170.33	394.47	0.8868	1.7937
-25	201.4	1361.99	8.96	0.0007	0.1116	171.29	372.42	171.44	394.9	0.8912	1.7918
-24	209.7	1358.92	9.3	0.0007	0.1075	172.4	372.8	172.56	395.34	0.8957	1.7899
-23	218.2	1355.84	9.66	0.0007	0.1035	173.51	373.19	173.68	395.77	0.9002	1.788
-22	227	1352.75	10.03	0.0007	0.0997	174.63	373.57	174.8	396.21	0.9046	1.7862
-21	236	1349.65	10.4	0.0007	0.0961	175.74	373.95	175.92	396.64	0.909	1.7844
-20	245.3	1346.53	10.79	0.0007	0.0927	176.86	374.33	177.04	397.06	0.9135	1.7826
-19	254.9	1343.41	11.19	0.0007	0.0894	177.98	374.71	178.17	397.49	0.9179	1.7808
-18	264.8	1340.27	11.6	0.0007	0.0862	179.1	375.08	179.3	397.91	0.9223	1.7791
-17	275	1337.12	12.02	0.0007	0.0832	180.22	375.46	180.43	398.33	0.9267	1.7774
-16	285.4	1333.96	12.45	0.0008	0.0803	181.35	375.83	181.56	398.75	0.9311	1.7757
-15	296.2	1330.78	12.9	0.0008	0.0775	182.47	376.2	182.7	399.16	0.9354	1.774
-14	307.3	1327.6	13.36	0.0008	0.0749	183.6	376.57	183.83	399.57	0.9398	1.7723
-13	318.7	1324.4	13.83	0.0008	0.0723	184.73	376.94	184.97	399.98	0.9442	1.7706
-12	330.4	1321.18	14.31	0.0008	0.0699	185.86	377.31	186.11	400.39	0.9485	1.769
-11	342.4	1317.96	14.81	0.0008	0.0675	187	377.68	187.26	400.8	0.9528	1.7674
-10	354.8	1314.72	15.32	0.0008	0.0653	188.13	378.04	188.4	401.2	0.9572	1.7658

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Liquid Temperature	Liquid Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Vol.	Vapor Vol.	Liquid Internal Energy	Vapor Internal Energy	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
-9	367.5	1311.46	15.85	0.0008	0.0631	189.27	378.41	189.55	401.6	0.9615	1.7642
-8	380.5	1308.19	16.38	0.0008	0.061	190.41	378.77	190.7	401.99	0.9658	1.7627
-7	393.9	1304.91	16.94	0.0008	0.059	191.55	379.13	191.86	402.38	0.9701	1.7611
-6	407.7	1301.61	17.5	0.0008	0.0571	192.7	379.48	193.01	402.77	0.9744	1.7596
-5	421.8	1298.3	18.09	0.0008	0.0553	193.85	379.84	194.17	403.16	0.9787	1.7581
-4	436.3	1294.98	18.68	0.0008	0.0535	194.99	380.19	195.33	403.55	0.983	1.7566
-3	451.1	1291.63	19.3	0.0008	0.0518	196.15	380.55	196.49	403.93	0.9872	1.7551
-2	466.4	1288.28	19.92	0.0008	0.0502	197.3	380.9	197.66	404.3	0.9915	1.7536
-1	482	1284.9	20.57	0.0008	0.0486	198.45	381.24	198.83	404.68	0.9958	1.7521
0	498	1281.52	21.23	0.0008	0.0471	199.61	381.59	200	405.05	1	1.7507
1	514.4	1278.11	21.91	0.0008	0.0456	200.77	381.93	201.17	405.42	1.0042	1.7492
2	531.2	1274.69	22.6	0.0008	0.0442	201.93	382.28	202.35	405.78	1.0085	1.7478
3	548.4	1271.25	23.31	0.0008	0.0429	203.1	382.62	203.53	406.14	1.0127	1.7464
4	566.1	1267.8	24.04	0.0008	0.0416	204.27	382.95	204.71	406.5	1.0169	1.745
5	584.1	1264.32	24.79	0.0008	0.0403	205.44	383.29	205.9	406.85	1.0212	1.7436
6	602.6	1260.83	25.56	0.0008	0.0391	206.61	383.62	207.09	407.2	1.0254	1.7422
7	621.5	1257.32	26.34	0.0008	0.038	207.78	383.95	208.28	407.54	1.0296	1.7409
8	640.9	1253.8	27.15	0.0008	0.0368	208.96	384.28	209.47	407.89	1.0338	1.7395
9	660.7	1250.25	27.97	0.0008	0.0357	210.14	384.61	210.67	408.22	1.038	1.7381
10	680.9	1246.69	28.82	0.0008	0.0347	211.32	384.93	211.87	408.56	1.0422	1.7368
11	701.7	1243.1	29.69	0.0008	0.0337	212.51	385.25	213.07	408.89	1.0463	1.7355
12	722.9	1239.5	30.57	0.0008	0.0327	213.7	385.57	214.28	409.21	1.0505	1.7341
13	744.5	1235.87	31.48	0.0008	0.0318	214.89	385.88	215.49	409.53	1.0547	1.7328
14	766.7	1232.23	32.41	0.0008	0.0309	216.08	386.2	216.7	409.85	1.0589	1.7315
15	789.3	1228.56	33.36	0.0008	0.03	217.28	386.51	217.92	410.16	1.063	1.7302
16	812.4	1224.88	34.34	0.0008	0.0291	218.48	386.81	219.14	410.47	1.0672	1.7289
17	836.1	1221.17	35.34	0.0008	0.0283	219.68	387.12	220.36	410.78	1.0714	1.7276
18	860.2	1217.44	36.36	0.0008	0.0275	220.89	387.42	221.59	411.07	1.0755	1.7263
19	884.8	1213.68	37.41	0.0008	0.0267	222.09	387.71	222.82	411.37	1.0797	1.725
20	910	1209.91	38.48	0.0008	0.026	223.31	388.01	224.06	411.66	1.0838	1.7238
21	935.7	1206.11	39.57	0.0008	0.0253	224.52	388.3	225.3	411.94	1.088	1.7225
22	961.9	1202.28	40.7	0.0008	0.0246	225.74	388.59	226.54	412.22	1.0921	1.7212
23	988.7	1198.43	41.85	0.0008	0.0239	226.96	388.87	227.78	412.5	1.0962	1.7199
24	1016	1194.56	43.03	0.0008	0.0232	228.18	389.15	229.04	412.77	1.1004	1.7187

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Liquid Temperature	Liquid Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Vol.	Vapor Vol.	Liquid Internal Energy	Vapor Internal Energy	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
25	1043.9	1190.65	44.23	0.0008	0.0226	229.41	389.43	230.29	413.03	1.1045	1.7174
26	1072.4	1186.73	45.47	0.0008	0.022	230.64	389.7	231.55	413.29	1.1086	1.7162
27	1101.4	1182.77	46.73	0.0008	0.0214	231.88	389.97	232.81	413.54	1.1128	1.7149
28	1130.9	1178.79	48.02	0.0008	0.0208	233.12	390.24	234.08	413.79	1.1169	1.7136
29	1161.1	1174.78	49.35	0.0009	0.0203	234.36	390.5	235.35	414.03	1.121	1.7124
30	1191.9	1170.74	50.7	0.0009	0.0197	235.61	390.76	236.62	414.26	1.1252	1.7111
31	1223.2	1166.66	52.09	0.0009	0.0192	236.86	391.01	237.9	414.49	1.1293	1.7099
32	1255.2	1162.56	53.52	0.0009	0.0187	238.11	391.26	239.19	414.71	1.1334	1.7086
33	1287.8	1158.43	54.97	0.0009	0.0182	239.37	391.5	240.48	414.93	1.1375	1.7074
34	1321	1154.26	56.46	0.0009	0.0177	240.63	391.74	241.77	415.14	1.1417	1.7061
35	1354.8	1150.06	57.99	0.0009	0.0172	241.89	391.98	243.07	415.34	1.1458	1.7048
36	1389.2	1145.83	59.55	0.0009	0.0168	243.16	392.21	244.38	415.54	1.1499	1.7036
37	1424.3	1141.56	61.15	0.0009	0.0164	244.44	392.43	245.69	415.72	1.1541	1.7023
38	1460.1	1137.26	62.79	0.0009	0.0159	245.72	392.65	247	415.91	1.1582	1.701
39	1496.5	1132.91	64.47	0.0009	0.0155	247	392.87	248.32	416.08	1.1623	1.6998
40	1533.6	1128.53	66.19	0.0009	0.0151	248.29	393.08	249.65	416.25	1.1665	1.6985
41	1571.3	1124.11	67.96	0.0009	0.0147	249.58	393.28	250.98	416.4	1.1706	1.6972
42	1609.8	1119.65	69.76	0.0009	0.0143	250.88	393.48	252.32	416.55	1.1747	1.6959
43	1648.9	1115.14	71.61	0.0009	0.014	252.18	393.67	253.66	416.7	1.1789	1.6946
44	1688.7	1110.6	73.51	0.0009	0.0136	253.49	393.86	255.01	416.83	1.183	1.6933
45	1729.2	1106	75.46	0.0009	0.0133	254.8	394.04	256.36	416.95	1.1872	1.6919
46	1770.4	1101.36	77.45	0.0009	0.0129	256.12	394.21	257.73	417.07	1.1913	1.6906
47	1812.4	1096.67	79.5	0.0009	0.0126	257.44	394.38	259.1	417.18	1.1955	1.6893
48	1855.1	1091.94	81.59	0.0009	0.0123	258.77	394.54	260.47	417.27	1.1997	1.6879
49	1898.5	1087.15	83.74	0.0009	0.0119	260.11	394.69	261.85	417.36	1.2038	1.6866
50	1942.7	1082.3	85.95	0.0009	0.0116	261.45	394.83	263.25	417.44	1.208	1.6852
51	1987.6	1077.4	88.22	0.0009	0.0113	262.8	394.97	264.64	417.5	1.2122	1.6838
52	2033.3	1072.44	90.54	0.0009	0.011	264.15	395.1	266.05	417.56	1.2164	1.6824
53	2079.8	1067.43	92.93	0.0009	0.0108	265.51	395.22	267.46	417.6	1.2206	1.681
54	2127	1062.34	95.38	0.0009	0.0105	266.88	395.33	268.89	417.63	1.2248	1.6795
55	2175.1	1057.2	97.9	0.0009	0.0102	268.26	395.43	270.32	417.65	1.2291	1.6781
56	2223.9	1051.98	100.49	0.001	0.01	269.64	395.53	271.76	417.66	1.2333	1.6766
57	2273.6	1046.7	103.15	0.001	0.0097	271.03	395.61	273.21	417.65	1.2376	1.6751
58	2324	1041.34	105.88	0.001	0.0094	272.43	395.68	274.66	417.63	1.2418	1.6736

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Liquid Temperature	Liquid Pressure	Liquid Density	Vapor Density	Liquid Vol.	Vapor Vol.	Liquid Internal Energy	Vapor Internal Energy	Liquid Enthalpy	Vapor Enthalpy	Liquid Entropy	Vapor Entropy
59	2375.3	1035.9	108.7	0.001	0.0092	273.84	395.74	276.13	417.6	1.2461	1.672
60	2427.5	1030.38	111.59	0.001	0.009	275.26	395.8	277.61	417.55	1.2504	1.6705



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ง.-2 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำ

Saturated water—Temperature table												
Temp., T , °C	Sat. press., P_{sat} , kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.261	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.753	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.25	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9561	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0188	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.182	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.6	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.8	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.8	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ง.-3 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ 1 atm

Table 2 Thermodynamic Properties of Moist Air at Standard Atmospheric Pressure, 101.325 kPa (Continued)

Temp., °C t	Humidity Ratio, kg(w)/kg(d.a.) W ₂	Specific Volume, m ³ /kg (dry air)			Specific Enthalpy, kJ/kg (dry air)			Specific Entropy, kJ/(kg·K) (dry air)			Condensed Water			Temp., °C t
		v _h	v _m	v ₂	h _h	h _m	h ₂	s _h	s _m	s ₂	Specific Enthalpy, kJ/kg h _w	Specific Entropy, kJ/(kg·K) s _w	Vapor Pressure, kPa p _v	
14	0.00012	0.8132	0.031	0.8262	14.084	25.286	39.370	0.0503	0.027	0.1430	58.88	0.289	1.5987	14
15	0.00092	0.8160	0.040	0.8300	15.090	27.023	42.113	0.0538	0.067	0.1525	63.07	0.284	1.7055	15
16	0.001413	0.8188	0.050	0.8338	16.096	28.667	44.963	0.0573	0.1051	0.1624	67.26	0.279	1.8185	16
17	0.00178	0.8217	0.060	0.8377	17.102	30.224	47.926	0.0607	0.1419	0.1726	71.44	0.274	1.9380	17
18	0.002089	0.8245	0.072	0.8417	18.108	31.900	51.008	0.0642	0.1800	0.1832	75.63	0.268	2.0643	18
19	0.002348	0.8274	0.084	0.8457	19.114	33.101	54.216	0.0677	0.2266	0.1942	79.81	0.262	2.1979	19
20	0.002578	0.8302	0.096	0.8498	20.121	34.344	57.555	0.0711	0.2816	0.2057	84.00	0.256	2.3389	20
21	0.002781	0.8330	0.110	0.8540	21.127	35.620	61.035	0.0745	0.3450	0.2175	88.18	0.250	2.4878	21
22	0.002958	0.8359	0.124	0.8583	22.133	42.527	64.660	0.0779	0.4190	0.2298	92.36	0.244	2.6448	22
23	0.003111	0.8387	0.140	0.8627	23.140	45.301	68.440	0.0813	0.5030	0.2426	96.55	0.238	2.8105	23
24	0.003246	0.8416	0.156	0.8671	24.146	48.239	72.385	0.0847	0.5970	0.2559	100.73	0.232	2.9852	24
25	0.003370	0.8444	0.173	0.8717	25.153	51.347	76.500	0.0881	0.7010	0.2698	104.91	0.226	3.1695	25
26	0.003484	0.8472	0.191	0.8764	26.159	54.638	80.798	0.0915	0.8150	0.2842	109.09	0.220	3.3633	26
27	0.003589	0.8501	0.211	0.8811	27.165	58.120	85.283	0.0948	0.9390	0.2992	113.27	0.214	3.5674	27
28	0.003686	0.8529	0.231	0.8860	28.172	61.804	89.976	0.0982	1.0730	0.3148	117.45	0.208	3.7823	28
29	0.003775	0.8558	0.253	0.8910	29.179	65.699	94.878	0.1015	1.2170	0.3311	121.63	0.202	4.0084	29
30	0.003859	0.8586	0.276	0.8962	30.185	69.820	100.006	0.1048	1.3710	0.3481	125.81	0.196	4.2462	30
31	0.003938	0.8614	0.300	0.9015	31.192	74.177	105.369	0.1082	1.5360	0.3658	129.99	0.190	4.4961	31
32	0.004013	0.8643	0.324	0.9069	32.198	78.760	110.979	0.1115	1.7120	0.3842	134.17	0.184	4.7586	32
33	0.004084	0.8671	0.349	0.9125	33.205	83.582	116.837	0.1148	1.8990	0.4035	138.35	0.178	5.0345	33
34	0.004151	0.8700	0.374	0.9183	34.212	88.659	122.951	0.1180	2.0970	0.4236	142.53	0.172	5.3242	34
35	0.004215	0.8728	0.400	0.9242	35.219	94.000	129.325	0.1213	2.3060	0.4446	146.71	0.166	5.6280	35
36	0.004276	0.8756	0.426	0.9303	36.225	99.625	136.069	0.1246	2.5260	0.4666	150.89	0.160	5.9468	36
37	0.004335	0.8785	0.453	0.9366	37.233	105.556	143.290	0.1278	2.7570	0.4895	155.07	0.154	6.2812	37
38	0.004392	0.8813	0.481	0.9431	38.241	111.804	150.973	0.1311	3.0000	0.5135	159.25	0.148	6.6315	38
39	0.004448	0.8842	0.510	0.9498	39.246	118.288	159.104	0.1343	3.2550	0.5386	163.43	0.142	6.9988	39
40	0.004502	0.8870	0.540	0.9568	40.253	125.020	167.803	0.1375	3.5220	0.5649	167.61	0.136	7.3838	40
41	0.004555	0.8898	0.571	0.9640	41.261	132.020	177.265	0.1407	3.8010	0.5923	171.79	0.130	7.7866	41
42	0.004607	0.8927	0.603	0.9714	42.268	139.297	187.509	0.1439	4.0920	0.6211	175.97	0.124	8.2081	42
43	0.004658	0.8955	0.636	0.9792	43.275	146.860	198.549	0.1471	4.3950	0.6512	180.15	0.118	8.6495	43
44	0.004708	0.8983	0.670	0.9872	44.282	154.717	210.399	0.1503	4.7100	0.6828	184.33	0.112	9.1110	44
45	0.004757	0.9012	0.705	0.9955	45.289	162.874	223.064	0.1535	5.0370	0.7159	188.51	0.106	9.5935	45
46	0.004805	0.9040	0.741	1.0042	46.296	171.340	236.579	0.1567	5.3760	0.7507	192.69	0.100	10.0982	46
47	0.004853	0.9069	0.778	1.0132	47.304	180.125	250.959	0.1598	5.7270	0.7871	196.88	0.094	10.6250	47
48	0.004900	0.9097	0.816	1.0226	48.311	189.248	266.215	0.1629	6.0900	0.8251	201.06	0.088	11.1754	48
49	0.004947	0.9125	0.855	1.0323	49.319	198.718	282.363	0.1661	6.4650	0.8655	205.24	0.082	11.7502	49
50	0.004993	0.9154	0.895	1.0423	50.326	208.549	299.425	0.1692	6.8520	0.9077	209.42	0.076	12.3503	50
51	0.005038	0.9182	0.936	1.0525	51.334	218.750	317.525	0.1723	7.2510	0.9521	213.60	0.070	12.9764	51
52	0.005083	0.9211	0.978	1.0630	52.341	229.334	336.682	0.1754	7.6620	0.9988	217.79	0.064	13.6293	52
53	0.005127	0.9240	1.021	1.0738	53.349	240.320	356.925	0.1785	8.0850	1.0480	221.97	0.058	14.3108	53
54	0.005171	0.9269	1.065	1.0848	54.357	251.728	378.285	0.1816	8.5200	1.0998	226.15	0.052	15.0225	54
55	0.005215	0.9298	1.110	1.0960	55.365	263.567	399.785	0.1847	8.9670	1.1544	230.33	0.046	15.7661	55
56	0.005258	0.9327	1.156	1.1074	56.372	275.846	422.450	0.1878	9.4260	1.2118	234.51	0.040	16.5431	56
57	0.005301	0.9356	1.203	1.1190	57.380	288.585	446.295	0.1908	9.8970	1.2720	238.69	0.034	17.3577	57
58	0.005344	0.9385	1.251	1.1308	58.388	301.704	471.335	0.1938	1.0450	1.3350	242.88	0.028	18.2119	58
59	0.005387	0.9414	1.300	1.1428	59.395	315.224	497.595	0.1968	1.1050	1.4020	247.07	0.022	19.1063	59
60	0.005430	0.9443	1.350	1.1550	60.403	329.165	525.100	0.1998	1.1670	1.4730	251.25	0.016	20.0439	60
61	0.005473	0.9472	1.401	1.1674	61.411	343.538	553.875	0.2028	1.2310	1.5480	255.44	0.010	21.0288	61
62	0.005516	0.9501	1.453	1.1800	62.419	358.365	583.945	0.2058	1.2970	1.6270	259.63	0.004	22.0651	62
63	0.005559	0.9530	1.506	1.1928	63.427	373.660	615.325	0.2088	1.3650	1.7100	263.81	0.000	23.1586	63
64	0.005602	0.9559	1.560	1.2058	64.435	389.445	648.045	0.2118	1.4350	1.7970	268.00	0.000	24.3145	64
65	0.005645	0.9588	1.615	1.2190	65.443	405.740	682.130	0.2148	1.5070	1.8880	272.18	0.000	25.5385	65
66	0.005688	0.9617	1.671	1.2324	66.451	422.565	717.605	0.2178	1.5810	1.9830	276.37	0.000	26.8361	66
67	0.005731	0.9646	1.728	1.2460	67.459	439.940	754.495	0.2208	1.6570	2.0820	280.55	0.000	28.2046	67
68	0.005774	0.9675	1.786	1.2600	68.467	457.885	792.835	0.2238	1.7350	2.1850	284.73	0.000	29.6507	68
69	0.005817	0.9704	1.845	1.2742	69.475	476.420	832.675	0.2268	1.8150	2.2940	288.91	0.000	31.1801	69
70	0.005860	0.9733	1.905	1.2887	70.483	495.565	874.045	0.2298	1.8970	2.4090	293.09	0.000	32.7995	70
71	0.005903	0.9762	1.966	1.3034	71.491	515.340	917.000	0.2328	1.9810	2.5310	297.27	0.000	34.5157	71
72	0.005946	0.9791	2.028	1.3183	72.499	535.765	961.565	0.2358	2.0670	2.6600	301.45	0.000	36.3357	72
73	0.005989	0.9820	2.091	1.3334	73.507	556.860	1007.780	0.2388	2.1550	2.7960	305.63	0.000	38.2657	73
74	0.006032	0.9849	2.155	1.3487	74.515	578.645	1055.685	0.2418	2.2450	2.9390	309.81	0.000	40.3117	74
75	0.006075	0.9878	2.220	1.3642	75.523	601.140	1105.320	0.2448	2.3370	3.0900	314.00	0.000	42.4807	75
76	0.006118	0.9907	2.286	1.3799	76.531	624.365	1156.725	0.2478	2.4310	3.2490	318.18	0.000	44.7797	76
77	0.006161	0.9936	2.353	1.3958	77.539	648.350	1209.940	0.2508	2.5270	3.4160	322.37	0.000	47.2157	77
78	0.006204	0.9965	2.421	1.4119	78.547	673.115	1264.995	0.2538	2.6250	3.5910	326.55	0.000	49.7957	78
79	0.006247	0.9994	2.490	1.4282	79.555	698.680	1321.840	0.2568	2.7250	3.7740	330.73	0.000	52.5257	79
80	0.006290	1.0023	2.560	1.4447	80.563	725.065	1380.505	0.2598	2.8270	3.9660	334.91	0.000	55.4117	80
81	0.006333	1.0052	2.631	1.4614	81.571	752.290	1441.030	0.2628	2.9310	4.1670	339.09	0.000	58.4607	81
82	0.006376	1.0081	2.703	1.4783	82.579	780.375	1503.455	0.2658	3.0370	4.3770	343.27	0.000	61.6807	82
83	0.006419	1.0110	2.776	1.4954	83.587	809.340	1567.820	0.2688	3.1450	4.5960	347.45	0.000	65.0807	83
84	0.006462	1.0139	2.850	1.5127	84.595	839.105	1634.175	0.2718	3.2550	4.8240	351.63	0.000	68.6687	84
85	0.006505	1.0168	2.925	1.5302	85.603	869.700	1702.560	0.2748	3.3670	5.0610	355.81	0.000	72.4527	85
86	0.006548	1.0197	3.00											



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ จ.-1 แสดงอุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557

วันที่	ว/ด/ป	เวลาทำการตรวจ																								เฉลี่ย
		1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	0:00	
1	1/4/14	28.8	28.2	28.2	27.9	27.7	28.4	29.3	29.5	30.8	32	32.3	32.5	33.3	33.7	34.2	32.9	32.4	30.8	29.6	29.4	29.3	29.2	29	29	30.4
2	2/4/14	28.4	27.7	28.2	27.9	28.4	27.8	27.6	29.4	30.6	31	32.2	32.7	33.5	34.8	34.3	33.8	33.2	31.7	30.4	30	29.9	29.5	29.2	28.9	30.5
3	3/4/14	28.9	28.5	28.3	28.1	28	28.4	29	29.8	30.5	31.8	32.9	33.4	34.3	35	34.7	33.8	33	31.1	30.1	30.4	30	30.1	29.5	29	30.8
4	4/4/14	29.2	29.2	28.4	28.8	28.6	28.6	27.8	29.4	31.3	32	32.9	33.4	33.5	30.5	31.4	29.4	28.5	28.2	27.8	28.4	28.3	28.3	27.9	28.2	29.6
5	5/4/14	28.3	27.3	26.8	26.1	25.4	25.3	25.3	27	28.5	30	32	31.9	33.7	32.6	33.2	32.8	28.1	26.5	26.8	26.5	26.7	27.2	25.6	25	28.3
6	6/4/14	25.2	24.8	24.6	24.8	24.6	24.6	24.5	25.9	27.6	30.3	31.6	32.5	33	32.3	32.4	32.4	32.1	30.7	29.8	29	29.3	29.2	28.6	27.6	28.6
7	7/4/14	28.3	28.5	27.1	27.5	27.1	27.5	28.4	30.1	31.6	32.1	32.9	33.1	33.7	33.6	33.8	33.6	33.4	32.2	30.2	29.6	29.6	29.6	29.6	29.4	30.5
8	8/4/14	29.4	28.8	28.7	29	28.9	28.4	29	30.1	31	32.6	33.4	33.5	34.8	35	34.9	35.1	33.3	31.2	30.6	30	29.7	29.7	29.5	29.1	31.1
9	9/4/14	28.6	28.6	28.8	28.2	28.4	28.1	27.6	29.2	29.6	31.7	33.2	33.7	34.7	34.7	35.6	35.4	34.1	32.2	31	30.3	28.8	29.6	29.3	29.4	30.9
10	10/4/14	29.1	28.3	27.9	27	27.8	27.8	28.6	30.2	30.9	31.8	32.9	34.4	34.5	34.7	34.6	34.6	33.2	32.1	30.7	30.2	29	29.7	29.7	29.5	30.8
11	11/4/14	29.1	29.1	28.8	28.5	29.1	29.2	29.5	30.5	30.9	31.8	31.8	30.2	30.4	30.9	31.8	31	30.6	31.1	30.4	29.8	28.8	28.2	27.7	27.6	29.9
12	12/4/14	26.9	26.3	26.7	27.1	26.7	26.6	27.3	27.9	30.2	31	31.4	32.1	34	31.8	32	32.2	31.7	30.8	30.6	29.8	29.4	29.4	29.1	29.3	29.6
13	13/4/14	28.8	27.9	27.8	26.9	26.7	26.5	27.2	28.5	29.5	30.5	32.4	33.7	33.7	32.1	31.2	31	31.1	31.2	30.3	29.5	28.7	28.6	28.3	27.5	29.6
14	14/4/14	27.6	26.8	27.2	27.3	27.1	26.7	26.9	28.4	30.2	31.1	32.8	32.8	33.2	33.6	33.7	34.2	33.3	32.2	30	25.3	26.1	26.1	26.6	26.1	29.4
15	15/4/14	26.4	26.4	25.6	25.8	26	25.6	25.7	27.9	29.6	31.3	32.2	32.9	33.2	35.2	34.9	33.5	31.8	31.4	29.6	29.3	29.3	29.1	28.5	28.4	29.6

ตารางที่ จ.-1 แสดงอุณหภูมิกระเปาะแห้งเฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557(ต่อ)

วันที่	ว/ด/ป	เวลาทำการตรวจ																								เฉลี่ย
		1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	0:00	
16	16/4/14	28.7	28.5	27.9	28	26.6	26.4	27.2	28.4	30.5	31.9	32.7	33	34.3	34.9	33.5	33.8	32.9	31.6	30.7	30.2	29.8	29.7	29.7	29.2	30.4
17	17/4/14	29.5	29.3	28.6	28.9	29.1	28	28.5	29.8	31.5	32.6	32.9	34.8	35.4	34.7	35.4	34.1	30.6	31.8	30.7	30.1	29.4	29.3	29.6	29.7	31
18	18/4/14	29.3	28.7	28.7	28.6	28.5	29.2	29.5	30.4	31.4	32.3	33.5	33.9	34.8	35.5	34.9	33.8	33.4	32.8	30.8	30	29.9	29.5	29.4	29.7	31.2
19	19/4/14	29.7	29.5	29.3	29	29	28.7	29.1	29.5	30.9	32.5	33.7	34.5	34	34.7	35.6	34.4	34	32.6	31.3	30.6	30.3	30.3	30	30.1	31.4
20	20/4/14	30	29.4	29.5	29.2	28.8	28.4	29.5	30.8	32.3	33.1	33.4	34.4	34.8	34.8	34.9	34.2	33.5	31.6	31.2	30.8	30.5	30.4	30.1	29.4	31.5
21	21/4/14	29.3	28.5	28.2	28	27.8	27.5	29.8	31.3	32.1	33.3	34.2	35.3	36	35.9	35.8	35.4	34.3	32.7	31.4	30.7	30.2	29.9	29.6	29.5	31.5
22	22/4/14	29.4	29.2	29	28.5	28.2	27.8	28.5	30.3	31.7	32.6	33.9	34.7	35.1	35.4	35.1	34.4	34.7	33.5	31.6	31.2	31	31	30.8	30.2	31.6
23	23/4/14	30.1	29.9	29.8	29.4	29.2	29.9	30.4	31.5	32.5	33	33.7	34.8	34.9	34.5	35.1	33.5	33.4	32.4	31.4	31.1	30.5	30.9	30.5	30	31.8
24	24/4/14	29.9	29.7	29.7	29.2	29.1	29	29.3	30.6	32.5	33.2	33.9	34.4	34.9	35.3	34.7	34.2	33.8	31.9	31.2	31.2	31.2	30.9	30.9	30.6	31.7
25	25/4/14	30.2	30.1	29.9	29.7	29.2	29.1	30	30.9	32.4	34.3	34.1	34.9	34.7	35	34.9	34.9	34.4	32.8	31.3	30.9	30.9	30.6	30.2	30.3	31.9
26	26/4/14	30.3	29.8	29.9	29.5	29.6	29.1	29.8	31.1	32.9	33.5	34	35.1	35.6	36.3	35.4	34.5	34.9	33.7	31.8	29.8	30.5	30.1	30.4	29.2	32
27	27/4/14	28.9	28.9	28.8	28.9	28.5	28.7	29.9	31.4	33	34	34.8	35.3	35.6	35.9	36	36.2	34.6	32.7	31.6	30.5	30.5	30.4	30	29.6	31.9
28	28/4/14	29.8	29.8	29	29	29	28.9	28.9	30.2	32.3	32	34	34.8	35.2	30.8	31.5	33.1	33.4	32.3	31.2	30.6	31.3	30.8	30.8	30.5	31.2
29	29/4/14	29.6	29.7	28.9	29.1	28.7	28.6	28.5	29.9	31.1	31.5	32.6	33.3	34.3	33.8	33.8	33.5	32.8	31.7	30.9	30.3	30.2	30.2	29.8	29.3	30.9
30	30/4/14	29.2	28.2	28.2	27.8	26.8	26.6	27	28.4	29.6	28.7	32.1	33.2	33.6	32.6	32.9	33.3	33.3	32.4	31.5	30.7	30.6	30.7	30.1	30.4	30.3

ตารางที่ จ.-2 แสดงความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557

ที่	วันที่	เวลาทำการตรวจ																								เฉลี่ย
		1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	0:00	
1	1/4/2014	72	76	76	76	76	74	72	73	67	62	61	59	59	53	50	60	62	68	72	73	73	74	76	73	68
2	2/4/2014	73	77	77	79	78	79	78	72	68	64	61	56	54	50	52	51	54	59	67	69	73	70	72	74	67
3	3/4/2014	75	75	76	77	77	76	73	72	69	63	59	55	49	41	47	47	47	59	65	65	69	65	71	71	64
4	4/4/2014	71	72	74	70	73	73	77	72	65	57	49	45	49	54	54	61	62	63	68	66	66	66	68	67	64
5	5/4/2014	67	72	72	75	78	77	81	69	65	62	57	54	48	50	49	48	66	72	69	74	74	73	76	79	67
6	6/4/2014	78	77	78	78	80	80	80	77	72	66	59	56	52	56	55	52	54	58	60	67	67	71	68	73	67
7	7/4/2014	74	74	78	77	78	76	74	68	63	60	58	57	56	55	51	52	52	58	68	71	71	71	72	72	66
8	8/4/2014	70	73	74	74	77	77	78	71	65	57	50	52	44	41	40	29	40	43	58	64	72	70	71	71	61
9	9/4/2014	75	74	73	78	79	77	81	76	72	59	50	46	39	31	30	31	36	48	55	60	68	68	70	72	60
10	10/4/2014	72	76	77	81	77	77	74	67	64	61	56	50	48	44	42	43	47	49	58	60	64	65	65	67	62
11	11/4/2014	70	72	72	72	71	74	73	70	68	62	61	52	65	67	58	63	64	60	68	67	71	74	78	79	68
12	12/4/2014	82	81	80	78	79	83	79	79	67	65	64	61	52	61	60	58	63	64	62	67	71	71	73	71	70
13	13/4/2014	65	69	68	73	73	74	73	66	64	62	58	53	53	56	64	68	67	66	69	74	80	79	80	83	68
14	14/4/2014	82	81	82	78	79	80	79	76	71	67	59	58	56	51	51	49	53	61	60	74	76	73	73	74	68
15	15/4/2014	74	71	75	76	76	75	83	73	66	62	55	53	51	47	44	48	57	58	65	73	76	75	76	78	66

ตารางที่ จ.-2 แสดงความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยเดือนเมษายน ของกรุงเทพฯ ในปี 2557 (ต่อ)

ที่	วันที่	เวลาทำการตรวจ																								เฉลี่ย
		1:00	2:00	3:00	4:00	5:00	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00	19:00	20:00	21:00	22:00	23:00	0:00	
16	16/4/2014	76	78	80	81	85	86	84	78	69	62	54	51	47	43	46	47	54	58	64	69	71	72	71	73	67
17	17/4/2014	74	73	74	73	73	79	80	74	65	60	56	49	46	44	38	46	47	61	63	68	69	69	73	73	64
18	18/4/2014	74	76	75	75	76	73	76	70	65	62	53	50	46	45	50	51	53	55	58	63	65	70	71	72	64
19	19/4/2014	73	75	73	75	75	77	78	74	69	60	53	54	53	48	46	51	47	51	61	65	66	67	66	67	64
20	20/4/2014	68	71	70	70	74	73	71	65	58	52	51	50	48	44	43	49	54	60	63	67	69	69	67	66	61
21	21/4/2014	70	72	74	74	74	78	68	62	57	53	50	44	38	38	39	40	45	47	57	65	67	68	70	71	59
22	22/4/2014	71	73	73	75	77	79	78	72	65	58	52	48	47	46	46	43	41	45	63	67	65	63	67	69	62
23	23/4/2014	69	73	73	76	77	75	72	69	66	65	61	59	57	58	54	56	56	60	65	69	73	72	74	76	67
24	24/4/2014	78	76	75	78	79	80	79	71	64	62	57	56	54	49	53	56	55	65	68	70	70	71	72	71	67
25	25/4/2014	72	72	73	74	73	73	71	68	61	58	53	44	50	51	49	44	45	55	58	63	64	68	69	70	62
26	26/4/2014	71	71	71	72	71	74	71	65	58	53	53	45	37	33	41	45	42	42	54	64	63	64	67	71	58
27	27/4/2014	71	73	74	73	74	72	70	64	55	52	47	41	41	33	32	30	36	47	54	64	66	66	69	71	57
28	28/4/2014	72	74	78	77	80	79	78	71	64	69	62	47	43	56	58	56	56	58	61	56	54	58	56	60	63
29	29/4/2014	65	69	72	71	73	76	76	71	63	60	58	54	49	52	51	54	53	57	67	71	69	69	72	74	64
30	30/4/2014	73	81	79	91	83	82	80	75	71	69	52	46	54	60	59	54	55	55	59	66	68	68	69	70	67



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ฉ.-1 เปรียบเทียบผลต่างพลังงานไฟฟ้าและค่าน้ำประปา

กรณีทดสอบ	ห้องจำลองสภาวะอากาศ						กำลังไฟฟ้า		เครื่องปรับอากาศแบบปกติ					เครื่องปรับอากาศแบบติดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					ค่าน้ำประปา								
	ภายใน			ภายนอก			(W)		จำนวนยูนิตที่ใช้ต่อเดือน	ค่าพลังงานไฟฟ้า (บาท)	ค่าไฟฟ้าผันแปร (บาท)	ค่าภาษีมูลค่าเพิ่ม 7%	ค่าใช้ไฟฟ้ารวม	จำนวนยูนิตการไหลต่อเดือน	ค่าพลังงานไฟฟ้า (บาท)	ค่าไฟฟ้าผันแปร (บาท)	ค่าภาษีมูลค่าเพิ่ม 7%	ค่าใช้ไฟฟ้ารวม	ประหยัดค่าไฟฟ้า	ปริมาณน้ำใช้ (ลูกบาศก์เมตร)	ค่าน้ำประปา/เดือน (บาท)	ค่าภาษีมูลค่าเพิ่ม	ค่าน้ำประปาต่อเดือน (บาท)				
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	% RH	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	%RH																					
	ADHX																										
W/O	With	การทำงาน 8 ชั่วโมง/วัน		ค่าไฟฟ้า 3.5 บาท/หน่วย		(-15.90 สตางค์/หน่วย)		(บาท)		บาท/เดือน		การทำงาน 8 ชั่วโมง/วัน		ค่าไฟฟ้า 3.5 บาท/หน่วย		(-15.90 สตางค์/หน่วย)		(บาท)		บาท/เดือน		การทำงาน 8 ชั่วโมง/วัน		8.5 บาท/ลูกบาศก์เมตร (บาท)		(บาท)	
1	27	19	47	35	24	40	1532	1516	367.68	1286.88	-58.46	85.99	1314.41	363.84	1273.44	-57.85	85.09	1300.68	14	2.64	22.44	1.57	24				
2	27	20	53	30	23	55	1380	1373	331.20	1159.20	-52.66	77.46	1184.00	329.52	1153.32	-52.39	77.06	1177.99	6	2.64	22.44	1.57	24				
3	27	20	53	33	26	58	1460	1448	350.40	1226.40	-55.71	81.95	1252.63	347.52	1216.32	-55.26	81.27	1242.34	10	2.64	22.44	1.57	24				
4	27	20	53	35	28	59	1532	1516	367.68	1286.88	-58.46	85.99	1314.41	363.84	1273.44	-57.85	85.09	1300.68	14	2.64	22.44	1.57	24				
5	27	20	53	37	30	60	1568	1544	376.32	1317.12	-59.83	88.01	1345.30	370.56	1296.96	-58.92	86.66	1324.70	21	2.64	22.44	1.57	24				
6	25	18.7	55	30	23	55	1372	1365	329.28	1152.48	-52.36	77.01	1177.13	327.60	1146.60	-52.09	76.62	1171.13	6	2.64	22.44	1.57	24				
7	25	18.7	55	33	26	58	1452	1440	348.48	1219.68	-55.41	81.50	1245.77	345.60	1209.60	-54.95	80.83	1235.48	10	2.64	22.44	1.57	24				
8	25	18.7	55	35	28	59	1530	1516	367.20	1285.20	-58.38	85.88	1312.69	363.84	1273.44	-57.85	85.09	1300.68	12	2.64	22.44	1.57	24				
9	25	18.7	55	37	30	60	1564	1544	375.36	1313.76	-59.68	87.79	1341.86	370.56	1296.96	-58.92	86.66	1324.70	17	2.64	22.44	1.57	24				
10	23	17	55	30	23	55	1376	1370	330.24	1155.84	-52.51	77.23	1180.57	328.80	1150.80	-52.28	76.90	1175.42	5	2.64	22.44	1.57	24				
11	23	17	55	33	26	58	1450	1438	348.00	1218.00	-55.33	81.39	1244.05	345.12	1207.92	-54.87	80.71	1233.76	10	2.64	22.44	1.57	24				
12	23	17	55	35	28	59	1524	1508	365.76	1280.16	-58.16	85.54	1307.54	361.92	1266.72	-57.55	84.64	1293.82	14	2.64	22.44	1.57	24				
13	23	17	55	37	30	60	1560	1540	374.40	1310.40	-59.53	87.56	1338.43	369.60	1293.60	-58.77	86.44	1321.27	17	2.64	22.44	1.57	24				



ภาคผนวก ช.

เอกสารที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Call For Papers



TSME-ICoME 2016

The 7th Thai Society of Mechanical Engineers
International Conference on Mechanical Engineering

13-16 December 2016

CHIANG MAI, THAILAND

Important Dates

Abstract Deadline:

31 May 2016

Full manuscript submission deadline:

31 August 2016

Latest New Results Deadline (Poster Session):

30 September 2016

Early-bird registration deadline:

31 October 2016

Conference date:

13-16 December 2016

Honorary Chair

Chinda Charoenphonphanich
Thai Society of Mechanical Engineers
(TSME) President

General Conference Chair

Witaya Wannasuphprasit
Chulalongkorn University, THAILAND

General Conference Vice Chair

Phongsan Pitakwatchara
Chulalongkorn University, THAILAND

General Conference Secretariat

Nopdanai Ajavakom
Chulalongkorn University, THAILAND

Topics

Alternative Energy and Combustion (AEC)
Automotive Aerospace and Marine Engineering (AME)
Applied Mechanics, Materials and Manufacturing (AMM)
Biomechanics and Bioengineering (BME)
Computation and Simulation Techniques (CST)
Dynamics systems, Robotics and Control (DRC)
Engineering Education (EDU)
Energy Technology and Management (ETM)
Industrial Entrepreneurship (IEI)
Micro system and Nanotechnology (MSN)
Thermal System and Fluid Mechanics (TSF)

Selected papers will be invited to submit a full manuscript for publication consideration in **Engineering Journal** (indexed by Scopus) and **Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering** (JRAME).

www.icome2016.org

Secretariat for TSME-ICoME 2016
Department of Mechanical Engineering, Chulalongkorn University
Phayathai Road, Pathumwan, Bangkok, THAILAND 10330
Tel: +66-84-754-9493
Fax: +66-2-252-2889
Email: admin@icome2016.org



TSF0022

The Study on Efficiency Improvement of Air Conditioning System Using Condensate Water

Jakkaphan Chaosuan¹ and Unnat Pinsopon^{2,*}

¹ Student in Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkult's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

² Asst.Prof. in Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkult's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

* Corresponding Author: jakkaphan.chaosuan@gmail.com

Abstract

This paper presents numerical and experimental study on efficiency improvement of split type air conditioning unit using condensate water. Condensate water is fed through the annular ribbed tube double pipe heat exchanger (ADHX) in order to decrease the refrigerant temperature that exits from the condenser. Performances of the proposed system with ADHX and the conventional air conditioning unit without ADHX are tested and compared experimentally. Pull down times of both systems were obtained from transient state experiments. The indoor temperature was initially set at 32 °C while the pull down temperature and the outdoor temperature were set variously. The proposed system with ADHX yielded 22.55% faster pull down time compared with the conventional system when the outdoor temperature was 37 °C, and the indoor temperature was pulled down to 27 °C. COP of both systems were obtained from steady state experiments conducted at various values of indoor and outdoor temperatures. The best performance was found at the 27 °C indoor temperature and 37 °C outdoor temperature, with the COP of the proposed system being 1.5% higher than one of the conventional system.

Keywords: Split type air conditioning, COP, Condensate water, Double pipe heat exchanger.

Nomenclature

ACU	Air Conditioning Unit
ADHX	Annular Double pipe Heat Exchanger
ADP	Apparatus Dew Point
CDW	Condensate Water
COP	Coefficient of Performance
DHX	Double Pipe Heat Exchanger
IHX	Internal Heat Exchanger
VCS	Vapor Compression System

Farayedhi et al. [1] analyzed the amount of condensate water created by a 1.5 ton ACU and stated that condensate water was affected by relative humidity. Dusan et al. [2] utilized condensate water to pre-cool fresh air and found that power consumption was decreased approximately 10%. Khan et al. [3] utilized condensate water to pre-cool the condenser coil of a 2 ton ACU and found that power input was decreased by 18%. Pottker et al. [4] studied the effect of condenser subcooling on the performance of vapor compression system (VCS) comparing the system with and without internal heat exchanger. The result showed that condenser subcooling increased the system COP. Pottker et al [5] studied the effects of condenser subcooling of VCS operated with R1234yf, R410A, R134a and R717. The VCS operated with R1234yf achieved the maximum COP improvement of 8.4%. Linton et al. [6] studied the effect of condenser subcooling of VCS operated with R134a, R12 and R152a. The temperature of condenser subcooling was adjusted at 6-18 °C. The result showed that increasing of condenser subcooling improved COP, VCS operated with R134a achieved the maximum COP improvement of 12.5%. Kang et al. [7] investigated the effect of refrigerant flash at the expansion device inlet of ACU, and found that the high value of flash gas ratio would decrease the system COP as high as 36%. Pachegaonkar et al. [8] studied the performance of double pipe heat exchanger (DHX) with annular twisted tape insert at 45° and 60° angle, and compared with smooth tube DHX. It was found that DHX with 45° insert gave the best performance due to high

1. Introduction

Air conditioning unit (ACU) is now one of the must-have household electrical appliances due to increasing of world temperature. Since ACU is the household appliance that consumed most power, therefore ACU performance improvement has always been one of the important research topics. This paper presents the study on ACU performance improvement by using condensate water. Condensate water is fed through the annular ribbed tube double pipe heat exchanger (ADHX) in order to decrease the refrigerant temperature that exits from the condense, hence the range of refrigerant subcooling could be increased. Both transient state and steady state experiments are conducted in order to compare the performances of the proposed ACU system with ADHX and the conventional system without ADHX. The performance of the proposed system is also numerically computed and the results are verified with ones obtained from experiments.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TSF0022

$$qtc_i = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r \quad (3)$$

qtc_i is cooling capacity of ACU in indoor room (W).
 $\sum E_r$ is total power input of equipment in indoor room (W).

h_{w1} is enthalpy of water which used to increase air - humidity (J/kg).

h_{w2} is enthalpy of condensate water (J/kg).

W_r is amount of condensate water (kg/s).

q_p is heat transferred from outdoor room through the wall into indoor room (W).

q_r is heat transferred from surroundings through the wall and ceiling into indoor room (W).

COP can be carried out as equation 4.

$$COP = \frac{q_{rci}}{E} \quad (4)$$

E is power input of air conditioning (W).

2.2 Condensate water

There are two types of heat loads, sensible heat and latent heat. To reduce temperature in the room we need to reject heats to surrounding. Sensible heat is rejected during air flows through the evaporator, only reduction of air temperature is observed. Latent heat deals with water vapor in the air which is affected from many sources, i.e. human activity, moisture from surrounding, etc. Vapor is rejected when air flows through the evaporator. When air contacts to coil surface whose temperature is lower than air dew point temperature, the water vapor in air condenses. Condensate water can be calculated according to psychrometric chart (figure 3) with the equation 5.

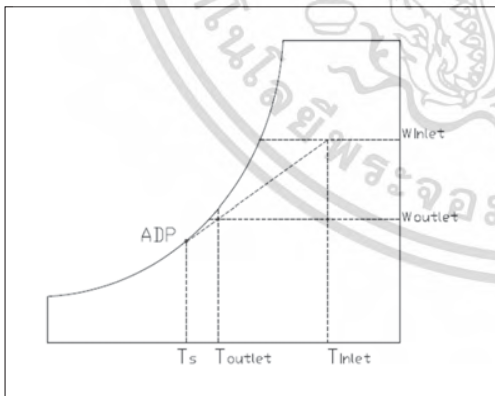


Fig. 3 – Condensation process on psychrometric chart.

Amount of condensate water can be calculated as equation 5 below.

$$M_w = \frac{CFM \times 60}{S_p V_i} \times \frac{W_i - W_o}{7000} \quad (5)$$

M_w is amount of condensate water (lb/hr).

CFM is air volume flow rate (ft³/min).

$S_p V_i$ is inlet air specific volume (ft³/lb).

W_i is inlet air specific humidity (gr.w/lb d.a).

W_o is outlet air specific humidity (gr.w/lb d.a).

7000 is derivation of unit changing.

2.3 Annular ribbed tube double pipe heat exchanger (ADHX)

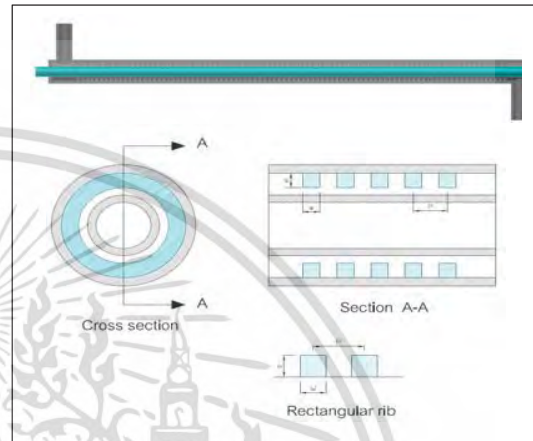


Fig. 4 – ADHX cross section.

This paper studies the capability of double pipe heat exchanger with annular ribbed tube (figure 4) on heat transfer between condensate water and refrigerant. Mohammed [11] have compared the performances of various-dimensioned copper ribbed tubes. It was reported that decreasing of pitch distance led to increasing of heat transfer rate, and increasing of pitch depth led to increasing of heat transfer performance. Decreasing of pitch distance was found to be more effective than reducing of pitch depth. Finite volume numerical was conducted on the design of ADHX in this study. The performances of various size of ADHX were computed and compared. Table 1 shows the size of the ADHX selected from the computation results based on the compromise of the heat transfer rate and the size compactness. Since the evaporator of the experiment setup located above the condenser and the ADHX is installed between these two components closed to the condenser, therefore no pump is needed for the condensate water.

Table 1 – Geometry of annular ribbed tube.

Parameter	Dimension
1. Inner and outer of ribbed DHX	6.35/12.07 mm.
2. Length of ribbed DHX, l	300 mm.
3. Height of ribbed DHX, h	1.5 mm.
4. Ribbed root width, w	1.5 mm.
5. Ribbed pitch, p	3 mm.
6. Pitch ratio, PR	0.24
7. Blockage ratio, BR	0.12

TSF0022

2.4 Simulation by CFD

Computational Fluid Dynamic (CFD), ANSYS.16, was used to solve and analyze for fluid flow. This paper use finite volume method to calculate fluid heat transfer. There are three basic equations leading to find out temperature difference: the continuity, the Navier-Stokes, and the energy equations.

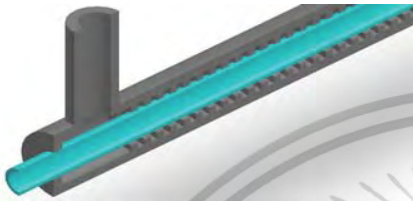


Fig. 5 – Model of ADHX.

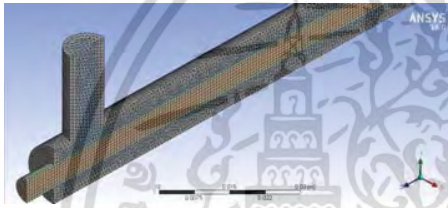


Fig. 6 – Grid system for ADHX.

The continuity equation is described as following.

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

The momentum equation is described as following.

$$\rho \left(\mu \frac{\partial \mu}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \rho g - \frac{\partial p}{\partial x} + u \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (7)$$

The energy equation is described as following.

$$\rho C_p \left(\mu \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (8)$$

The standard ($k - \varepsilon$) model was used to calculate for Reynolds Stress τ (equation 9) in order to cope with turbulence caused by annular ribbed tube.

$$\tau = \frac{k}{\varepsilon} \quad (9)$$

$$k \text{ (turbulent kinetic energy)} = \frac{3}{2} (u.I)^2$$

$$\varepsilon \text{ (turbulent dissipation rate)} = C_\mu^{1/4} \frac{k^{3/2}}{L}$$

$$I \text{ (turbulent intensity)} = 0.16xR_c^{1/8}$$

u (mean flow velocity).

3. Experiment

3.1 Experimental Set up and Tools

1.5 ton VCS experimental setup is used to compare the performance of the conventional ACU without ADHX and the proposed ACU with ADHX. The experiment was set up in calibrated room type calorimeter which consists of two testing rooms: simulated outdoor room and simulated indoor room. The dimensions of testing rooms are 5.45L x 4.2D x 2.2H m³ for simulated outdoor room and 3.75L x 4.2D x 2.2H m³ for simulated indoor room. Table 2 shows the list of equipment and tools installed in simulated outdoor and simulated indoor rooms. All the measurements were fed to the desktop computer via data acquisition system.

Table 2 – Equipment list of testing room.

Outdoor room	Indoor room
1. condensing unit	1. fan coil unit
2. Refrigeration unit	2. thermocouple type K
3. thermocouple type K	3. Boiler and dry heater
4. Boiler and dry heater	4. pressure transmitter
5. pressure transmitter	5. circulate fan
6. annular double pipe with ribbed tube heat exchanger (ADHX) by 300 mm. of length	
7. circulate fan	
8. cooler tank	
9. Water flow meter	

Performances of the conventional ACU and the proposed ACU are tested and compared under both steady state and transient state tests. COP of both systems are obtained under steady state tests. Table 3 shows the steady state test conditions. The proposed ACU makes use of condensate water which is usually drained out as waste. It was found from experiments that condensate water was obtained at an average rate of 1.6 L/h from an ordinary 1.5 ton ACU. The condensate water was mixed with makeup water in an insulate container. The volume and temperature of mixing water is 12.6 Liters and 25 °C, respectively. Therefore, for the steady state tests, the water inlet condition into ADHX were set at 25 °C at a flow rate of 12.6 L/h. The 300 mm ADH was installed at the exit of the condenser coil and wrapped with insulation to prevent heat loss (figure 7).

TSF0022

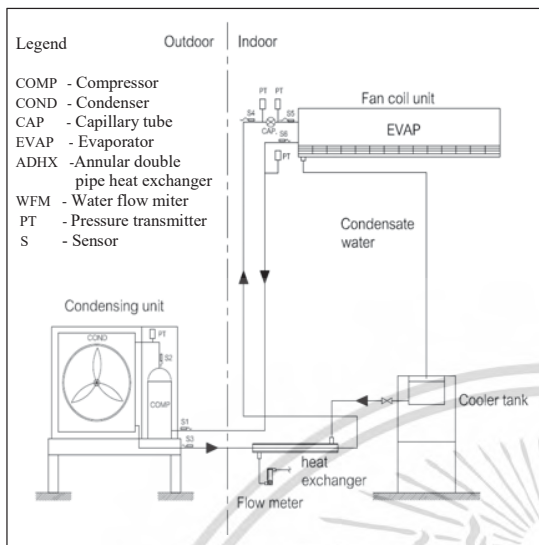


Figure 7 – Schematic of experiment.

Table 3 – Testing steady state condition.

Case	Indoor room		Outdoor room	
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)
1	27	19	35	24
2	27	20	30	23
3	27	20	33	26
4	27	20	35	28
5	27	20	37	30
6	25	18.7	30	23
7	25	18.7	33	26
8	25	18.7	35	28
9	25	18.7	37	30
10	23	17	30	23
11	23	17	33	26
12	23	17	35	28
13	23	17	37	30

For transient state tests, indoor room is initially set at 32 °CDB and 25 °CWB for all the tests. The pull down time that each system spends in order that the air is pulled down to the final condition of indoor room is recorded. Table 4 shows the transient state test conditions. Under this initial transient state test condition, condensate water obtained from 1.5 ton ACU could be calculated (equation 5) to be 2.5 L/h at 15 °C. Therefore for the transient state tests, the condensate water is set at 15 °C and 2.5 L/h flow rate. Heat load is constantly set at 1000 watt. Table 5 explains the test procedure for both steady state and transient state tests.

Table 4 – Test condition on transient state.

Case	Initial condition of indoor room		Final condition of indoor room		Outdoor room	
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)
1	32	25	27	20	33	26
2	32	25	27	20	35	28
3	32	25	27	20	37	30
4	32	25	25	18.7	33	26
5	32	25	25	18.7	35	28
6	32	25	25	18.7	37	30
7	32	25	23	17	33	26
8	32	25	23	17	35	28
9	32	25	23	17	37	30

Table 5 – Experimental procedure.

State	Processing
Steady State	1) operate air conditioning <i>without</i> ADHX with conditions in table 3 and record data one hour after both rooms are on stable temperature
	2) operate air conditioning <i>with</i> ADHX with conditions in table 3 and record data one hour after both rooms are on stable temperature
Transient State	3) operate air conditioning <i>without</i> ADHX, record data during starting until gets set point temperature as shown in table 4
	4) operate air conditioning <i>with</i> ADHX, record data during starting until gets set point temperature as shown in table 4

4. Result

4.1 Experimental Result

The steady state tests showed that ACU with ADHX could increase the range of refrigerant subcooling which leads to increasing of refrigerating effect and the reduction of ACU power input as shown in table 6. The best performance was found at the test condition of 27 °C indoor and 37 °C outdoor at which the power input was reduced by 1.5% and COP was increased by 1.5% (table 7).

Increasing of subcooling range leads to increasing of refrigerating effect, therefore the pull down time could be decreased. Table 8 shows the comparison of pull down period obtained from the transient state tests. The best percentage reduction of pull down period was found at the test condition of 37 °CDB outdoor and the final indoor temperature of 27 °CDB

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TSF0022

Table 6 – ACU power input obtained from steady state tests.

Case	Indoor room		Outdoor room		W/O ADHX	With ADHX	Decreasing of power input (%)
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	Watts	Watts	
1	27	19	35	24	1532	1516	1.044
2	27	20	30	23	1380	1373	0.507
3	27	20	33	26	1460	1448	0.822
4	27	20	35	28	1532	1516	1.044
5	27	20	37	30	1568	1544	1.531
6	25	18.7	30	23	1372	1365	0.510
7	25	18.7	33	26	1452	1440	0.826
8	25	18.7	35	28	1530	1516	0.915
9	25	18.7	37	30	1564	1544	1.279
10	23	17	30	23	1376	1370	0.436
11	23	17	33	26	1450	1438	0.828
12	23	17	35	28	1524	1508	1.050
13	23	17	37	30	1560	1540	1.282

Table 7 – COP obtained from steady state tests.

Case	Indoor room		Outdoor room		Experiment COP		Increased COP (%)
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	W/O ADHX	With ADHX	
	1	27	19	35	24	3.560	3.607
2	27	20	30	23	3.948	3.968	0.50
3	27	20	33	26	3.717	3.758	1.10
4	27	20	35	28	3.560	3.607	1.32
5	27	20	37	30	3.477	3.531	1.55
6	25	18.7	30	23	3.719	3.736	0.46
7	25	18.7	33	26	3.517	3.546	0.82
8	25	18.7	35	28	3.338	3.368	0.90
9	25	18.7	37	30	3.266	3.309	1.31
10	23	17	30	23	3.482	3.497	0.43
11	23	17	33	26	3.267	3.295	0.86
12	23	17	35	28	3.139	3.172	1.05
13	23	17	37	30	3.066	3.106	1.30

Table 8 – Pull down period obtained from transient state tests.

Case	Initial condition of indoor room		Final condition of indoor room		Outdoor room		Pull down time (minute-second)		
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	w/o ADHX	With ADHX	Saving time (%)
	1	32	25	27	20	33	26	7:25	6:05
2	32	25	27	20	35	28	8:15	6:35	20.20
3	32	25	27	20	37	30	8:30	6:35	22.55
4	32	25	25	18.7	33	26	11:55	10:15	13.99
5	32	25	25	18.7	35	28	13:00	11:10	14.10
6	32	25	25	18.7	37	30	13:05	10:50	17.20
7	32	25	23	17	33	26	17:55	16:25	8.37
8	32	25	23	17	35	28	19:30	17:50	8.55
9	32	25	23	17	37	30	19:50	17:40	10.92

4.2 Comparative result between experiment and simulation

Values of degree of subcooling obtained from experiments and numerical computation were found to be in the same trend as shown in table 9. The most increasing of subcooling obtained from experiments and computation were found at the same test condition of 27 °C indoor room and 37 °C outdoor. The reason is the temperature difference between the inlet refrigerant and the compensate water is highest at this test condition.

Table 9 – Degree of subcooling obtained from experiments and computation.

Case	Indoor room		Outdoor room		Mass flow rate (kg/h)	Water inlet temp(°C)	Experi	Simulat
	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)			ment	ation
1	27	19	35	24	12.6	25	1.7	1.77
2	27	20	30	23	12.6	25	0.93	0.99
3	27	20	33	26	12.6	25	1.42	1.50
4	27	20	35	28	12.6	25	1.70	1.77
5	27	20	37	30	12.6	25	2.10	2.19
6	25	18.7	30	23	12.6	25	0.92	0.97
7	25	18.7	33	26	12.6	25	1.45	1.51
8	25	18.7	35	28	12.6	25	1.65	1.81
9	25	18.7	37	30	12.6	25	1.95	2.19
10	23	17	30	23	12.6	25	0.80	0.90
11	23	17	33	26	12.6	25	1.31	1.43
12	23	17	35	28	12.6	25	1.58	1.73
13	23	17	37	30	12.6	25	1.92	2.10

The value of degree if subcooling of each test condition was then substituted into the P-h diagram of R22, and COP of each test condition was calculated according to equation 1. The values input power reduction and COP obtained from computation are compared with ones from the experiments and shown in tables 10 and 11. The difference of the power input reduction and COP of values obtained from experiments and computation of all cases are below 10%.

Table 10 – ACU power input obtained from experiments and computation.

Case	Indoor room		Outdoor room		Experim	Simulat	Difference of power input (%)
	TDB (°C)	TWB (°C)	TDB (°C)	TWB (°C)	Watts	Watts	
1	27	19	35	24	1516	1435	5.37
2	27	20	30	23	1373	1290	6.03
3	27	20	33	26	1448	1366	5.64
4	27	20	35	28	1516	1435	5.37
5	27	20	37	30	1544	1468	4.94
6	25	18.7	30	23	1365	1262	7.52
7	25	18.7	33	26	1440	1331	7.60
8	25	18.7	35	28	1516	1419	6.37
9	25	18.7	37	30	1544	1449	6.14
10	23	17	30	23	1370	1244	9.17
11	23	17	33	26	1438	1330	7.52
12	23	17	35	28	1508	1404	6.90
13	23	17	37	30	1540	1416	8.04

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TSF0022

Table 11 – COP obtained from experiments and computation.

Case	Indoor room		Outdoor room		COP		Difference of COP (%)
	TDB (°C)	TWB (°C)	TDB (°C)	TWB (°C)	Experiment	Simulation	
1	27	19	35	24	3.607	3.774	4.62
2	27	20	30	23	3.968	4.252	7.17
3	27	20	33	26	3.758	4.023	7.04
4	27	20	35	28	3.607	3.774	4.62
5	27	20	37	30	3.531	3.697	4.70
6	25	18.7	30	23	3.736	4.213	7.67
7	25	18.7	33	26	3.546	4.000	7.63
8	25	18.7	35	28	3.368	3.817	6.22
9	25	18.7	37	30	3.309	3.578	5.89
10	23	17	30	23	3.497	3.815	9.11
11	23	17	33	26	3.295	3.570	8.35
12	23	17	35	28	3.172	3.382	6.61
13	23	17	37	30	3.106	3.353	7.94

5. Conclusion

Experimental and numerical studies showed that the proposed ACU using condensate water with ADHX could increase the degree of refrigerant subcooling, hence increases COP. In transient state test, the proposed ACU with ADHX could decrease pull down time with the highest reduction rate of 22.59% at the test condition of 27 °CDB indoor and 37 °CDB outdoor. In steady state test, the proposed ACU with ADHX achieved better COP. The highest increase of COP of 1.5% was found at the test condition of 27 °CDB indoor and 37 °CDB outdoor. Numerical computation results of the degree of refrigerant subcooling, the input power and COP were all agreed with the experimental results. The difference between the results obtained from computation and experiments are below 10% of all cases.

6. References

[1] Farayedhi,A., Ibrahim,N. and Gandhian.P. (2014). Condensate as a water source from vapor compression system and humid regions, *Desalination*, vol.349, July 2014, pp. 60 – 67.

[2] Licina,D. and Sekhar,C. (2012). Energy and water conservation from air handling condensate in hot and humid climates, *Energy and buildings*, vol.45, 2012, pp. 257-263.

[3] Khan,S.,Wang,F., Zubaidy,A. and Sarim (2014). Energy recovery Through the Condensate of air conditioning machine's condensate, *International Journal of Engineering Research & Technology(IJERT)*, vol.3, June 2014, pp. 547 – 555.

[4] Pottker,G. and Hrnjak,P (2015). Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems, *International Journal of refrigeration* , vol.50, November 2015, pp. 156 – 164.

[5] Pottker,G. and Hrnjak,P (2015). Experimental investigation of the effect of condenser subcooling in R134a and R1234yf air-conditioning systems with and without internal heat exchanger, *International Journal of refrigeration* , vol.50, October 2015, pp. 104 – 113.

[6] Linton,W., Snelson,K. and Hearty.F. (1992). Effect of condenser liquid subcooling on system performance for refrigerants, *ASHRAE Trans*, vol.98, July 1992, pp. 140-146.

[7] Kang,H., Joo,Y. and Kim.Y. (2008). Effect of flash gas generation at the expansion device inlet on the dynamic characteristic of a refrigeration system, *International Journal of refrigeration*, vol.31, August 2008, pp. 396-403.

[8] Pachegaonkar,S., Taji,S. and Sane.N. (2014). Performance Analysis of Double Piipe Heat Exchanger with Annular Twisted Tape Insert, *International Journal of engineering and advanced technology (IJEAT)*, vol.3, February 2014, pp. 402-406.

[9] Tamna,S. and Promvong P. (2014). Numerical simulation of heat transfer in a circular tube with helical tapes in *the²⁸ Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand 2014*, Khonkaen, Thailand.

[10] Li.Z., Lu,J.,Tang.G.,Liu.Q and Wu.Y and Kim.Y. (2015). Effect of rib geometries and property variation on heat transfer to supercritical water in internally ribbed tubes, *Applied Thermal Engineering*, vol. 78, October 2015,pp. 303-314.

[11] Mohammed.A., Che Sidik.N, Mamat.R., Azami.W and Hamzah.W (2014). Experimental and numerical study of thermos-hydraulic performance of circumferentially ribbed tube with Al2O3 nano fluid, *Journal of heat and mass transfer*, vol. 69, October 2014,pp. 34-40.

[12] Li.Z, Wu.Y, Tang.G, Lu.J and Zhang.D, (2015). Comparison between heat transfer to supercritical water in smooth tube and in an internally ribbed tube, *Journal of heat and mass transfer*, vol. 84, 2015 pp. 529-541.

[13] Pachegaonkar.S, Santosh.T and Sane.N, (2014). Performance analysis of double pipe heat exchanger with annular twisted tape insert, *Journal of engineering and advanced technology*, vol. 3.2014

[14] Islam.R, Jahangeer.K and Chua.K (2015). Experimental and numerical study of an evaporatively –cooled condenser of air-conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, vol. 87, 2015,pp. 390-399.