

อิทธิพลของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อประสิทธิภาพพลังงาน  
ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

EFFECT OF LOW-PRESSURE REFRIGERANT PIPE SIZE OF SPLIT-TYPE AIR  
CONDITIONER ON EFFICIENCY



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2558

KMITL-2015-EN-M-030-012

คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ อธิพจน์ของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อประสิทธิภาพพลังงานของ  
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

Thesis Title Effect of Low-Pressure Refrigerant Pipe of Split-Type Air Conditioner on  
Efficiency

นักศึกษา นายฤชณะ ธรรมิกานนท์

รหัสประจำตัว 53610621

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร

หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2015-EN-M-030-012

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ	เดโช	นางสาว สกปร
ผศ.ดร.อนุรัตน์	พิณโสภณ	
รศ.ดร.สมิทธิ์	เอี่ยมสอาด	นางสาว
ดร.มธุรส	สุชาติวัฒน์	
ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์	พิมสาร	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันพฤหัสบดีที่ 4 ธันวาคม พ.ศ. 2557 เวลา 13.00-15.00 น.  
สถานที่สอบ ณ อาคาร 12 ชั้น ห้อง E12-302

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้  
วันที่ 2 มีนาคม พ.ศ. 2558

อิทธิพลของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อประสิทธิภาพพลังงาน  
ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

EFFECT OF LOW - PRESSURE REFRIGERANT PIPE SIZE OF SPLIT - TYPE AIR  
CONDITIONER ON EFFICIENCY



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ.2558

KMITL-2015-EN-M-030-12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EFFECT OF LOW - PRESSURE REFRIGERANT PIPE SIZE OF SPLIT - TYPE AIR  
CONDITIONER ON EFFICIENCY



KRITSANA THUMMIKANONTH

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  
2015

KMITL-2015-EN-M-030-12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2015

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	อิทธิพลของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อประสิทธิภาพ พลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน
นักศึกษา	นายกฤษณะ ธรรมิกานนท์
รหัสประจำตัว	53610621
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2558
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร

### บทคัดย่อ

ในปัจจุบันเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเข้ามามีบทบาทสำคัญอย่างมากในการดำรงชีวิตของมนุษย์ ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีภูมิอากาศร้อนชื้นจึงมีการใช้งานระบบปรับอากาศเป็นจำนวนมากโดยสามารถสังเกตได้จากตามสถานที่ต่างๆ เช่น อาคาร บ้านพัก หรือสถานที่สำคัญต่างๆล้วนแต่ติดตั้งเครื่องปรับอากาศเพื่อความสะอาดสบายในการดำรงชีวิต แต่เนื่องจากในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศอาจมีพื้นที่ในการติดตั้งที่ไม่เหมาะสมให้เป็นไปตามที่กำหนดตามคำแนะนำจากผู้ผลิต นอกจากนั้นยังมีผลจากอุณหภูมิภายนอกอาคารที่เพิ่มขึ้นในปัจจุบัน ซึ่งปัจจัยเหล่านี้ล้วนส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้

งานวิจัยนี้จึงศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนใน 2 กรณี ในกรณีแรกคืออุณหภูมิภายนอกที่ระดับอุณหภูมิต่างๆ โดยกำหนดอุณหภูมิภายนอกที่ใช้ในการทดลองเป็น 30 40 และ 45 องศาเซลเซียส โดยทำการทดลองเปรียบเทียบกับอุณหภูมิ 35 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นอุณหภูมิตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) และอีกกรณี คือการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีความยาวของท่อสารทำความเย็นมากกว่ามาตรฐานการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ โดยกำหนดระยะการติดตั้งที่ใช้ในการทดลองเป็น 10 17 และ 19 เมตร เปรียบเทียบกับระยะ 7.5 เมตร ซึ่งเป็นระยะตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) ซึ่งแสดงให้เห็นถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นจากปัจจัยเหล่านี้ และนำเสนอวิธีการเพื่อที่จะช่วยลดอัตราการใช้พลังงานที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวมากเกินไป ซึ่งกำหนดระยะของท่อสารทำความเย็น 17 เมตร ใช้ขนาดของท่อสารทำความเย็นทางด้านดูดที่ 1/2 5/8 และ 3/4 นิ้ว และทำการเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็นทางด้านดูด 3/8 นิ้ว ซึ่งเป็นขนาดมาตรฐานที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ ในงานวิจัยนี้ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 10,000 BTU/h ที่ใช้สารทำความเย็น R-22

จากการทดลองพบว่าในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าลดลงจะส่งผลทำให้ค่าประสิทธิภาพพลังงาน (EER) มีค่าเพิ่มมากขึ้น และในทางกลับกันเมื่ออุณหภูมิภายนอกมีค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิใช่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพพลังงานมีค่าลดลงแบบสมการเชิงเส้นโดยทุกๆองศาที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพพลังงานลดลง 1.36เปอร์เซ็นต์ ส่วนกรณีความยาวของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (ระยะจากเครื่องระเหยถึงคอมเพรสเซอร์) มีระยะเพิ่มมากขึ้นจะส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าลดลงแบบสมการเชิงเส้นโดยทุกๆหนึ่งเมตรของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพพลังงานลดลง 3.28 เปอร์เซ็นต์ และในกรณีนี้ได้นำเสนอถึงแนวทางเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยทำการทดลองเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ จากนั้นได้ยกตัวอย่างการเพิ่มขนาดท่อให้มีขนาดใหญ่ขึ้นเป็น 1/2 นิ้ว และวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์พบว่า มีระยะเวลาคุ้มทุนเท่ากับ 20 เดือน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<b>Thesis Type</b>	Effect of Low - Pressure Refrigerant Pipe Size of Split - Air Conditioner on Efficiency
<b>Student</b>	Mr. Kritsana Thummikanonth
<b>Student ID.</b>	53610621
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2015
<b>Thesis Advisor</b>	Asst. Prof. Dr. Monsak Pimsarn

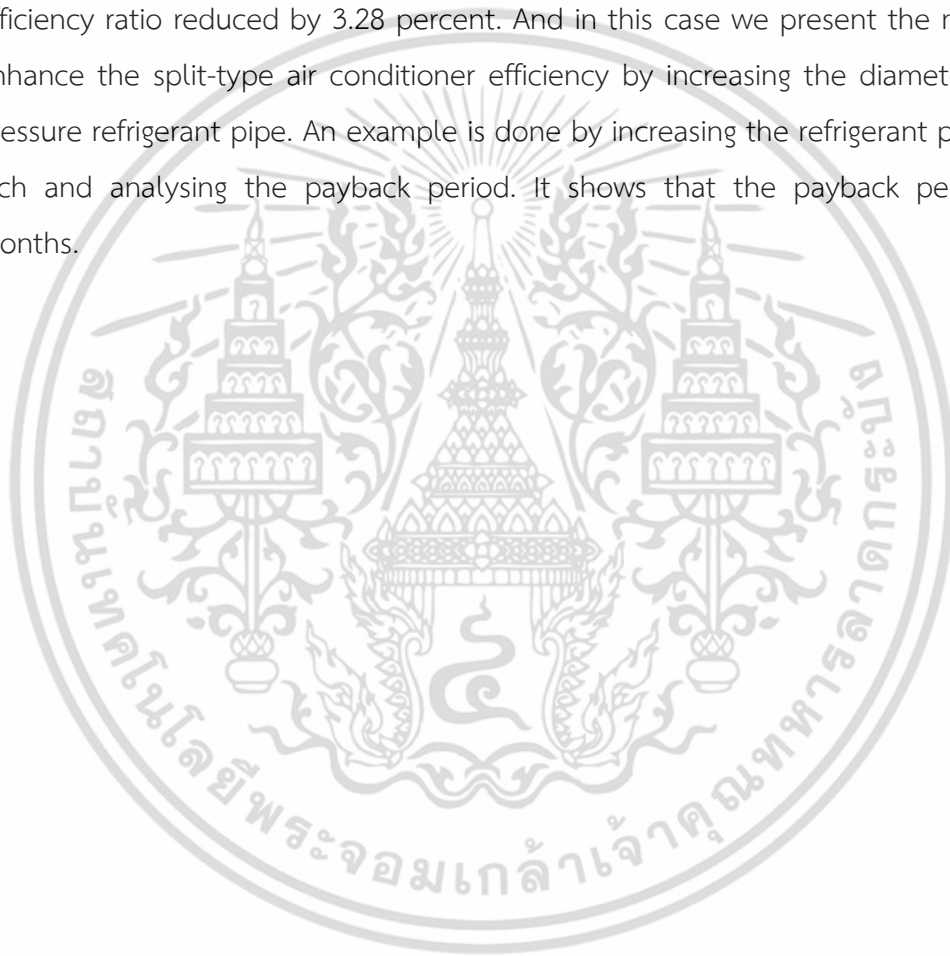
### ABSTRACT

Nowadays, a split-type air conditioner has more influence to the human lives. Thailand is a hot and humid country and the air conditioner is very popular to use. It can be seen from places such as commercial buildings and all landmarks have installed the air conditioning system. However, in some case, the installation of the air conditioner is not complied with the recommendation. For example, the refrigerant pipe length is too long. Moreover, the outside temperature is continually increased. These affect energy consumption of the air conditioner.

This research aims to the study the impact of split-type air conditioner in 2 cases. The first case is outside temperature at different level. In the case of outside temperature a different level of temperatures are 30, 40 and 45 degree celcius compared with 35 degree celcius which is a standard temperature in air conditioner test (TIS. 1155). And the second case is the installation of refrigerant tube length longer than the length standard used in TIS. 1155. In the case of installation length of air conditioner is longer than the installation standard, the studied length are 10, 17 and 19 meter compared with length of installation of 7.5 meter which is a standard length of air conditioner testing standard (TIS. 1155). This research demonstrates the impact from these factors and presents the method to decrease the air conditioner power from the installation distance too long by determining the refrigerant tube length at 17 meters and use the suction tube diameters of refrigerant pipe at 1/2, 5/8 and 3/4 inches compared to suction tube diameter of 3/8 inches which is a standard

diameter used in split-type air conditioner the 10,000 BTU/h split-type air conditioner with R-22 refrigerant.

From the experimental results, it was found that the energy efficiency ratio varies with the outside air temperature as a linear equation. By increasing one degree celcius, the energy efficiency ratio reduces by 1.36 percent. In the case of installation length of low-pressure refrigerant pipe (distance from evaporator to compressor), the increase of the installation length resulting in the energy efficiency ratio decreases as a linear equation. An the length increases by one meter resulting in the energy efficiency ratio reduced by 3.28 percent. And in this case we present the method to enhance the split-type air conditioner efficiency by increasing the diameter of low-pressure refrigerant pipe. An example is done by increasing the refrigerant pipe to 1/2 inch and analysing the payback period. It shows that the payback period is 20 months.



## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ที่คอยให้ความช่วยเหลือให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหา ตลอดจนให้ความรู้ประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ตลอดจนข้อชี้แนะจนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

สุดท้ายนี้ ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา และครอบครัวของข้าพเจ้าที่เป็นกำลังใจให้การสนับสนุนในทุกๆเรื่อง

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ตลอดจนอาจารย์ทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

กฤษณะ ธรรมิกานนท์

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	V
สารบัญ.....	VI
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	X
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 สมมติฐานของการศึกษา.....	2
1.4 ขอบเขตงานวิจัย.....	2
1.5 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	3
บทที่ 2 ทบทวนวรรณกรรม.....	4
บทที่ 3 ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย.....	8
3.1 ทฤษฎีการทำความเย็น.....	8
3.2 การเกิดความดันสูญเสียในระบบ.....	13
3.3 สมการที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย.....	14
3.3.1 ค่าการคลาดเคลื่อนการประมาณ.....	14
3.3.2 การหาพื้นที่ใต้กราฟ.....	14
3.3.3 สมการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องปรับอากาศ.....	15
3.4 สมการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตามทฤษฎี.....	19
3.4.1 ส่วนประกอบของอากาศแห้งและอากาศชื้น.....	19
3.4.2 ตัวแปรพื้นฐาน.....	20
3.4.3 กำลังของคอมเพรสเซอร์.....	21
3.4.4 เครื่องควบแน่น.....	21
3.4.5 เครื่องระเหย.....	24

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 อุปกรณ์การทดลองและวิธีการดำเนินงานวิจัย.....	26
4.1 อุปกรณ์การทดลอง.....	27
4.1.1 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดสอบ.....	27
4.1.2 ชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น.....	27
4.1.3 ชุดเก็บข้อมูล.....	29
4.1.4 ท่อทองแดง.....	32
4.1.5 สารทำความเย็น.....	33
4.1.6 เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่.....	35
4.2 วิธีการดำเนินงานวิจัย.....	36
4.2.1 อุณหภูมิที่ใช้ในการทดลอง.....	36
4.2.2 การหาค่าความร้อนรั่วไหล.....	36
4.2.3 การสอบเทียบเครื่องมือวัด.....	38
4.2.4 วิธีการทดลอง.....	38
บทที่ 5 การทดลองและผลการทดลอง.....	41
5.1 การทดลองเพื่อทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ.....	41
5.1.1 อุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	41
5.1.2 ความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	47
5.2 การทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ.....	53
5.3 ผลการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตามทฤษฎี.....	60
5.3.1 กำลังของคอมเพรสเซอร์.....	60
5.3.2 ชีตความสามารถการทำความเย็นของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น.....	64
5.4 ผลการศึกษาด้านการสูญเสียความดันภายในท่อ.....	66
5.4.1 การสูญเสียหลัก.....	66
5.4.2 การสูญเสียรอง.....	68
5.5 ผลการศึกษานำโน้มของผลลัพธ์.....	69
5.5.1 อุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	69
5.5.2 ความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	72
5.5.3 การทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ.....	74

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 การคำนวณจุดคุ้มทุน.....	78
6.1 การคำนวณจุดคุ้มทุน.....	78
บทที่ 7 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	82
7.1 สรุปผลการวิจัย.....	82
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	83
เอกสารอ้างอิง.....	84
ภาคผนวก.....	86
ภาคผนวก ก. ผลรวมวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....	87
ภาคผนวก ข. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็น R-22.....	96
ภาคผนวก ค. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศ.....	99
ภาคผนวก ง. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำ.....	101
ภาคผนวก จ. ข้อกำหนดทางกายภาพของเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย.....	103
ภาคผนวก ฉ. ตัวอย่างการคำนวณ.....	105
ประวัติผู้เขียน.....	116

# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อใหม่.....	18
4.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็นกับงานระบบปรับอากาศชนิดต่างๆ.....	34
4.2 อุณหภูมิที่ใช้ในการควบคุมห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอก.....	36
4.3 พื้นที่ผนังห้องทดสอบ.....	37
4.4 ความหนาและค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้สร้างผนังห้องทดสอบ.....	37
6.1 ราคาของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	79
6.2 ค่าไฟฟ้าที่ใช้ในการคำนวณ.....	79
6.3 ค่าใช้จ่ายที่คำนวณได้.....	80
6.4 ระยะเวลาคุ้มทุน.....	80



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงการทดลองติดตั้งชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น.....	5
2.2 แสดงการทดลองติดตั้งคูลิ่งแพคที่คอยล์ร้อน.....	6
3.1 อุปกรณ์และทิศทางการไหลของสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศ.....	9
3.2 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ.....	10
3.3 แสดงโครงสร้าง P-h Diagram.....	11
3.4 แสดงแผนภูมิไซโครเมตริก.....	12
3.5 แสดงตัวอย่างการแบ่งข้อมูลใต้เส้นกราฟออกเป็นช่วงๆเพื่อคำนวณหาพื้นที่ใต้กราฟ.....	15
3.6 แสดง Moody Chart ซึ่งใช้ในการหาค่าตัวประกอบความเสียดทาน.....	18
3.7 แสดงลักษณะทางกายภาพของแผ่นครีป.....	23
4.1 แสดงห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอก.....	26
4.2 แสดงเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดสอบ.....	27
4.3 แสดงมาตรฐานการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในห้องทดสอบ.....	27
4.4 แสดงขดลวดความร้อนที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอก.....	28
4.5 แสดงหม้อกำเนิดไอน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น.....	28
4.6 แสดงพัดลมที่ใช้ในการดูดอากาศเข้ามาเพื่อปรับสภาวะ.....	28
4.7 แสดงโปรแกรม ADAM Utility.NET ซึ่งใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล.....	29
4.8 แสดงโปรแกรม Air Conditioning Measurement ซึ่งใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล.....	29
4.9 แสดงอุปกรณ์เก็บข้อมูลแบบโมดูล ADAM DATA-LOGGER.....	30
4.10 แสดงตรวจวัดอุณหภูมิเทอร์โมคัปเปิลแบบ K.....	31
4.11 แสดงอุปกรณ์ตรวจวัดความดัน SIEMENS รุ่น QBE2001-P25U และอุปกรณ์ตรวจวัดกระแสไฟฟ้า Clam meter.....	31
4.12 แสดงจุดที่ติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน อุณหภูมิ และอัตราการไหลกระแสไฟฟ้า.....	32
4.13 แสดงท่อทองแดงที่ใช้ในการทดลอง.....	33
4.14 แสดงสารทำความเย็น R-22.....	35
4.15 แสดงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ที่ใช้ในการทดลอง.....	36
4.17 แสดงแผนผังวิธีการทดลอง.....	40
5.1 แสดงความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	42
5.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	42

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	42
5.3 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	43
5.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	43
5.5 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	44
5.6 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	44
5.7 แสดงสมรรถนะการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	45
5.8 แสดงการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	45
5.9 แสดงประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	46
5.10 แสดงการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป.....	46
5.11 แสดงความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	48
5.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	48
5.13 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	49
5.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	49
5.15 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	50
5.16 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	50
5.17 แสดงค่าสมรรถนะการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	51
5.18 แสดงการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	51
5.19 แสดงประสิทธิภาพพลังงานในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	52
5.20 แสดงการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ.....	52

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.21 แสดงความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	54
5.22 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	54
5.23 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	55
5.24 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	55
5.25 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องระเหยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	56
5.26 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องระเหยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	56
5.27 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องควบแน่นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	57
5.28 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องควบแน่นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	57
5.29 แสดงสมรรถนะการทำความเย็นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	58
5.30 แสดงการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะการทำความเย็นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	58
5.31 แสดงประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	59
5.32 แสดงผลต่างประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	59
5.33 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	61
5.34 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ซึ่งได้มาจากการหาอัตราส่วนที่เปลี่ยนแปลงไปของกำลังคอมเพรสเซอร์และขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ.....	62
5.35 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำโดยนำค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้เข้ามาประกอบการศึกษา.....	63

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

XII  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.36 แสดงแนวโน้มของกำลังคอมเพรสเซอร์จากการทดลองและการคำนวณเมื่อนำสัมประสิทธิ์การปรับแก้เข้ามาประกอบการศึกษา 5.38 ค่าความร้อนของเครื่องปรับอากาศที่ได้จากการคำนวณ.....	64
5.37 แสดงค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องควบแน่นที่ได้จากการคำนวณ.....	65
5.38 แสดงค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องควบแน่นที่ได้จากการคำนวณ.....	66
5.39 แสดงค่าการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและการทดลอง.....	67
5.40 แสดงผลต่างของค่าการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและการทดลอง.....	67
5.41 แสดงค่าการสูญเสียรองที่เกิดขึ้นบริเวณท่อลดและท่อขยาย.....	68
5.42 แสดงค่าการสูญเสียรองที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและการทดลอง.....	69
5.43 แสดงสมการความสัมพันธ์ของค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	70
5.44 แสดงสมการความสัมพันธ์ของขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	71
5.45 แสดงสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	72
5.46 แสดงสมการความสัมพันธ์ของค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	73
5.47 แสดงสมการความสัมพันธ์ของขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	73
5.48 แสดงสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพพลังงานในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	74
5.49 แสดงสมการความสัมพันธ์ของกำลังของคอมเพรสเซอร์ในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	75
5.50 แสดงสมการความสัมพันธ์ของขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	76
5.51 แสดงสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพพลังงานในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ.....	77

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

6.1 แสดงระยะเวลาที่คຸ້ມทຸນຂອງຂະໜາດທ່ອສາຣທຳກວມຢືນດ້ານຄວາມດັນຕຳທີ່ເພີ່ມຂຶ້ນ.....80



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

## บทนำ

มนุษย์เราต้องเผชิญกับความเปลี่ยนแปลงและแปรปรวนของดินฟ้าอากาศตลอดมา มีทั้งอากาศร้อนและอากาศหนาวสลับกันไปตามแต่ละฤดูกาล โดยที่ในอดีตเมื่อถึงหน้าหนาวจะแก้ไขโดยการห่มผ้า ใส่เสื้อผ้าหนาๆที่ทำมาจากขนสัตว์ หรือผิงไฟ ซึ่งในการก่อกองไฟนั้นถ้าอยู่ใกล้กองไฟมากเกินไปก็อาจจะร้อนเกินไปและถ้าอยู่ไกลกองไฟมากเกินไปก็อาจจะไม่ได้รับความร้อนมากเพียงพอ ดังนั้นจึงต้องอยู่ในระยะที่พอดีจึงจะสามารถรับไออุ่นได้เพียงพอ แต่ถึงจะอยู่ในระยะที่พอดีและได้รับไออุ่นเพียงพอแต่ก็จะอุ่นแต่เพียงด้านหน้าของร่างกายเท่านั้นส่วนด้านหลังจะไม่สามารถรับไออุ่น นอกจากนี้ในการก่อกองไฟเพื่อบรรเทาความหนาวนี้จะเกิดควันซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ เหม่าและกลิ่นคอयरบวง ความสะดวกสบายอีกด้วย สำหรับหน้าร้อนคนในสมัยก่อนจะใช้วิธีการอาบน้ำหรืออยู่ในที่ร่มและมีลมพัดเพื่อบรรเทาอากาศที่ร้อน ซึ่งการแก้ปัญหาดังที่กล่าวมาข้างต้นสามารถใช้แก้ปัญหาเฉพาะเมื่ออากาศไม่ร้อนหรือหนาวจัดมากเกินไปเท่านั้น การปรับอากาศจึงเข้ามามีบทบาทสำคัญอย่างมากในการดำรงชีวิตในปัจจุบัน เนื่องจากสามารถควบคุม อุณหภูมิ ความชื้น ได้อย่างมีประสิทธิภาพส่งผลให้ได้รับความสะดวกสบายมากกว่า ซึ่งในปัจจุบันเราสามารถปรับอากาศได้ไม่ว่าจะเป็นเวลา ฤดูกาลหรือสภาวะอากาศที่รุนแรงเพียงใดก็ตาม

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากในปัจจุบันเครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มของการใช้งานที่เพิ่มมากขึ้นอย่างมากในปัจจุบัน ซึ่งการใช้พลังงานในการปรับอากาศ จากการสำรวจพบว่า อัตราการใช้พลังงานในการปรับอากาศนั้นคิดเป็น 40-60% ของพลังงานที่ใช้ทั้งหมดภายในอาคาร [1] ซึ่งเป็นปริมาณที่สูงมาก ซึ่งอาจเพิ่มขึ้นอีกเนื่องด้วยปัจจัยต่างๆ เช่น อุณหภูมิภายนอกที่มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นนั้นทำได้ไม่ดี ส่งผลให้เครื่องปรับอากาศต้องทำงานหนักมากขึ้น ภาระของเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มมากขึ้นในการปรับอากาศส่งผลโดยตรงต่ออัตราการใช้พลังงาน และระยะการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีระยะมากเกินไปซึ่งส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานที่เพิ่มมากขึ้น ในงานวิจัยฉบับนี้ได้ทำการศึกษาถึงผลกระทบในกรณีดังกล่าวมาข้างต้น และนำเสนอถึงวิธีการลดอัตราการใช้พลังงานที่เพิ่มมากขึ้นเมื่อระยะการติดตั้งเครื่องปรับอากาศมีระยะที่ไม่เหมาะสม ซึ่งวิธีการที่นำเสนอนี้เป็นวิธีการแก้ปัญหาที่สามารถทำได้ง่าย ใช้ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานน้อย และสามารถนำไปแนวทางในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 การศึกษาวิธีการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อหาประสิทธิภาพการใช้พลังงานตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155)

1.2.2 ศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเมื่ออุณหภูมิภายนอกมีการเปลี่ยนแปลง

1.2.3 ศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเมื่อความยาวของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (ระยะจากเครื่องระเหยถึงคอมเพรสเซอร์) มีระยะเพิ่มมากขึ้น

1.2.4 เสนอถึงแนวทางเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน เมื่อระยะติดตั้งมีค่ามากกว่ามาตรฐานโดยวิธีการที่นำเสนอขึ้นเป็นที่ธีการที่ไม่ซับซ้อนและสามารถนำไปใช้งานได้จริง

1.2.5 ศึกษาถึงจุดคุ้มค่าของการลงทุนตามแนวทางการแก้ไขปัญหาที่เสนอในหัวข้อ 1.2.4

## 1.3 สมมติฐานของการศึกษา

การลดอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลง สามารถช่วยเพิ่มค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศได้ ซึ่งในงานวิจัยฉบับนี้ใช้สมมติว่า การเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำสามารถช่วยลดอัตราการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นเมื่อระยะการติดตั้งของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นมีระยะการติดตั้งที่ไกลจากกันมาก

การแก้ปัญหาข้างต้นนี้ เราจะทำการทดลองโดยทำการเปลี่ยนขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ โดยมีการพิจารณาผลของความดัน ค่าขีดความสามารถการทำความเย็น อัตราการใช้พลังงาน และค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

## 1.4 ขอบเขตงานวิจัย

1.4.1 ทำการศึกษาในเครื่องปรับอากาศระบบอัดไอ แบบแยกส่วนขนาด 10,000 BTU/h

1.4.2 ระบบระบายความร้อน เป็นระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

1.4.3 เครื่องปรับอากาศใช้สารทำความเย็น R-22 ในการศึกษาและลั่นลดความดัน (Expansion valve) เป็นแบบแคพิลลารี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4.4 ทำการศึกษาภายในห้องทดสอบ และใช้อุณหภูมิที่ใช้ในการทดสอบตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155)

## 1.5 โครงร่างของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้แบ่งเนื้อหาออกเป็น 7 บท ประกอบไปด้วย

บทที่ 1 กล่าวถึงความเป็นมาของงานวิจัย ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ สมมติฐาน ขอบเขตของงานวิจัย และขั้นตอนการศึกษา

บทที่ 2 กล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

บทที่ 3 กล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย

บทที่ 4 กล่าวถึงอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองและวิธีการทดลอง

บทที่ 5 กล่าวถึงผลที่ได้จากการทดลอง

บทที่ 6 กล่าวถึงการคำนวณจุดคุ้มทุน

บทที่ 7 กล่าวถึงบทสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

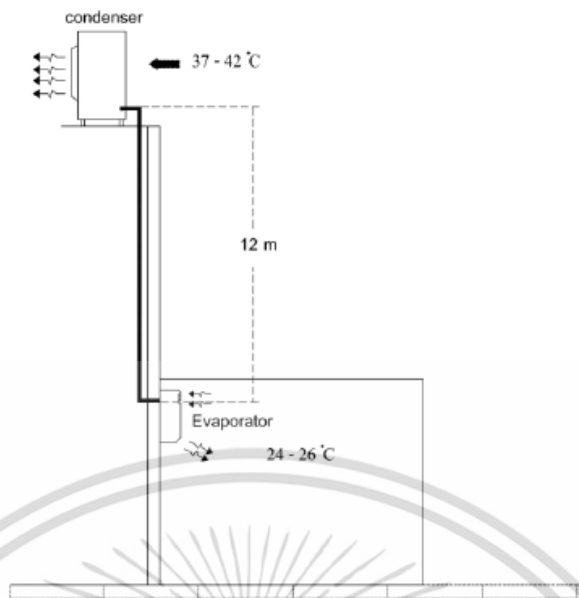
### ทบทวนวรรณกรรม

ในปัจจุบันเครื่องปรับอากาศเข้ามามีบทบาทในการดำรงชีวิตของมนุษย์อย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ โดยเฉพาะ ทางแถบภูมิประเทศที่มีอากาศร้อนขึ้นอย่างเช่น ประเทศไทย เป็นต้น ซึ่งจะสังเกตได้จากปริมาณการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มมากขึ้น จึงส่งผลให้เกิดงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องปรับอากาศออกมามากมาย ซึ่งงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องปรับอากาศนั้นมีผู้นำเสนอในด้านต่างๆมากมาย เช่น ด้านการลดการใช้พลังงานและการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เป็นต้น งานวิจัยเหล่านี้สามารถช่วยเป็นแนวทางให้ผู้ประกอบการ หรือผู้ใช้เครื่องปรับอากาศนำไปประยุกต์ใช้ซึ่งสามารถช่วยลดค่าใช้จ่ายทางด้านพลังงานและช่วยเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศได้ ซึ่งได้มีผู้นำเสนองานวิจัยและแนวทางที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการลดการใช้พลังงานและเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศไว้ดังนี้

Chatchawan Chaichana, William W.S. Charters and Lu Aye [1] ได้รายงานไว้ในงานวิจัย แบบจำลองคอมพิวเตอร์ของตัวเก็บพลังงานความเย็นด้วยน้ำแข็ง ถึงการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ โดยพบว่าภายในอาคารมีอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศถึง 40-60% ของพลังงานทั้งหมด ซึ่งถือว่าเป็นอัตราส่วนที่สูงมากเมื่อเทียบกับอัตราการใช้พลังงานทั้งหมด

อภิเดช บุญเจือ และ สถาพร ทองวิค [2] ทำการเปรียบเทียบการลดการใช้พลังงานการสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศขนาด 12,500 BTU/h ในกรณีที่ติดตั้งเครื่องควบแน่นอยู่สูงกว่าเครื่องระเหย โดยทำการติดตั้งเครื่องปรับอากาศในแนวตั้ง มีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ใช้ในการติดตั้ง 12 เมตร ทำการติดตั้งชุดลดภาระการสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์ โดยใช้เวลาในการทดลองเป็นเวลา 8 ชั่วโมง อุณหภูมิของอากาศภายนอกเป็น  $39 \pm 2$  องศาเซลเซียส ซึ่งถูกควบคุมด้วยชุดลดความร้อน ในขณะที่อุณหภูมิของอากาศภายในห้องถูกควบคุมไว้ที่  $24 \pm 2$  องศาเซลเซียส โดยใช้ความร้อนจากแสงหลอดไฟ

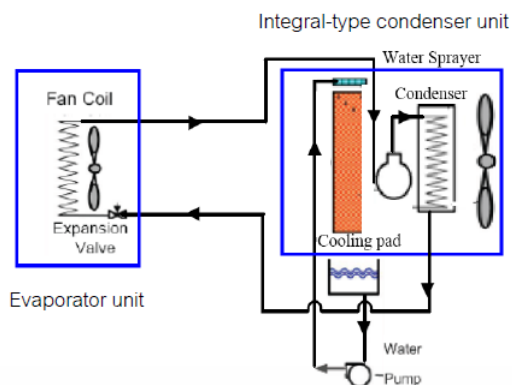
จากการทดลองการติดตั้งชุดลดภาระการสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์พบว่า สามารถช่วยลดอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ลงได้ 2% ในส่วนของค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น 0.121%



รูปที่ 2.1 แสดงการทดลองติดตั้งชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น

อภิชาติ อัจฉนาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย [3] ศึกษาการประหยัดพลังงานโดยใช้คอยล์แพคที่เครื่องควบแน่นของเครื่องทำน้ำเย็น โดยได้ศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ระยะห่างระหว่างเครื่องควบแน่นกับคอยล์แพคและอัตราการไหลของน้ำผ่านคอยล์แพคที่มีผลต่อค่าสมรรถนะการทำความเย็น กระแสไฟฟ้าที่ใช้ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ผ่านเครื่องควบแน่น

จากการศึกษาพบว่าเมื่ออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมสูงขึ้น ค่าสมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าลดลง อัตราการใช้กระแสไฟฟ้าจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อทำการปรับอัตราการไหลของน้ำผ่านคอยล์แพคให้มีค่าสูงขึ้น ค่าสมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าเพิ่มขึ้น และอัตราการใช้กระแสไฟฟ้ามีค่าลดลง ส่วนการเพิ่มระยะห่างระหว่างเครื่องควบแน่นกับคอยล์แพคจะส่งผลให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าลดลงและอัตราการใช้กระแสไฟฟ้ามีค่าเพิ่มมากขึ้น สำหรับในส่วนอิทธิพลของอุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ระยะห่างระหว่างเครื่องควบแน่นกับคอยล์แพคและอัตราการไหลของน้ำผ่านคอยล์แพคมีผลต่อค่าความชื้นสัมพัทธ์เพียงเล็กน้อย และเมื่อเปรียบเทียบการใช้ไฟฟ้าของเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งและไม่ติดตั้งคอยล์แพค พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งคอยล์แพคมีอัตราการใช้กระแสไฟฟ้าน้อยกว่าถึง 10% ที่อุณหภูมิ 40 องศาเซลเซียส



รูปที่ 2.2 แสดงการทดลองติดตั้งคลังแพคที่คอยล์ร้อน

S.S. Hu and B.J. Huang [4] รายงานว่าการเพิ่มค่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศสามารถทำได้โดยการลดความดันที่สูญเสียภายในท่อหรือลดค่าความดันที่แตกต่างระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ก็จะสามารถเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศได้

ธนวรา ทองล้วน [5] ได้ทำการศึกษาถึงการเปรียบเทียบสมรรถนะ และประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับแบบระบายความร้อนโดยการพ่นน้ำที่สภาวะอากาศเดียวกัน และศึกษาถึงความคุ้มค่าในการติดตั้งของเครื่องปรับอากาศขนาด 15,000 และ 48,000 BTU/h พบว่า ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนโดยการพ่นน้ำดีกว่าแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยที่เครื่องปรับอากาศขนาด 15,000 BTU/h สามารถลดพลังงานที่ใช้ได้ถึง 15% และค่าสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 18% ส่วนเครื่องปรับอากาศขนาด 48,000 BTU/h สามารถลดพลังงานที่ใช้ได้ถึง 16% และค่าสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 20% ส่วนผลการทดสอบจากห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศมาตรฐาน โดยทำการทดสอบกับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/h สามารถลดพลังงานที่ใช้ได้ 9% ชีตความสามารถการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 6% และค่าสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 16%

ณพวุฒิ ฤทธิรชพงศ์ [6] ศึกษาถึงแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 และ 18,000 BTU/h โดยทำการเปลี่ยนพัดลมที่เครื่องระเหยให้มีขนาดใหญ่ขึ้น พบว่าปริมาณการประหยัดพลังงานที่ได้นั้นขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของขนาดพัดลมที่ติดตั้งสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/h ขนาดพัดลมเดิมที่ทำการติดตั้งมีขนาดเล็กเกินไป ในขณะที่เครื่องปรับอากาศขนาด 18,000 BTU/h มีขนาดพัดลมที่เหมาะสมอยู่แล้ว หลักจากนั้นทำการทดสอบที่ความเร็วลมระดับ ต่ำ กลาง และสูง ของเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/h พบว่าค่าประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 20.73 21.51 และ 13.58% ตามลำดับ ขณะที่ค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศขนาด 18,000 BTU/h มีค่าเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อย เมื่อพิจารณาชั่วโมงการทำงานที่ 2,400 h/year พบว่าเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 BTU/h สามารถประหยัดเงินได้ 728 ถึง 1,036 บาท/ปี ใช้ระยะเวลาคืนทุนไม่เกิน 1 ปี ในส่วนของเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาด 18,000 BTU/h สามารถประหยัดเงินได้ 393 ถึง 680 บาท/ปี มีระยะเวลาคืนทุนไม่เกิน 1.17 ปี

และจากการสำรวจตามอาคารและสถานที่ต่างๆ พบว่าการติดตั้งเครื่องปรับอากาศในบางครั้งจำเป็นต้องติดตั้งตามความเหมาะสมของพื้นที่จนทำให้บางครั้งจึงจำเป็นต้องติดตั้งในระยะที่ไม่เหมาะสมซึ่งส่งผลต่อการใช้พลังงานที่เพิ่มมากขึ้นของเครื่องปรับอากาศ

ซึ่งจากการทบทวนวรรณกรรมที่ศึกษาถึงแนวทางการลดอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศพบว่ามีหลากหลายวิธีที่สามารถช่วยลดอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลงได้ทางผู้ทำการวิจัยจึงขอเสนองานวิจัยฉบับนี้ ซึ่งศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นในกรณีต่างๆ และเสนอแนวทางลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการติดตั้งในระยะที่ไม่เหมาะสม ซึ่งเป็นอีกแนวทางเลือกหนึ่งที่สามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

# ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในงานวิจัย

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานต่างๆ ที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย อันได้แก่ ทฤษฎีการทำ ความเย็น การเกิดความดันสูญเสียในระบบ ค่าการคลาดเคลื่อนการประมาณ การหาพื้นที่ใต้กราฟ และสมการคำนวณผลการทดลอง ซึ่งประกอบไปด้วย สมการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงาน ของเครื่องปรับอากาศ สมการการสูญเสียภายในท่อ และสมการการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตาม ทฤษฎี

### 3.1 ทฤษฎีการทำความเย็น

ระบบการทำความเย็นในปัจจุบันนั้น ทำหน้าที่ในการลดอุณหภูมิลงจากปกติให้มาถึงจุด อุณหภูมิที่เราต้องการซึ่งมีระบบทำความเย็นหลายแบบซึ่งสามารถแบ่งได้ดังนี้

1. ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)
2. ระบบทำความเย็นชนิดดูดละลาย (Absorption Refrigeration System)
3. ระบบทำความเย็นด้วยอากาศ (ระบบปิด) (Air Refrigeration System Closed)
4. ระบบทำความเย็นแบบใช้หัวฉีด-ไอน้ำ (Steam Jet Refrigeration System)
5. ระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric Refrigeration System)
6. ระบบแม่เหล็กที่ใช้ในการทำอุณหภูมิต่ำ (Magnetic System of Producing Low Temperature)

ในปัจจุบันการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศนั้นจะมีลักษณะจากของเหลวกลายเป็นไอ ซึ่งเรียกว่าระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System) มีความสามารถในการดูดความร้อนแฝงได้เป็นจำนวนมาก การทำความเย็นในลักษณะนี้มีข้อดีว่าการ หลอมละลายของของแข็งคือสามารถควบคุมได้ง่าย ผลของค่าความเย็นที่ได้จากการกลายเป็นไอของ สารทำความเย็นนั้นสามารถที่จะเริ่มต้นหรือหยุดในขณะใดขณะหนึ่งได้ สามารถที่จะกำหนดความเย็น ล่วงหน้าได้ และอุณหภูมิการกลายเป็นไอของของเหลวสามารถควบคุมได้ด้วยการปรับความดัน และ ของเหลวที่กลายเป็นไอแล้วสามารถรวบรวมและเก็บไว้เพื่อที่จะทำให้กลับมาเป็นของเหลวและ นำไปใช้ใหม่ได้อีก โดยระบบทำความเย็นชนิดอัดไอได้รับการออกแบบและสร้างขึ้นโดยอาศัย หลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ดังนี้

1. ของไหลจะทำการดูดความร้อนในขณะที่เปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ และ ระบายความร้อนในขณะที่เปลี่ยนจากสถานะไอเป็นของเหลว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

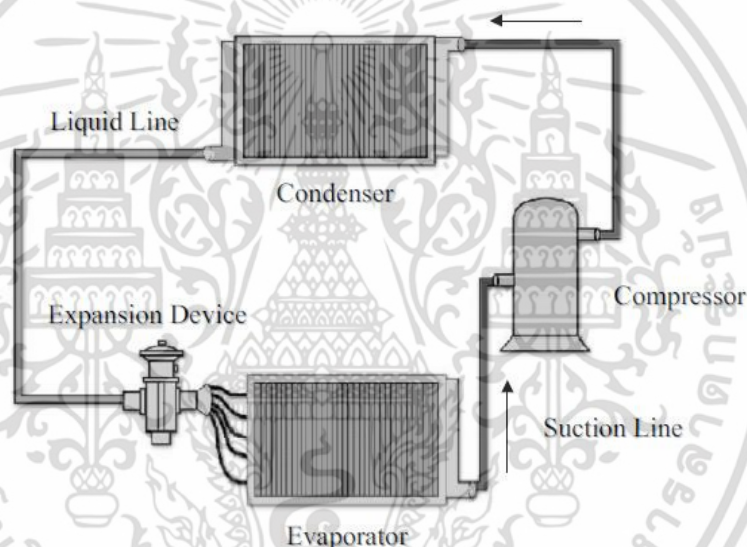
2. ในระหว่างที่เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะจากไอเป็นของเหลวหรือของเหลวเป็นไอ อุณหภูมิจะคงที่ แต่อุณหภูมินี้จะเปลี่ยนแปลงกับความดัน ที่ความดันคงที่จุดหนึ่งการกลายเป็นไอจะเกิดขึ้น ณ จุดที่อุณหภูมิมี่ความสัมพันธ์กันเท่านั้น แต่อุณหภูมิของการกลายเป็นไอที่ความดันจุดหนึ่งนั้นย่อมแตกต่างกันเมื่อของเหลวมีความแตกต่างกัน

3. ความร้อนจะไหลจากที่อุณหภูมิสูงไปยังที่ที่มีอุณหภูมิต่ำ

4. การเลือกโลหะที่ใช้ทำเครื่องควบแน่นจะต้องเป็นโลหะที่นำความร้อนสูง

5. พลังงานความร้อนและพลังงานในรูปแบบอื่นๆสามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์โดยกลู้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์

ในวัฏจักรการทำความเย็นจะประกอบไปด้วยการระเหย การควบแน่นและการหมุนเวียนของสารทำความเย็นในระบบอย่างสม่ำเสมอ โดยที่การระเหยกลายเป็นไอนั้นจะเกิดขึ้นเมื่อมีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ ในส่วนของการควบแน่นนั้นจะเกิดขึ้นเมื่อมีความดันสูงและอุณหภูมิสูง



รูปที่ 3.1 อุปกรณ์และทิศทางการไหลของสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศ

เมื่อพิจารณาแต่ละจุดของวัฏจักรการทำความเย็น โดยเริ่มพิจารณาที่ทางเข้าของอีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) สามารถพิจารณาได้ดังนี้

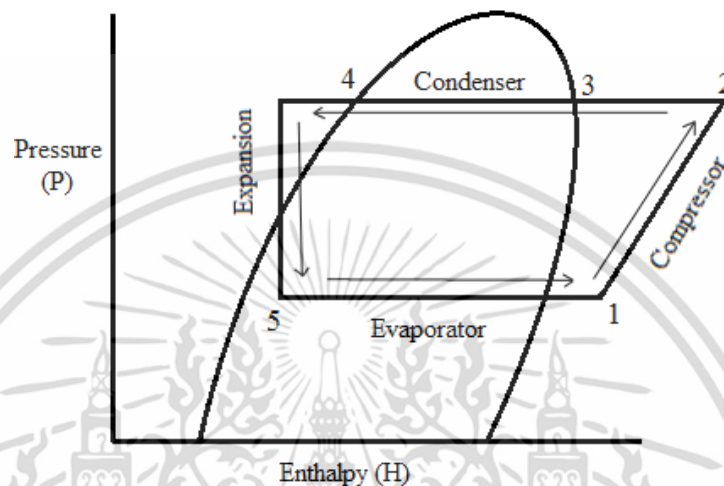
สารทำความเย็นจะผ่านตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็น (Expansion Valve) ซึ่งทำหน้าที่ในการควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่จะส่งเข้าไปในชุดอีแวปโปเรเตอร์ และในเวลาเดียวกันจะเป็นตัวลดความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น เมื่อสารทำความเย็นที่มีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำไหลเข้าไปในชุดอีแวปโปเรเตอร์ที่มีภาวะอุณหภูมิสูง ความร้อนนี้จะถูกถ่ายทอดมาสู่ชุดอีแวปโปเรเตอร์ทำให้สถานะของสารทำความเย็นเปลี่ยนจากของเหลวกลายเป็นไอ

เมื่อสารทำความเย็นได้รับความร้อนแล้วเปลี่ยนสถานะเป็นไอแล้ว จะถูกคอมเพรสเซอร์ดูดเข้ามาเพื่อทำการอัดไอของสารทำความเย็นให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นแต่สถานะของสารทำความเย็นยังคงมีสถานะเป็นไออยู่และจะถูกส่งเข้าสู่คอนเดนเซอร์ถ่ายเทความร้อนที่รับมาสู่อากาศหรือน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนไปเป็นของเหลวพร้อมที่จะสามารถนำไปใช้งานได้อีกครั้งและจะถูกส่งไปเก็บในถังน้ำยาเหลว

เนื่องจากการประกอบระบบท่อของเครื่องปรับอากาศ อาจส่งผลให้การดูดและอัดของเครื่องคอมเพรสเซอร์อาจมีความชื้นหรือสิ่งแปลกปลอมบางชนิดเข้าไปอยู่ภายในระบบ จึงจำเป็นต้องมีการกรองสิ่งแปลกปลอมและดูดความชื้น (Filter Drier) เพื่อป้องกันการเสียหายของระบบ



รูปที่ 3.2 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ

ซึ่งอุปกรณ์ที่ใช้ในระบบทำความเย็นชนิดอัดไอจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักดังนี้

1. อีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) ทำหน้าที่ในการดูดความร้อนจากบริเวณหรือพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็น ซึ่งสารทำความเย็นที่อยู่ภายในระบบบริเวณนี้จะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอเนื่องจากเกิดการดูดความร้อนเข้ามา ทำให้พื้นที่บริเวณที่ต้องการทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลง

2. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่ในการดูดและอัดสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันต่ำ และอัดให้มีอุณหภูมิและความดันสูง หลังจากนั้นจะควบแน่นและกลายเป็นของเหลวนำกลับไปใช้ในระบบต่อไป

3. คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่ในการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น โดยจะมีแผ่นครีบบและมีอากาศไหลผ่าน โดยเมื่อสารทำความเย็นมาถึงบริเวณนี้จะมีสถานะเป็นไอที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูง เมื่อผ่านคอนเดนเซอร์จะทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากไอกลายเป็นของเหลวที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูง

4. ถังพักสารทำความเย็น (Receiver) ทำหน้าที่พักสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลว ก่อนจะส่งไปยังเอ็กแพนชันวาล์ว

5. เอ็กแพนชันวาล์ว (Expansion Valve) ทำหน้าที่ในการควบคุมการไหลของสารทำความเย็นที่จะไหลผ่านไปยังอีแวปโปเรเตอร์ โดยเมื่อสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวที่มีความดันสูงไหลผ่านไปยังอีแวปโปเรเตอร์ โดยเมื่อสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวที่มีความดันสูงไหลผ่านไปยังอีแวปโปเรเตอร์ โดยเมื่อสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวที่มีความดันสูงไหลผ่านไปยังอีแวปโปเรเตอร์ โดยเมื่อสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวที่มีความดันสูงไหลผ่านไปยังอีแวปโปเรเตอร์

สูงและอุณหภูมิสูงไหลผ่าน จะทำให้ความดันและอุณหภูมิลดลงจนสามารถระเหยกลายเป็นไอได้และส่งผ่านไปสู่อีแวปโพเรเตอร์ต่อไป

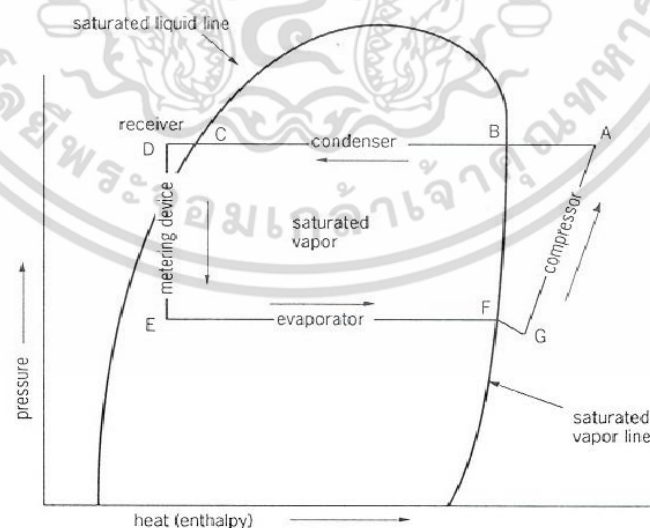
6. ท่อดูดสารทำความเย็น (Suction Line) ทำหน้าที่ในการดูดสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอที่ออกมาจากอีแวปโพเรเตอร์ไปยังคอมเพรสเซอร์เพื่อทำการอัดเพิ่มความดันและอุณหภูมิ

7. ท่อส่งสารทำความเย็น (Discharge Line) ทำหน้าที่ในการส่งส่งสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอที่ความดันสูงและอุณหภูมิสูงไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อระบายความร้อน

8. ท่อของเหลว (Liquid Line) ทำหน้าที่ส่งสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวจากถังพักสารทำความเย็นไปยังเอ็กแพนชันวาล์ว

9. ฟิลเตอร์ไดร์เออร์ (Filter Drier) เป็นอุปกรณ์ทำความเย็นอย่างหนึ่งที่มีความสำคัญอย่างยิ่งในระบบปรับอากาศ มักถูกติดตั้งไว้ในชุดคอยล์ร้อนหรือชุดคอยล์เย็น ซึ่งจะขึ้นอยู่กับแล้วแต่ยี่ห้อของผู้ผลิต ทำหน้าที่ในการกรองสิ่งสกปรกออกจากสารทำความเย็นซึ่งอาจเจือปนมาในขณะที่ติดตั้งระบบปรับอากาศ หรือในระบบปรับอากาศที่เกิดการรั่วไหลของสารทำความเย็น อีกทั้งยังดูดซับความชื้น โดยฟิลเตอร์ไดร์เออร์จะมีคุณสมบัติคือจะยอมให้สารทำความเย็นไหลผ่าน แต่จะดูดความชื้นหรือสิ่งแปลกปลอมไม่ให้ไหลผ่านไปได้

ส่วนที่มีความสำคัญในทฤษฎีการทำความเย็นอีกส่วนคือ P-h Diagram ซึ่งเป็นส่วนที่สามารถใช้ในการวิเคราะห์สถานะของสารทำความเย็นได้ โดยโครงสร้างของ P-h Diagram ของทุกสารทำความเย็นจะมีลักษณะคล้ายคลึงกันแต่ไม่สามารถใช้แทนกันได้ ถ้าจะวิเคราะห์สารทำความเย็นชนิดไหนก็ต้องใช้ P-h Diagram สารทำความเย็นชนิดนั้นในการวิเคราะห์ ซึ่ง P-h Diagram แสดงอยู่ในรูปที่ 3.3



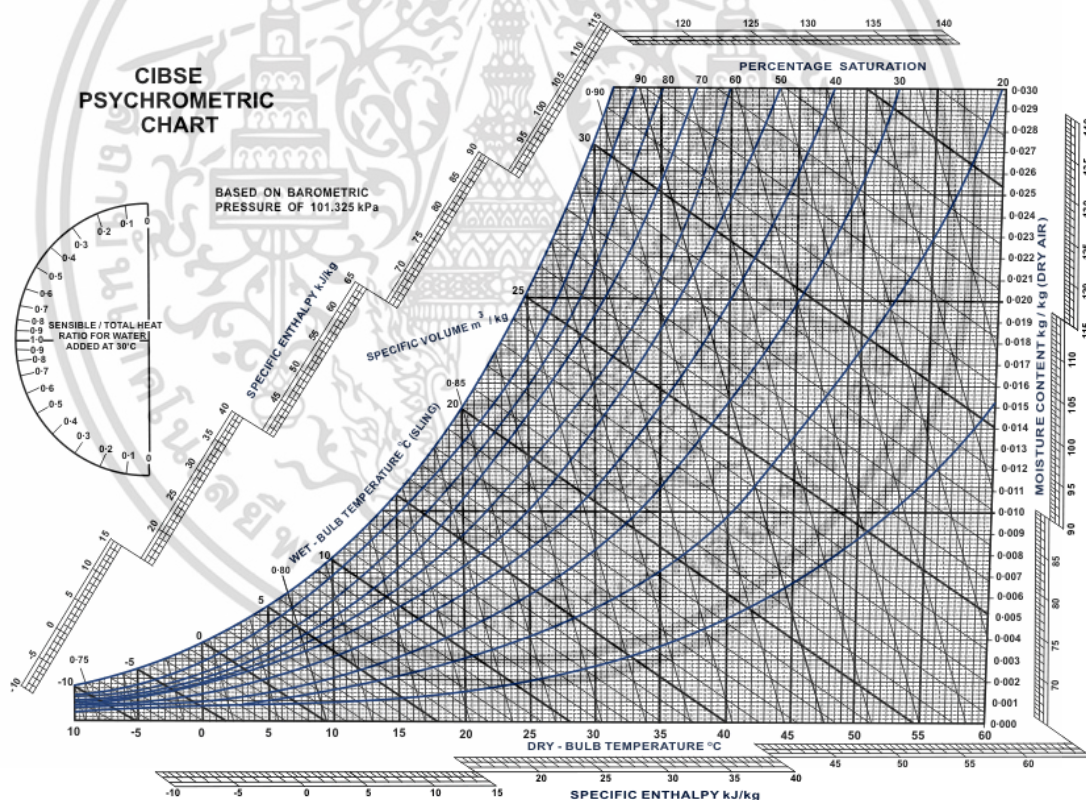
รูปที่ 3.3 แสดงโครงสร้าง P-h Diagram

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากโครงสร้างของ P-h Diagram ดังรูปที่ 3.3 สามารถแบ่งได้เป็น 3 ส่วนดังนี้

1. ส่วนที่สารทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าสารทำความเย็นอิ่มตัวจะอยู่บริเวณซ้ายมือ ในบริเวณนี้สารทำความเย็นจะมีสถานะเป็นของเหลว
2. ส่วนที่สารทำความเย็นมีอุณหภูมิเท่ากับสารทำความเย็นอิ่มตัวจะอยู่บริเวณตรงกลาง ในบริเวณนี้สารทำความเย็นจะมีสถานะที่พร้อมจะระเหยเป็นไอหรือพร้อมที่จะควบแน่นเป็นของเหลว
3. ส่วนที่สารทำความเย็นมีอุณหภูมิสูงกว่าสารทำความเย็นอิ่มตัวจะอยู่บริเวณขวามือ ในบริเวณนี้สารทำความเย็นจะมีสถานะเป็นไอ

ในส่วนต่อมาคือแผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart) แผนภูมิไซโครเมตริกถือเป็นอีกส่วนหนึ่งที่มีความสำคัญเช่นเดียวกับ P-h Diagram โดยแผนภูมิไซโครเมตริกเป็นแผนภูมิที่สามารถใช้ในการแสดงคุณสมบัติของอากาศซึ่งใช้ในการคำนวณหาค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเพื่อนำไปใช้ในการวิเคราะห์หา ค่าสมรรถนะการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงานต่อไป โดยแผนภูมิไซโครเมตริกแสดงอยู่ในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แสดงแผนภูมิไซโครเมตริก

ซึ่งแผนภูมิไซโครเมตริกจะประกอบด้วยเส้นหลายเส้นลากตัดกันไปมา โดยบนแผนภูมิจะประกอบด้วยเส้นต่างๆดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. เส้นอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry Bulb Temperature) เป็นอุณหภูมิที่เรารู้ได้จากเทอร์มิเตอร์ธรรมดา โดยเส้นจะอยู่ในแนวตั้ง
2. เส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet Bulb Temperature) เป็นอุณหภูมิที่วัดได้จากการนำเทอร์มิเตอร์แบบธรรมดามาพันด้วยผ้าชุบน้ำพอบู่ โดยเส้นจะอยู่ในแนวทแยง
3. เส้นอุณหภูมิตัดน้ำค้าง (Dew Point Temperature) เป็นจุดที่อุณหภูมิจะกลั่นตัวเป็นหยดน้ำ โดยเส้นจะอยู่ในแนวนอน
4. เส้นอากาศอิ่มตัว (Saturated Temperature) แสดงให้เห็นถึงจุดที่อากาศจะรับไอน้ำได้มากที่สุด โดยเส้นจะเป็นเส้นโค้ง
5. เส้นเอนทัลปี (Enthalpy) แสดงให้เห็นถึงค่าพลังงานของของไหล โดยเส้นจะอยู่ทางด้านซ้ายมือของแผนภูมิ

ซึ่งจากการใช้แผนภูมิไซโครเมตริกวิเคราะห์หาค่าเอนทัลปีของของไหลนี้ สามารถนำค่าเอนทัลปีที่ได้นี้มาใช้ในการวิเคราะห์หาค่าขีดความสามารถการทำความเย็นต่อไป โดยในอีกทางหนึ่งสามารถหาค่าเอนทัลปีเพื่อใช้ในการวิเคราะห์หาค่าขีดความสามารถการทำความเย็นจากการเปิดหาได้จากตารางเทอร์โมไดนามิกเช่นเดียวกัน

### 3.2 การเกิดความดันสูญเสียภายในระบบ

ในระบบท่อสารทำความเย็นจะเกิดความดันตกขึ้นตามจุดต่างๆ และชนิดท่อต่างๆ ซึ่งจะต้องลดหรือขจัดให้ได้ เพื่อให้การไหลของสารทำความเย็นเป็นไปได้อย่างสะดวก ซึ่งการสูญเสียของความดันนั้นสามารถเกิดได้ทั้งที่อีแวปโปเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ หรือตามข้อต่อต่างๆ ซึ่งสามารถพิจารณาได้ดังนี้

1. ท่อดูด (Suction Line) ความดันที่สูญเสียในส่วนนี้จะขึ้นอยู่กับสภาพของสารทำความเย็นที่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์มา และอีกส่วนคือขนาดของท่อสารทำความเย็นก็มีส่วนถึงความดันที่สูญเสีย ถ้าขนาดท่อที่ใช้มีขนาดเล็กก็จะเกิดการสูญเสียความดันมาก ถ้าใช้ท่อขนาดใหญ่ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นก็จะมีค่าลดลง แต่ก็จะมีค่าใช้จ่ายเพิ่มมากขึ้น โดยตามหลักเศรษฐศาสตร์ทางการค้าต้องมีการคำนึงให้มีค่าสมดุลระหว่างความดันที่สูญเสียเปรียบเทียบกับราคาท่อ ในงานเครื่องทำความเย็นความดันที่สูญเสียจะนำไปเปรียบเทียบกับการลดลงของอุณหภูมิ โดยถ้านำไปเปรียบเทียบแล้วอุณหภูมิลดลงไม่เกิด 2 องศาฟาเรนไฮต์ถือว่าสามารถออกแบบได้เหมาะสม

2. ท่อส่ง (Discharge Line) จะเกิดขึ้นกับไอของสารทำความเย็นที่อัดตัว ซึ่งส่งผลให้ค่าความดันของการควบแน่นมีค่าต่ำ

3. ท่อของเหลว (Liquid Line) จะเกิดที่บริเวณทางออกของคอนเดนเซอร์ความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นจะไม่มีผลกระทบต่อระบบทำความเย็นมาก แต่หากมองข้ามไปก็จะส่งผลต่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นทำให้หย่อนประสิทธิภาพลง เนื่องจากเกิดไอขยายตัว (Flash Gas) บริเวณก่อนที่

จะเข้าเอ็กแพนชันวาล์ว ซึ่งเอ็กแพนชันวาล์วถูกออกแบบมาสำหรับสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลว ถ้ามีไอขยายตัวปนอยู่ในสารทำความเย็น จะทำให้ปริมาณสารทำความเย็นที่ส่งผ่านเอ็กแพนชันวาล์วมีปริมาณไม่ถูกต้องโดยต่ำกว่าปริมาณที่ควรจะเป็น ทำให้ระบบทำความเย็นมีอุณหภูมิของสารทำความเย็นในตอนเดินเซอร์ต่ำกว่าของเหลวอิ่มตัวจึงเป็นสิ่งไม่จำเป็น

4.อีแวปโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ การสูญเสียความดันที่บริเวณนี้ส่งผลทำให้สถานะการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนไป รวมถึงอัตราส่วนการอัดด้วย โดยเฉพาะถ้าความดันของคอนเดนเซอร์ตกมากเกินไป อาจส่งผลทำให้ล้นลดความดันทำงานไม่ปกติ

### 3.3 สมการที่เกี่ยวข้องในงานวิจัย

#### 3.3.1 ค่าคลาดเคลื่อนการประมาณ

ค่าการคลาดเคลื่อนการประมาณ คือ ค่าความแตกต่างกันระหว่างค่าแท้จริงกับค่าที่ได้จากการประมาณในข้อมูลบางชนิด ค่าคลาดเคลื่อนการประมาณสามารถเกิดขึ้นจาก การวัดของข้อมูลที่ไม่เที่ยงตรง อันเนื่องมาจากเครื่องมือวัด หรือ ค่าการประมาณที่ถูกใช้แทนค่าจริงในการคำนวณ ปัจจัยเหล่านี้ล้วนส่งผลต่อค่าการคลาดเคลื่อนการประมาณ

โดยเราสามารถแบ่งประเภทค่าการคลาดเคลื่อนการประมาณออกเป็น 3 ประเภท คือ ค่าคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์ ค่าคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์ และค่าคลาดเคลื่อนร้อยละ โดยค่าความคลาดเคลื่อนทั้ง 3 ประเภทมีความสัมพันธ์ดังนี้

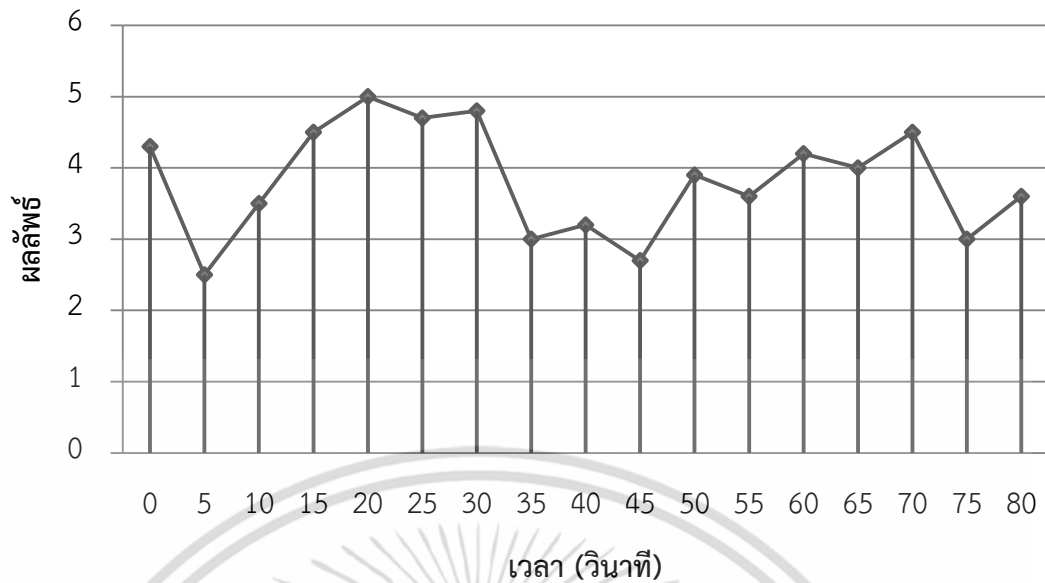
$$\text{ค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์} = | \text{ค่าจากการวัดจริง} - \text{ค่าจากการประมาณค่า} |$$

$$\text{ค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์} = | \text{ค่าจากการวัดจริง} - \text{ค่าจากการประมาณค่า} | \div | \text{ค่าจากการวัดจริง} |$$

$$\text{ค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ} = | \text{ค่าจากการวัดจริง} - \text{ค่าจากการประมาณค่า} | \div | \text{ค่าจากการวัดจริง} | \times 100\%$$

#### 3.3.2 การหาพื้นที่ใต้กราฟ

การศึกษาในครั้งนี้ประยุกต์ใช้การหาพื้นที่ใต้กราฟในการหาค่าพื้นที่คอมเพรสเซอร์ที่บันทึกได้ในระหว่างการศึกษา ซึ่งการหาพื้นที่ใต้กราฟสามารถทำได้หลากหลายวิธี การศึกษาในครั้งนี้ผู้ทำการศึกษาใช้วิธีการหาพื้นที่ใต้กราฟ โดยนำผลที่บันทึกได้พลอตลงบนกราฟ ต่อจากนั้นแบ่งพื้นที่ที่อยู่บริเวณใต้กราฟทั้งหมดเป็นสี่เหลี่ยมคางหมู (Trapezoidal) ดังรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แสดงตัวอย่างการแบ่งข้อมูลได้เส้นกราฟออกเป็นช่วงๆ เพื่อคำนวณหาพื้นที่ใต้กราฟ

$$\text{พื้นที่สี่เหลี่ยมคางหมู} = 1/2 \times \text{ผลบวกด้านคู่ขนาน} \times \text{สูง}$$

หลังจากนั้นแบ่งการคำนวณออกเป็นช่วงๆ โดยใช้ความสัมพันธ์ตามสมการที่ ซึ่งเป็นสมการการคำนวณหาพื้นที่สี่เหลี่ยมคางหมู หลังจากนั้นนำค่าพื้นที่ใต้กราฟในแต่ละช่วงที่คำนวณได้มารวมกัน และนำไปหารด้วยระยะเวลาทั้งหมดที่ใช้ในการบันทึกผลการทดลอง จากลำดับการคำนวณในข้างต้นทำให้ได้ค่ากำลังคอมเพรสเซอร์จากการหาพื้นที่ใต้กราฟ

### 3.3.3 สมการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

ในการทำงานวิจัยในครั้งนี้ผู้ทำการศึกษาใช้สมการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องปรับอากาศ ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) โดยสมการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้จะประกอบไปด้วย ชีตความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องจากส่วนภายในห้องควบคุมสภาวะภายใน ชีตความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องจากส่วนภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ โดยมีความสัมพันธ์ของสมการดังต่อไปนี้

#### 3.3.3.1 ชีตความสามารถทำความเย็นของเครื่องในห้องควบคุมสภาวะภายใน [7]

$$q_{tc_i} = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r \quad (3.1)$$

เมื่อ  $q_{tc_i}$  คือ ชีตความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องภายในห้องควบคุมสภาวะภายใน (W)

$\sum E_r$  คือ ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้กับอุปกรณ์ปรับสภาวะภายใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในห้องควบคุมสภาวะภายใน (W)

$h_{w1}$  คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้อุณหภูมิน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น) (J/kg)

$h_{w2}$  คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้อุณหภูมิกะเปาะเปียก) (J/kg)

$W_r$  คือ อัตราน้ำที่ควบแน่นภายในห้องควบคุมสภาวะภายใน (kg/s)

$q_p$  คือ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องภายในห้องควบคุมสภาวะภายในผ่านผนังกั้นห้องระหว่างห้องควบคุมสภาวะภายในและห้องควบคุมสภาวะภายนอก (ได้จากการสอบเทียบ) (W)

$q_r$  คือ อัตราความร้อนรั่วไหลผ่านพื้นและเพดานเข้าสู่ห้องห้องควบคุมสภาวะภายใน (ได้จากการสอบเทียบ) (W)

### 3.3.3.2 ขีดความสามารถทำความเย็นของเครื่องในห้องควบคุมสภาวะภายนอก [7]

$$q_{tc_o} = q_c - \sum E_c - E + (h_{w3} - h_{w2})Wh_r + q_p + q_a \quad (3.2)$$

เมื่อ  $q_{tc_o}$  คือ ขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก (W)

$q_c$  คือ ความร้อนที่ผ่านออกทางอีแวพอเรเตอร์ประจำห้องภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก (W)

$\sum E_c$  คือ ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้กับอุปกรณ์ปรับสภาวะภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก (W)

$E$  คือ กำลังไฟฟ้ายรวมที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศทดสอบ (W)

$h_{w3}$  คือ เอนทาลปีของน้ำควบแน่นที่อีแวพอเรเตอร์ภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก (วัดอุณหภูมิน้ำโดยตรงใกล้ทางไหลออกจากห้อง) (J/kg)

$Wh_r$  คือ อัตราน้ำที่ควบแน่นในภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก (kg/s)

$q_a$  คือ อัตราความร้อนรั่วไหลผ่านพื้นและเพดานเข้าสู่ห้องภายในห้องควบคุมสภาวะภายนอก (ได้จากการสอบเทียบ) (“)

### 3.3.3.3 สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ [7]

$$COP = \frac{q_{tc_i}}{E} \quad (3.3)$$

เมื่อ COP คือ ค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

$E$  คือ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบ (W)

### 3.3.3.4 ประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ [7]

$$EER = COP \times 3.412 \quad (3.4)$$

เมื่อ  $EER$  คือ ค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ (BTU/h-W)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.3.3.5 สมการการสูญเสียความดันภายในท่อ

โดยทั่วไปการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อนั้นจะเกิดการสูญเสียความดันเกิดขึ้นเสมอ โดยปัจจัยมาจากระยะของท่อที่มีความยาวมากเกินไป ขนาดของท่อที่มีขนาดเล็ก เป็นต้น โดยการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นภายในท่อสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ คือ การสูญเสียหลัก (Major loss) และการสูญเสียรอง (Minor loss)

#### 1. การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักเกิดขึ้นจากความเสียดทานภายในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของของไหล ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\Delta P = \frac{fL\rho V^2}{2D_h} \quad (3.5)$$

เมื่อ  $\Delta P$  คือ ความดันตกคร่อมภายในท่อ

$f$  คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทาน

$L$  คือ ความยาวของท่อ

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของเหลว

$V$  คือ ความเร็วของของไหลภายในท่อ

$D_h$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

ค่า  $f$  ที่ได้จากสมการต่างๆอาจนำมาใช้งานจริงได้ไม่สะดวกนัก จึงมักจะหาค่า  $f$  จากแผนภูมิที่เรียกว่า Moody Chart ซึ่ง Moody ได้พล็อตค่าข้อมูลที่ดีที่สุดลงในสมการ โดยการใช้ Moody chart จะต้องทราบค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อ ดังแสดงในตารางที่ 3.1

ในทางปฏิบัติค่า  $f$  ของท่อผิวเรียบอาจจะคลาดเคลื่อน 5% ส่วนท่อผิวขรุขระก็อาจจะคลาดเคลื่อน 10% ดังนั้นการเลือกใช้ค่าความขรุขระสัมบูรณ์จึงต้องพิจารณาให้ดีเนื่องจากจะมีผลต่อค่าความดันตกคร่อมได้

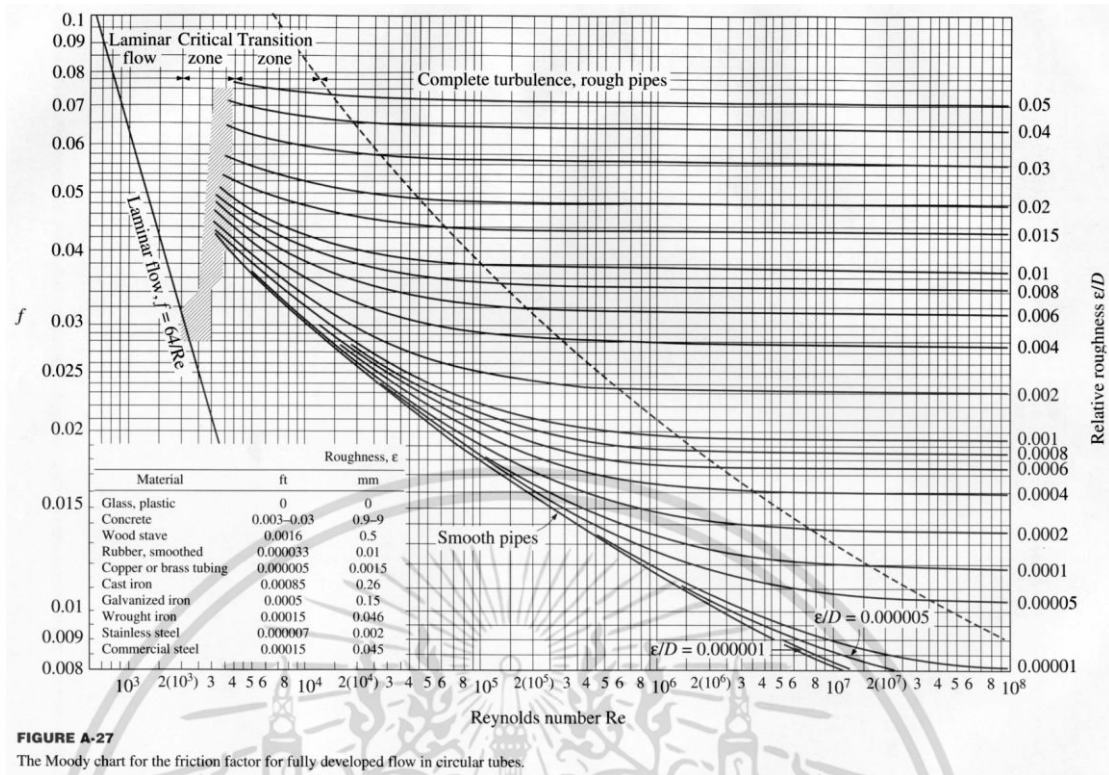


FIGURE A-27 The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

รูปที่ 3.6 แสดง Moody Chart ซึ่งใช้ในการหาค่าตัวประกอบความเสียดทาน

ตารางที่ 3.1 ค่าความขรุขระสัมบูรณ์ของท่อใหม่

ประเภทของท่อ	ค่าความขรุขระสัมบูรณ์
ท่อที่รีดขึ้นรูป ท่อทองเหลือง ท่อดีบุก ท่อที่เคลือบบิพูนินัส ท่อซีเมนต์ที่หล่อด้วยการเหวี่ยงหินปูน	0.0015
ท่อเหล็กเหนียว	0.046
ท่อเหล็กหล่อที่ขึ้นรูปด้วยการเชื่อม	0.046
ท่อเหล็กหล่อเคลือบยางมะตอย	0.12
ท่อชุบสังกะสี	0.15

2. การสูญเสียรอง

การสูญเสียรองเกิดขึ้นจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดกระทันหันหรือการไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$h_m = \frac{KV^2}{2g} \tag{3.6}$$

เมื่อ  $h_m$  คือ การสูญเสียรอง

$K$  คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสียซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดอุปกรณ์

$V$  คือ ความเร็วของของไหลภายในท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$g$  คือ อัตราเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง

โดยสามารถเปลี่ยนค่า  $h_m$  ที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.6 ให้เป็นค่าความดันได้โดยใช้ความสัมพันธ์ดังสมการ

$$P = \rho gh \quad (3.7)$$

ถึงแม้การสูญเสียรองที่เกิดขึ้นจากการไหลผ่านท่อที่เปลี่ยนแปลงขนาดกระทันหัน หรือไหลผ่านอุปกรณ์ต่างๆ เช่น ข้อต่อ ข้องอ จะเกิดขึ้นเพียงเล็กน้อยเท่านั้นเมื่อเทียบกับการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นจากความเสียดทานภายในท่ออันเนื่องมาจากขนาดของท่อ ความยาวของท่อ และความเร็วในการไหลภายในท่อของของไหล แต่เราก็ไม่ควรที่จะมองข้ามไป ควรนำเข้ามาพิจารณาร่วมกันกับการสูญเสียหลักด้วย

### 3.4 สมการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตามทฤษฎี [8]

#### 3.4.1 ส่วนประกอบของอากาศแห้งและอากาศชื้น (Composition of Dry and Moist Air)

[8], [9], [10]

ส่วนประกอบของอากาศโดยทั่วไปนั้นเป็นการผสมระหว่างอากาศแห้งกับไอน้ำ โดยที่อากาศแห้งเกิดจากการรวมตัวกันของก๊าซต่างๆ เมื่อทำการดึงไอน้ำและสิ่งเจือปนออกส่วนประกอบของก๊าซจะประกอบไปด้วยก๊าซต่างๆ ดังนี้ Nitrogen 78.084%, Oxygen 20.9476%, Argon 0.934%, Carbondioxide 0.0314%, Neo 0.001818%, Helium 0.000524%, Methane 0.00015%, Sulfurdioxide 0-0.0001%, Hydrogen 0-0.005% และยังมีประกอบด้วยส่วนประกอบอื่นอีก เช่น Xenon, Krypton และ Ozone 0.0002% ในส่วนของไอน้ำในอากาศจะมีจำนวนของไอน้ำตั้งแต่ศูนย์จนกระทั่งมีค่าสูงสุดที่ค่าอุณหภูมิหนึ่ง โดยที่เราสามารถเรียกได้ว่า อากาศอิ่มตัว โดยทั่วไปนั้นอุณหภูมิอากาศที่ใช้ในการปรับอากาศอยู่ในช่วงประมาณ 16 ถึง 27 องศาเซลเซียส ซึ่งในช่วงอุณหภูมิดังกล่าวจะพิจารณาเป็นก๊าซอุดมคติ มีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ ( $C_p = 1.006 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ )

ความสัมพันธ์ของมวลโมเลกุล ของส่วนประกอบทั้งหมดของอากาศแห้งมีค่าเท่ากับ 28.9645 kJ/kmol โดยที่ค่าคงที่ของก๊าซสำหรับอากาศแห้งเป็นดังนี้

$$R_a = \frac{R_u}{M_a} = \frac{8.31441}{28.96245} = 0.2871 \quad (3.8)$$

เมื่อ  $R_a$  คือ ค่าคงที่ของก๊าซสำหรับอากาศแห้ง (kJ/kg·K)

$R_u$  คือ ค่าคงที่สากลของก๊าซ (kJ/kmol·K)

ความสัมพันธ์ของมวลโมเลกุลของน้ำ มีมวลโมเลกุลเท่ากับ 18.01528 kJ/kmol โดยค่าคงที่ของก๊าซสำหรับไอน้ำเป็นดังนี้

$$R_w = \frac{R_u}{M_w} = \frac{8.31441}{18.016} = 0.461 \quad (3.9)$$

เมื่อ  $R_w$  คือ ค่าคงที่ของก๊าซสำหรับไอน้ำ (kJ/kg·K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.4.2 ตัวแปรพื้นฐาน [8], [9], [10]

ความดันของอากาศชื้น (Total Pressure of Moist Air) คือ ผลรวมของความดันส่วนที่เป็นอากาศแห้งกับส่วนที่เป็นไอน้ำ

$$P = P_a + P_w \quad (3.10)$$

เมื่อ  $P_a$  คือ ความดันบางส่วนของอากาศแห้ง ( $P_a$ )

$P_w$  คือ ความดันบางส่วนของไอน้ำในอากาศ ( $P_a$ )

โดยสามารถหาอัตราส่วนความชื้นได้จาก ทรานส์ของมวลโมเลกุลของน้ำต่ออากาศ

$$W = \frac{M_w}{M_a} \quad (3.11)$$

ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity :  $\phi$ ) คืออัตราส่วนโดยโมล (Mole Fraction) ของไอน้ำในอากาศชื้น ( $X_w$ ) ต่อโมลของไอน้ำในอากาศอิ่มตัว ( $X_{ws}$ ) ที่อุณหภูมิและความดันเดียวกัน

$$\phi = \frac{X_w}{X_{ws}} \Big|_{t,P} \quad (3.12)$$

โดยโมลของก๊าซในอุดมคติจะมีค่าเท่ากับอัตราส่วนของความดันบางส่วนของแต่ละองค์ประกอบโดยมีความสัมพันธ์เป็น

$$X_w = \frac{P_w}{P} \quad (3.13)$$

$$X_{ws} = \frac{P_{ws}}{P} \quad (3.14)$$

โดยเราสามารถจัดความชื้นสัมพัทธ์ให้อยู่ในรูปได้ ดังนี้

$$\phi = \frac{P_w}{P_{ws}} \Big|_{t,P} \quad (3.15)$$

โดยเราสามารถคำนวณหาค่าความดันไอน้ำอิ่มตัวได้จากสมการ (3.15)

$$\ln(P_{ws}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 T + C_4 T^2 + C_5 T^3 + C_6 \ln T \quad (3.16)$$

เมื่อ  $C_1 = -5.8002206 \times 10^3$

$$C_2 = 1.3914993$$

$$C_3 = -4.8640239 \times 10^{-2}$$

$$C_4 = 4.1764768 \times 10^{-5}$$

$$C_5 = -1.4452093 \times 10^{-8}$$

$$C_6 = 6.5459673$$

$\ln$  = natural logarithm

$P_{ws}$  = ความดันอินตัวของไอน้ำ ( $P_a$ )

$T$  = อุณหภูมิ (K)

จากกฎของก๊าซในอุดมคติ (Ideal Gas Law) สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นสัมบูรณ์ กับความชื้นสัมพัทธ์ ได้ดังสมการ

$$M_w = \frac{P_w V}{R_a T} = \frac{P_w V M_w}{RT} \quad (3.17)$$

$$M_a = \frac{P_a V}{R_a T} = \frac{P_a V M_a}{RT} \quad (3.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อแทนสมการ (3.16) และ (3.17) ลงในสมการที่ (3.10) จะได้ความสัมพันธ์เป็น

$$W = \frac{M_w P_w}{M_a P_a} \quad (3.19)$$

เมื่อแทนค่ามวลโมเลกุลของไอน้ำ และมวลโมเลกุลของอากาศ ลงในสมการที่ (3.18) จะได้ความสัมพันธ์เป็น

$$W = 0.62198 \frac{P_w}{P_a} \quad (3.20)$$

และเมื่อแทนสมการที่ (3.9) ลงในสมการที่ (3.19) จะได้ความสัมพันธ์เป็น

$$W = 0.62198 \frac{P_w}{P - P_w} \quad (3.21)$$

เอนทาลปีของอากาศชื้น คือ ผลรวมของเอนทาลปีของอากาศแห้ง ( $h_a$ ) กับเอนทาลปีของไอน้ำ ( $h_w$ ) โดยเทียบกับมวลของอากาศแห้ง

$$h_m = h_a + W h_w \quad (3.22)$$

โดยสามารถประมาณค่าของ  $h_a$  และ  $h_w$  ได้ดังนี้

$$h_a = 1.006T \quad (3.23)$$

$$h_w = 2501 + 1.805T \quad (3.24)$$

แทนค่า  $h_a$  และ  $h_w$  ลงในสมการที่ (3.21) จะได้

$$h_m = 1.006T + W(2501 + 1.805T) \quad (3.25)$$

### 3.4.3 กำลังของคอมเพรสเซอร์ [8], [9]

งานเพรสเซอร์ที่ใช้ในระบบปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองเป็นคอมเพรสเซอร์โรตารีแบบหุ้มปิด (Hermetic Rotary Compressor) โดยสมมติฐานการทำงานของคอมเพรสเซอร์สมมติเป็นกระบวนการโพลีโทรปิก (Polytropic Process) และเป็นก๊าซสมบูรณ์ งานของคอมเพรสเซอร์สามารถคำนวณได้จากกระบวนการโพลีโทรปิก ดังแสดงในสมการ

$$W_c = \frac{\gamma P_{suc} V_{suc}}{\gamma - 1} \left[ (PR)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.26)$$

ในการคำนวณกำลังของคอมเพรสเซอร์ เมื่อทราบอัตราการไหลของสารทำความเย็น ประสิทธิภาพของมอเตอร์ และงานของคอมเพรสเซอร์ สามารถคำนวณหา กำลังของคอมเพรสเซอร์ได้ดังสมการ

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_r}{\eta_m} W_c \quad (3.27)$$

โดยสามารถคำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้ดังสมการ

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v N_m V_c}{V_{suc}} \quad (3.28)$$

### 3.4.4 เครื่องควบแน่น [8], [9]

เครื่องควบแน่นที่ใช้ในการทดลองมีลักษณะเป็นท่อแบบติดครีบบ (Fin Tube Heat Exchanger) มีลักษณะเป็นแผ่นครีบบแบบคลื่นเรียงเป็นแถวสลับกัน (Herringbone Wavy Fin Pattern) วัสดุของท่อและแผ่นครีบบทำด้วยทองแดงและอลูมิเนียม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1. การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องควบแน่น

อากาศที่ไหลผ่านครีบบมีอัตราส่วนความชื้นของอากาศ (Humidity Ratio) ที่เข้าและออกคงที่ อุณหภูมิของอากาศเพิ่มขึ้นจาก  $T_{c,i}$  เป็น  $T_{c,o}$  การแลกเปลี่ยนพลังงานความร้อนของสารทำความเย็นสู่อากาศอยู่ในรูปการถ่ายเทความร้อนรวม (Over Heat Transfer Coefficient) โดยค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องควบแน่นสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.28)

$$\dot{Q}_c = (UA)_c \Delta T_{LM} \quad (3.29)$$

โดย

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_c - T_{c,o}) - (T_c - T_{c,i})}{\ln \left[ \frac{T_c - T_{c,o}}{T_c - T_{c,i}} \right]} \quad (3.30)$$

จากสมดุลพลังงานด้านอากาศของเครื่องควบแน่น พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจะถ่ายเทให้กับอากาศด้วยอัตราการไหลเชิงมวล และค่าความร้อนจำเพาะที่ทำให้อากาศเปลี่ยนอุณหภูมิ ดังนั้น

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3.31)$$

จากสมการที่ (3.28), (3.29) และ (3.30) สามารถคำนวณหาอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของเครื่องควบแน่นได้ดังนี้

$$T_{c,o} = T_c - (T_c - T_{c,i}) \left( \exp \left[ -\frac{U_c A_c}{\dot{m}_a c_{p,a}} \right] \right) \quad (3.32)$$

### 2. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U_c$ ) ของเครื่องควบแน่น สามารถคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมได้จากความสัมพันธ์ดังสมการ 3.32 [8], [9]

$$U_c = \left[ \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o x_p}{A_m k_p} + \frac{1}{h_{c,o} \left[ 1 - \left( \frac{A_f}{A_o} \right) (1 - \eta_f) \right]} \right]^{-1} \quad (3.33)$$

### 3. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศไหลผ่านแผ่นครีบบแบบคลื่นหยัก [11]

การคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศไหลผ่านท่อติดแผ่นครีบบแบบคลื่นหยักของชุดคอนเดนซิ่งและอีแวปโปเรเตอร์สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 3.33

$$h_{c,o} = j \cdot c_{p,a} \cdot G_a \cdot Pr_a^{-2/3} \quad (3.34)$$

$$Pr_a = \frac{\mu_a \cdot c_{p,a}}{k_a} \quad (3.35)$$

โดยที่  $j$  ขึ้นอยู่กับลักษณะทางกายภาพของแผ่นครีบบ และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของอากาศ โดยสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้ [11]

$$j = 0.324 \cdot Re_H^{j_1} \cdot \left( \frac{F_p}{P_L} \right)^{j_2} \cdot \tan \theta^{j_3} \cdot \left( \frac{P_L}{P_T} \right)^{j_4} \cdot N_h^{0.428} \quad (3.36)$$

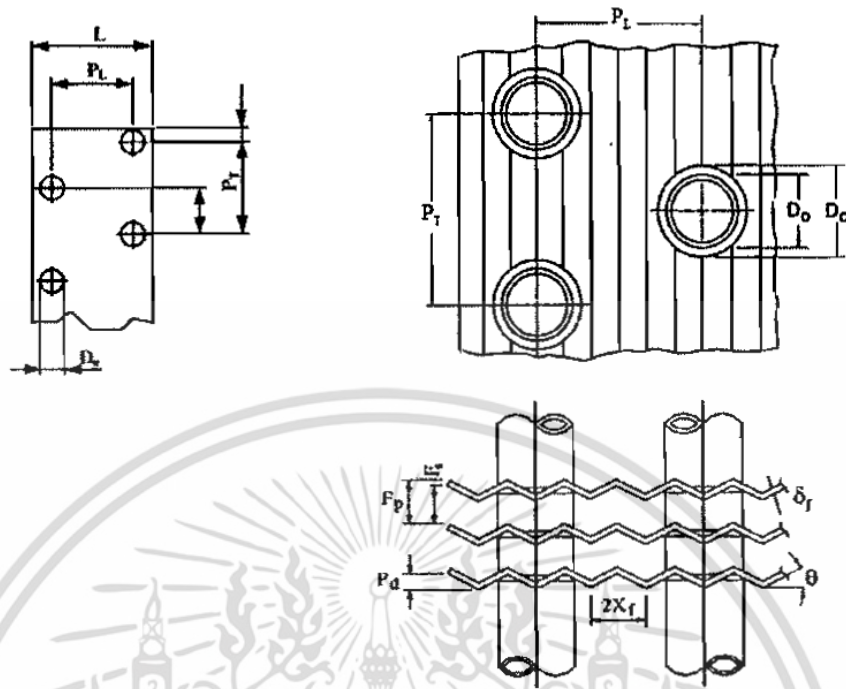
$$\text{เมื่อ } j_1 = -0.229 + 0.115 \cdot \left( \frac{F_p}{D_c} \right)^{0.6} \cdot \left( \frac{P_L}{D_H} \right)^{0.54} \cdot N_h^{-0.284} \cdot \log_e(0.5 \tan \theta) \quad (3.37)$$

$$j_2 = -0.251 + \frac{0.232 N_h^{1.37}}{[\log_e(Re_H) - 2.303]} \quad (3.38)$$

$$j_3 = -0.439 \cdot \left( \frac{F_p}{D_H} \right)^{0.09} \cdot \left( \frac{P_L}{P_T} \right)^{-1.75} \cdot N_h^{-0.93} \quad (3.39)$$

$$j_4 = 0.502 \cdot [\log_e(Re_H) - 2.54] \quad (3.40)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.7 แสดงลักษณะทางกายภาพของแผ่นครีป

$$\text{โดยที่ } Re_H = \frac{\rho_a \cdot u_m \cdot D_H}{\mu_a} \quad (3.41)$$

$$D_H = \frac{2F_s \cdot (1-\beta)}{((1-\beta) \cdot \gamma) + (2F_s \cdot \frac{\beta}{D_c})} \quad (3.42)$$

$$\beta = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4 \cdot P_L \cdot P_T} \quad (3.43)$$

$$D_c = D_o + 2 \cdot \delta_f \quad (3.44)$$

$$\gamma = [1 + 4 \cdot (\frac{P_d}{2 \cdot X_f})^2]^{0.5} \quad (3.45)$$

$$u_m = \frac{u_{fr}}{\sigma_s \cdot (1-\beta)} \quad (3.46)$$

$$\sigma_s = \frac{\sigma_f}{(F_p + \sigma_f)} \quad (3.47)$$

4. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นภายในเครื่องควบแน่น สารทำความเย็นที่ใช้ในการทดลองคือสารทำความเย็น R-22 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น ( $h_i$ ) สามารถคำนวณได้โดยใช้ความสัมพันธ์ดังสมการ [11]

$$h_i = \frac{(\frac{f_i}{8}) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr \cdot k_i}{1 + 12.7 \cdot (\frac{f_i}{8})^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1) \cdot D_i} \quad (3.48)$$

ค่าความต้านทานการไหลของสารทำความเย็นสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$f_i = [(0.790 \cdot \ln Re) - 1.64]^{-2} \quad (3.49)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.4.5 เครื่องระเหย [8], [9]

ลักษณะการคำนวณของเครื่องระเหยจะมีลักษณะการคำนวณคล้ายกับเครื่องควบแน่น แต่จะแตกต่างกันตรงสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ เนื่องจากเมื่อมีการใช้งานมักจะเกิดการควบแน่นของไอน้ำที่บริเวณผิวของเครื่องระเหย ทำให้พื้นผิวของเครื่องระเหยมีลักษณะเปียก และสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ จึงสามารถหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นได้ดังนี้

#### 1. การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องระเหย

เมื่ออากาศไหลผ่านเข้าเครื่องระเหย อุณหภูมิของอากาศจะลดลงจาก  $T_{e,i}$  เป็น  $T_{e,o}$  และเกิดความชื้นของอากาศควบแน่นบางส่วน จึงสามารถหาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหยได้จากสมการ

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_a(h_{m,in} - h_{m,out}) \quad (3.50)$$

จากสมการที่ (3.23), (3.24) และ (3.25) สามารถคำนวณหาอุณหภูมิของอากาศที่ไหลออกจากเครื่องระเหยได้จากสมการ

$$T_{e,o} = T_e + (T_{e,i} - T_e) \cdot \left( \exp \left[ -\frac{U_e A_e}{\dot{m}_a c_{p,a}} \right] \right) \quad (3.51)$$

#### 2. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

ในกรณีนี้จะเกิดการควบแน่นของไอน้ำที่เครื่องระเหย เนื่องจากสารทำความเย็นที่ไหลผ่านภายในท่อมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่าอากาศที่ไหลผ่าน เราสามารถหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของท่อติดครีที่มีลักษณะพื้นผิวเปียกได้จากสมการ [12]

$$U_e = \left[ \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o x_p}{A_m k_p} + \frac{1}{h_L} + \left( \frac{1}{h_{c,o} \left( 1 + \frac{h_{fg,w}(W_a - W_w)}{c_{p,a}(T_a - T_w)} \right)} \cdot \frac{1}{1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f)} \right) \right]^{-1} \quad (3.52)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำที่ควบแน่นสามารถหาได้จากสมการ

$$h_L = \frac{k_w}{\delta} \quad (3.53)$$

#### 3. สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นภายในเครื่องระเหย

เราสามารถหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นภายในเครื่องระเหยจากสมการที่ 3.53 [13]

$$h_{tp} = E \cdot h_{sp} + S \cdot h_{pool} \quad (3.54)$$

ความสัมพันธ์นี้อยู่ในช่วง  $2000 < Re < 12000$

$$\text{โดย } h_{sp} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot \frac{k_i}{D_i} \quad (3.55)$$

$$h_{pool} = 55 \cdot Pr^{0.12} \cdot (-\log Pr)^{-0.55} \cdot M^{-0.5} \cdot q^{0.67} \quad (3.56)$$

$$E = 1 + 2400(Bo)^{1.16} + 1.37(X_{tt})^{-0.86} \quad (3.57)$$

$$S = 1/1 + (1.15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re^{1.17}) \quad (3.58)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในส่วน E และ S คือ Enhancement Factor และ Suppression Factor ในกรณีที่มีลักษณะเป็นแนวอนและตัวเลขฟรูด (Froude Number) มีค่าน้อยกว่า 0.05 สามารถคำนวณหาค่า Enhancement Factor และ Suppression Factor ได้ดังนี้

$$E = Fr^{(0.1-2 \cdot Fr)} \quad (3.59)$$

$$S = Fr^{0.5} \quad (3.60)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_f^2 \cdot D_i \cdot g} \quad (3.61)$$

$$Bo = q'' / G \cdot h_{fg} \quad (3.62)$$

$$q'' = \mu_f \cdot h_{fg} \cdot \left[ \frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\sigma} \right]^{1/2} \cdot \left[ \frac{c_{p,f} \Delta T}{0.013 \cdot h_{fg} \cdot Pr_f^{1.7}} \right]^3 \quad (3.63)$$

Bo, M และ q'' คือตัวเลขการเดือด มวลโมเลกุล และอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ ส่วนตัวเลขเรย์โนลด์ส เนื่องจากสารทำความเย็นมีลักษณะเป็นของผสมตัวเลขเรย์โนลด์สสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.63

$$Re = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu} \quad (3.64)$$

ในส่วนค่าของ  $X_{tt}$  มีความสัมพันธ์กับคุณภาพของไอ, ความหนาแน่น และความหนืดนั้น สามารถคำนวณได้ดังสมการ

$$x_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (3.65)$$

ค่าความตึงผิว  $\sigma$  เกิดจากสารทำความเย็นได้รับความร้อนจนทำให้มีแรงมากกว่าค่าความตึงผิว ทำให้สารทำความเย็นเดือด สามารถหาได้จาก

$$\sigma = \sigma_0 \cdot T_R^a \cdot (1 - b \cdot T_R^c) \quad (3.66)$$

เมื่อ  $T_R = \left( 1 - \frac{T}{T_{critical}} \right)$  (3.67)

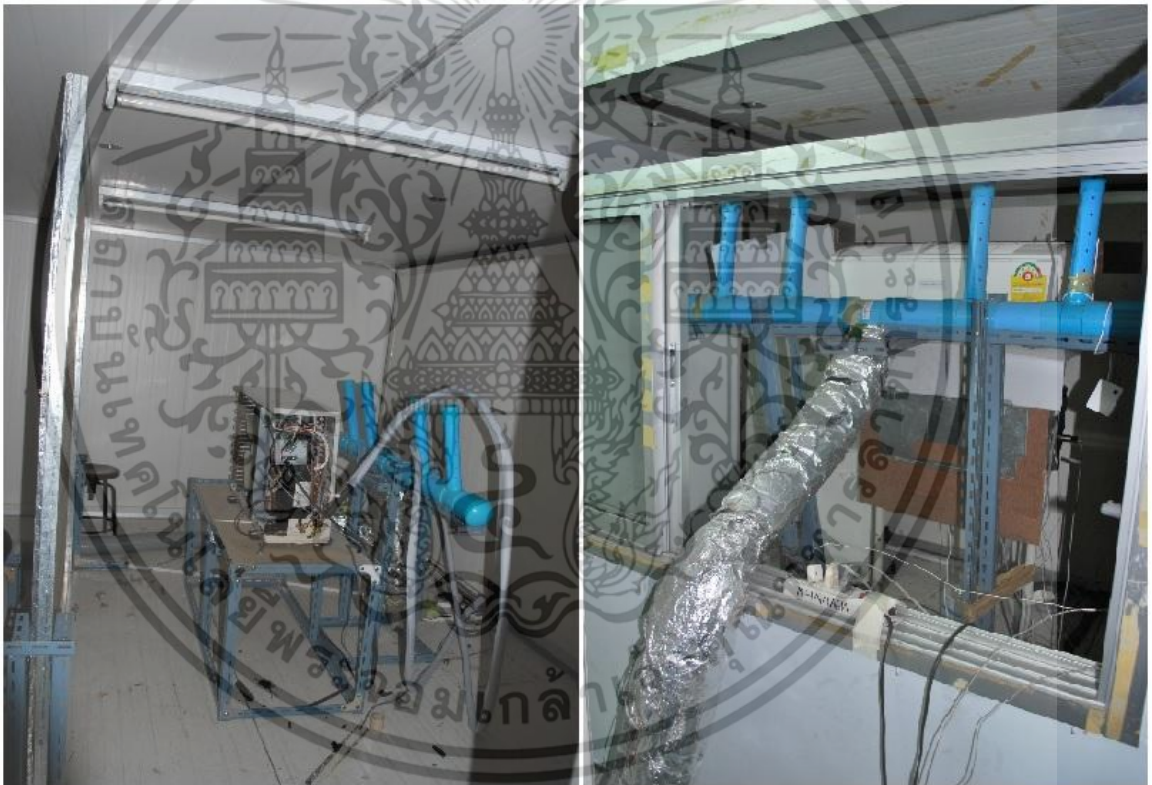
$$\sigma_0 = 0.06933 \frac{N}{m}$$

a=1.285, b=-0.154, c=0.87 และ  $T_{critical}$  คืออุณหภูมิวิกฤต

## บทที่ 4

### อุปกรณ์การทดลองและวิธีการดำเนินงานวิจัย

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงอุปกรณ์สำหรับการทดลองเพื่อศึกษาถึงผลกระทบของเครื่องปรับอากาศในกรณีการทดลองเพื่อทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศและการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ รวมถึงวิธีการทดลองที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้ รูปที่ 4.1 เป็นของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอก รวมถึงอุปกรณ์ต่างๆซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อต่อมา ซึ่งแสดงอยู่ในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 แสดงห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

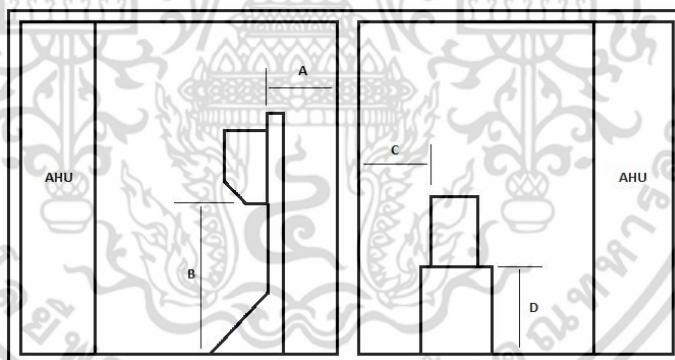
## 4.1 อุปกรณ์การทดลอง

### 4.1.1 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดสอบ

ในการทดลองในครั้งนี้ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนยี่ห้อ Haier รุ่น HSU-10LEA0-T ขนาด 9487.41 BTU/h ในการศึกษาดังรูปที่ 4.2 ซึ่งเป็นเครื่องปรับอากาศที่ใช้ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ โดยทำการติดตั้งชุดคอยล์เย็นและชุดคอยล์ร้อนให้เป็นไปตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.2 แสดงเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 4.3 แสดงมาตรฐานการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในห้องทดสอบ (มอก. 1155)

(A=300 mm, B=1400 mm, C=500 mm และ D=200-500 mm)

### 4.1.2 ชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

ชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นนี้ทำหน้าที่ในการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกให้เป็นไปตามที่กำหนด เพื่อกำหนดสภาวะต่างๆที่ต้องการทราบถึงผลที่เกิดขึ้นเมื่อมีสภาวะเปลี่ยนแปลงไป ซึ่งภายในชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นจะประกอบไปด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ขดลวดความร้อน ทำหน้าที่ในการเพิ่มอุณหภูมิในกรณีที่อยู่ในห้องจำลองสภาวะภายใน และห้องจำลองสภาวะภายนอกมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่าที่กำหนดแสดงอยู่ในรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 แสดงขดลวดความร้อนที่ใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิภายในห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอก

2. หม้อกำเนิดไอน้ำ ทำหน้าที่ในการเพิ่มความชื้นในกรณีที่อยู่ในห้องจำลองสภาวะภายใน และห้องจำลองสภาวะภายนอกมีความชื้นต่ำกว่าที่กำหนดแสดงอยู่ในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 แสดงหม้อกำเนิดไอน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น

3. พัดลม ทำหน้าที่ในการดูดอากาศภายในห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกเข้ามาเพื่อทำการเพิ่มอุณหภูมิและความชื้นและส่งออกไปสู่ห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกเช่นเดิมแสดงอยู่ในรูปที่ 4.6



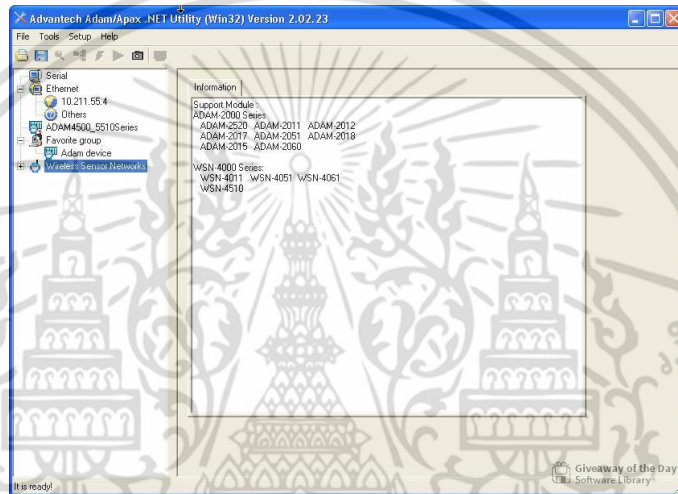
รูปที่ 4.6 แสดงพัดลมที่ใช้ในการดูดอากาศเข้ามาเพื่อปรับสภาวะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

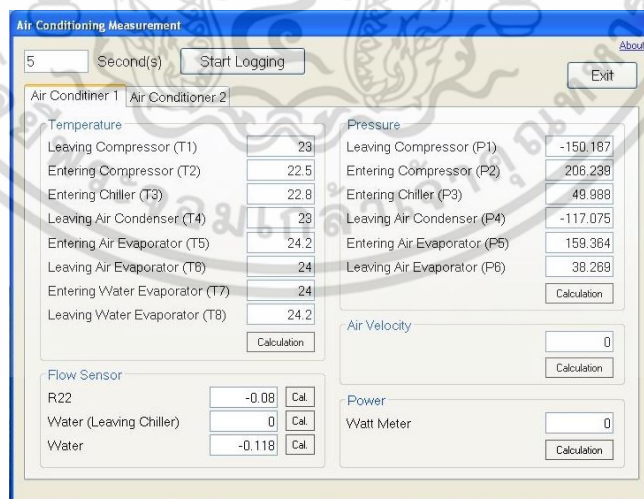
### 4.1.3 ชุดเก็บข้อมูล

ชุดเก็บข้อมูลนี้ทำหน้าที่ในการบันทึกผลที่ได้การทดลอง โดยในส่วนชุดเก็บข้อมูลนี้จะแบ่งเป็น 3 ส่วน คือส่วนของโปรแกรมที่ใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล ส่วนของอุปกรณ์ที่ใช้ในการแปลงสัญญาณและส่วนของอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับข้อมูล

1. ส่วนของโปรแกรมที่ใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูลทำหน้าที่ในการแสดงและบันทึกข้อมูลที่ได้รับมาจากอุปกรณ์ที่ใช้ในการบันทึกข้อมูลที่ได้จากห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอก ซึ่งรับค่าที่เป็นสัญญาณดิจิทัลมาจากอุปกรณ์ที่ใช้ในการบันทึกข้อมูล โดยสามารถแสดงบันทึกข้อมูลผ่านโปรแกรม ADAM Utility.NET ดังรูปที่ 4.7 หรือโปรแกรม AIR-CONDITION LOGGER ดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.7 แสดงโปรแกรม ADAM Utility.NET ซึ่งใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล



รูปที่ 4.8 แสดงโปรแกรม Air Conditioning Measurement ซึ่งใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ส่วนของอุปกรณ์ที่ใช้ในการแปลงสัญญาณ ทำหน้าที่ในการแปลงสัญญาณที่รับมาจากอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับข้อมูล ต่อจากนั้นส่งไปในส่วนของโปรแกรมที่ใช้ในแสดงและบันทึกข้อมูล เนื่องจากอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับข้อมูลสามารถรับข้อมูลในรูปสัญญาณทางไฟฟ้าจึงไม่สามารถแสดงและบันทึกผลที่ได้จากการทดลองผ่านโปรแกรม ADAM Utility.NET หรือโปรแกรม AIR-CONDITION LOGGER ได้ จึงต้องมีส่วนของอุปกรณ์ที่ใช้ในการแปลงสัญญาณเข้ามาเป็นตัวเชื่อมระหว่างโปรแกรมที่ใช้ในการแสดงและบันทึกข้อมูลและอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับข้อมูล เพื่อแปลงสัญญาณทางไฟฟ้าที่ถูกส่งมาจากอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับข้อมูลซึ่งเป็นสัญญาณทางไฟฟ้าให้เป็นสัญญาณดิจิทัลเพื่อให้สามารถแสดงและบันทึกข้อมูลผ่านโปรแกรม ADAM Utility.NET หรือโปรแกรม AIR-CONDITION LOGGER ได้ ในการทดลองในครั้งนี้ใช้ระบบเก็บข้อมูลแบบโมดูล (ADAM DATA-LOGGER) ซึ่งมีความสามารถในการเก็บข้อมูลได้ครอบคลุมและหลากหลายแสดงอยู่ในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 แสดงอุปกรณ์เก็บข้อมูลแบบโมดูล ADAM DATA-LOGGER

3. ส่วนของอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับข้อมูล ทำหน้าที่ในการรับข้อมูลจากการทดลองซึ่งจะประกอบไปด้วย อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ อุปกรณ์ตรวจวัดความดันและอุปกรณ์ตรวจวัดกระแสไฟฟ้า

- อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ ทำหน้าที่ในการตรวจวัดอุณหภูมิตามจุดต่างๆ การวัดอุณหภูมิจำเป็นต้องเลือกประเภทและชนิดของเครื่องมือวัดให้เหมาะสมกับลักษณะงานและการใช้งาน ซึ่งเครื่องมือวัดอุณหภูมิในทางอุตสาหกรรมนั้นมีให้เลือกมากมายหลายชนิดขึ้นอยู่กับช่วงของอุณหภูมิที่จะทำการวัด ความถูกต้องและแม่นยำ และความเร็วในการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ เครื่องมือการวัดอุณหภูมิที่นิยมใช้งานในอุตสาหกรรมคือเทอร์โมคัปเปิล ดังแสดงในรูปที่ 4.10 โดยเทอร์โมคัปเปิลมีช่วงอุณหภูมิที่สามารถวัดตั้งแต่  $-295^{\circ}\text{C}$  จนถึง  $1929^{\circ}\text{C}$  การเลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลจะเลือกที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางแตกต่างกันไป โดยหากเส้นผ่านศูนย์กลางโตจะมีช่วงการวัดอุณหภูมิที่สูงกว่าเทอร์โมคัปเปิลแบบมาตรฐาน ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลแบบ K

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(Type K Chromel Alumel) โดยช่วงใช้งานการวัดอุณหภูมิของเทอร์โมคัปเปิลแบบนี้สามารถตรวจวัดอุณหภูมิตั้งแต่  $-200^{\circ}\text{C}$  จนถึง  $1370^{\circ}\text{C}$  สายขั้วบวกทำมาจากโลหะผสมระหว่าง นิกเกิล 90% และโครเมียม 10% และสายขั้วลบทำมาจากโลหะผสมนิกเกิล 95% และของผสมระหว่างอลูมิเนียม แมงกานีสและซิลิคอน 5% คุณสมบัติเด่นของเทอร์โมคัปเปิลแบบ K คือให้แรงเคลื่อนเอาต์พุตสูง แสดงอยู่ในรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 แสดงตรวจวัดอุณหภูมิเทอร์โมคัปเปิลแบบ K

- อุปกรณ์ตรวจวัดความดัน ทำหน้าที่ในการตรวจวัดความดันตามจุดต่างๆ การวัดความดันนั้นจำเป็นต้องเลือกอุปกรณ์การวัดความดันให้เหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกใช้ อุปกรณ์ตรวจวัดความดันของ SIEMENS รุ่น QBE2001-P25U ซึ่งเหมาะกับงานตรวจวัดความดันของสารทำความเย็นสามารถรับแรงดันได้ตั้งแต่  $-1\text{ bar}$  จนถึง  $24\text{ bar}$  หรือ  $-100\text{ kPa}$  ถึง  $2400\text{ kPa}$  ซึ่งอยู่ในช่วงที่เหมาะสมกับช่วงการวัดความดันในงานวิจัยในครั้งนี้แสดงอยู่ในรูปที่ 4.11



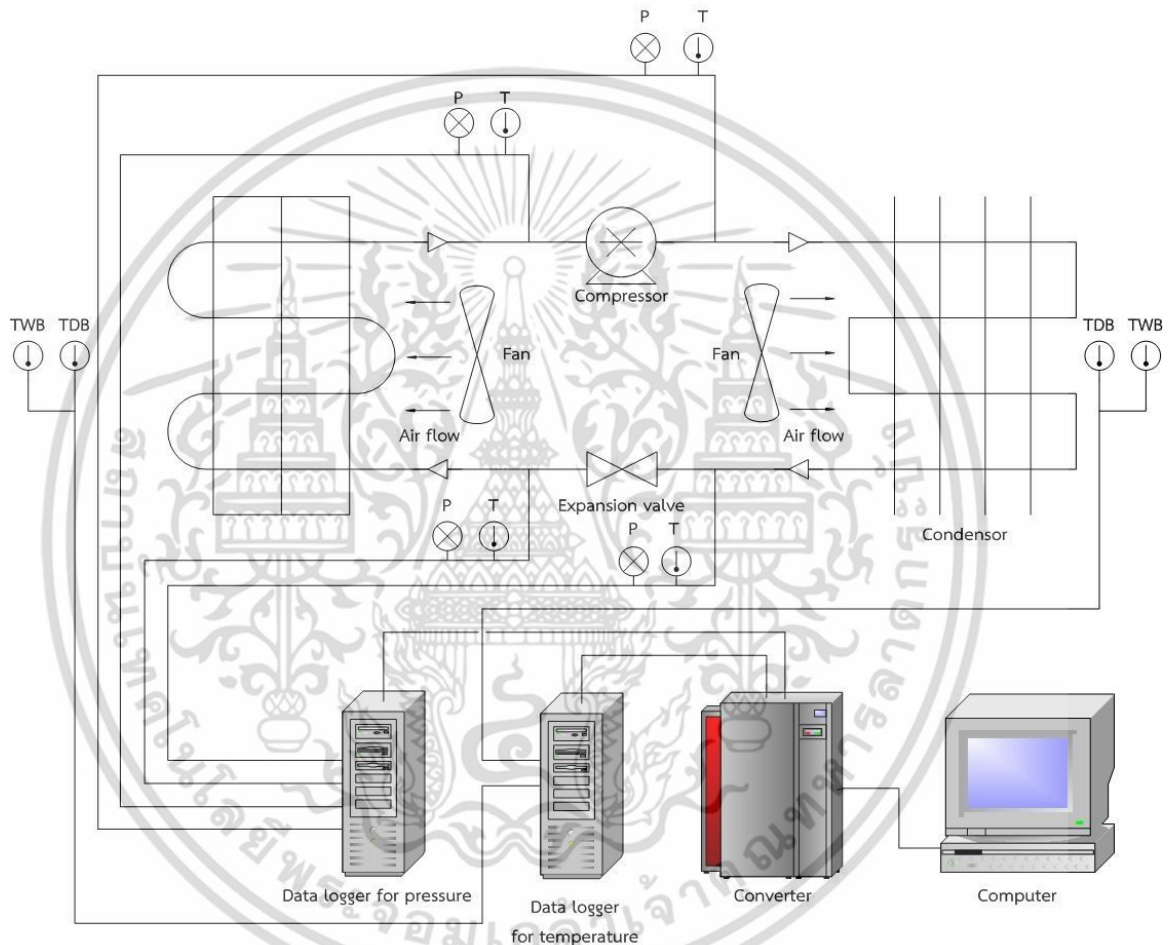
รูปที่ 4.11 แสดงอุปกรณ์ตรวจวัดความดัน SIEMENS รุ่น QBE2001-P25U และอุปกรณ์ตรวจวัดกระแสไฟฟ้า Clam meter

- อุปกรณ์ตรวจวัดกระแสไฟฟ้า ทำหน้าที่ในการตรวจวัดกระแสไฟฟ้าที่ใช้ในคอมเพรสเซอร์ ในการทดลองในครั้งนี้ใช้ Clamp meter data logger เป็นตัวตรวจวัดอัตราการใช้กระแสของ

คอมเพรสเซอร์แสดงอยู่ในรูปที่ 4.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการทดลองในครั้งนี้ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดความดันและอุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิไว้ตามจุดต่างๆ อุปกรณ์ที่ทำการตรวจวัดความดันและอุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิที่ติดตั้งไว้ใน การทดลองในครั้งนี้จะทำส่งข้อมูลที่เป็นสัญญาณทางไฟฟ้าจึงต้องมีการนำอุปกรณ์แปลงสัญญาณเข้ามา เพื่อแปลงสัญญาณทางไฟฟ้าให้เป็นสัญญาณดิจิทัล เพื่อให้ชุดคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการแสดงผลและบันทึกข้อมูลสามารถแสดงผลและเก็บบันทึกข้อมูลได้ ซึ่งจุดติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดความดันและอุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ รวมถึงการเชื่อมต่อของสายส่งข้อมูลถึงตัวแปลงสัญญาณแสดงดังรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 แสดงจุดที่ติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน อุณหภูมิ และอัตราการใช้กระแสไฟฟ้า

#### 4.1.4 ท่อทองแดง

ท่อทองแดงทำหน้าที่เป็นตัวกลางคอยลำเลียงสารทำความเย็นภายในระบบปรับอากาศระหว่างชุดคอยล์ร้อนและชุดคอยล์เย็น ซึ่งชนิดของท่อทองแดงนั้นมีหลายแบบให้เลือกใช้ ในงานที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นต้องเลือกใช้ชนิดของท่อสารทำความเย็นให้เหมาะสม

ลักษณะของท่อทองแดงที่ใช้ในงานซึ่งเกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นจะมีน้ำหนักเบา ไม่เป็นสนิมและภายหลังการติดตั้งแล้วจะมีสภาพคงทนและใช้งานได้นานกว่าท่อชนิดอื่นๆ ถึงแม้จะมีราคาที่สูงกว่าชนิดอื่นก็ตาม แต่เมื่อเทียบกับต้นทุนการติดตั้งแล้วจะคุ้มค่ากว่าชนิดอื่น เพราะไม่ต้องใช้ช่างเชื่อมหรือบัดกรี และไม่ต้องใช้อุปกรณ์พิเศษในการเชื่อมหรือบัดกรีอีกด้วย ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แพงมากกว่าท่อชนิดอื่นๆ แต่เป็นวัสดุที่หาได้ง่ายมีสภาพแข็งแรงสามารถดัดให้เปลี่ยนแปลงตามลักษณะพื้นที่ติดตั้งได้ ท่อทองแดงที่ใช้ในงานที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นมี 3 แบบ คือ

1. ท่อทองแดงแบบ M (Type M) ท่อทองแดงแบบ M มีลักษณะของผนังท่อบาง ซึ่งไม่สามารถใช้กับงานที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็น

2. ท่อทองแดงแบบ L (Type L) ท่อทองแดงแบบ L มีลักษณะของผนังท่อหนาจนถึงปานกลาง ซึ่งสามารถใช้กับงานที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นได้

3. ท่อทองแดงแบบ K (Type K) ท่อทองแดงแบบ K มีลักษณะของผนังท่อหนามาก ซึ่งสามารถใช้กับงานที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นได้

ในการทดลองในครั้งนี้เลือกใช้ท่อทองแดงแบบ L (Type L) ซึ่งสามารถใช้กับงานที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นและมีราคาที่ไม่สูงมากนัก และเหมาะสมสำหรับใช้งานกับเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กแสดงอยู่ในรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 แสดงท่อทองแดงที่ใช้ในการทดลอง

#### 4.1.5 สารทำความเย็น

น้ำยาหรือสารทำความเย็นคือสารตัวกลางสำหรับถ่ายเทความร้อน โดยการดูดซึมความร้อนเข้าสู่ตัวเอง สารหลายอย่างได้ถูกนำมาใช้เป็นสารทำความเย็นในอดีตมีการใช้อากาศ แอมโมเนียมซัลเฟอร์ไดออกไซด์ คาร์บอนไดออกไซด์และเมทิลคลอไรด์ในการทำความเย็น แต่ในปัจจุบันนิยมใช้สารประกอบฟลูโอเรทไฮโดรคาร์บอนชนิดต่างๆ เช่น Freon เป็นชื่อในการค้าของผู้ผลิตคือ บริษัทดูปองค์ ซึ่งแต่ละชนิดมีความเหมาะสมในการใช้งานที่ต่างกันดังแสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็นกับงานระบบปรับอากาศชนิดต่างๆ

สารทำความเย็น	ชื่อเต็ม	สูตรเคมี	ชนิดคอมเพรสเซอร์	งานที่ใช้
R-11	ไตรคลอโรโมโนฟลูออโรมีเทน	CC3F	หอยโข่ง	ระบบปรับอากาศขนาดใหญ่
R-12	ไดคลอโรไดฟลูออโรมีเทน	CC2F2	ลูกสูบโรตารี	ตู้เย็นใช้ตามบ้านตู้ , โซฟาอาหารแช่แข็งปรับอากาศที่พิกอาศัยและอาคารพาณิชย์ และปรับอากาศในรถยนต์
R-22	โมโนคลอโรไดฟลูออโรมีเทน	CHCIF2	ลูกสูบโรตารี	ที่พิกอาศัยอาคาร , โรงงานแช่ ,พาณิชย์แช่อาหาร และเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก
R-502	ของผสมอะซีโอโทรปิดของ R-22 และ R-115 โดยใช้อัตราส่วน 48.8% และ 51.2%	CHCIF2 C2CIF2	ลูกสูบ	โกดังโรงงานแช่แข็ง , อาหารและไอศกรีม

สารทำความเย็นนี้ทำหน้าที่ในการดูดความร้อนจากเครื่องระเหยทำให้มีอุณหภูมิลดลง และนำความร้อนไประบายออกที่เครื่องควบแน่น โดยในงานวิจัยนี้ใช้สารทำความเย็น R-22 หรือ Refrigerant-22 ในการทดลอง ซึ่งสารทำความเย็น R-22 นิยมใช้ในระบบปรับอากาศในปัจจุบัน

สารทำความเย็นชนิดนี้เป็นสารทำความเย็นที่อยู่ในกลุ่มฟลูออโรคาร์บอนจึงไม่เป็นพิษ เหมาะที่จะนำมาใช้กับระบบทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำ ที่ความดันบรรยากาศมีจุดเดือด -40.8 องศาเซลเซียส ในปัจจุบันนิยมใช้กับเครื่องปรับอากาศเพราะเครื่องอัดที่ใช้กับระบบนี้มีขนาดเล็กมาก

ข้อได้เปรียบที่เหนือกว่าสารทำความเย็น R-12 คือสารทำความเย็น R-22 จะทำงานที่ความดันสูงกว่าและได้ความดันที่เส้นทางออกสูงกว่าในขณะที่ใช้กำลังเครื่องอัดเท่ากัน ซึ่งข้อดีของสารทำความเย็น R-22 ที่เหนือกว่าสารทำความเย็น R-12 คือใช้เครื่องอัดที่เล็กกว่าเนื่องจากมีปริมาตรจำเพาะน้อยกว่า ส่วนข้อด้อยของสารทำความเย็น R-22 ที่ด้อยกว่าสารทำความเย็น R-12 คือสารทำ

ความเย็น R-12 มีราคาต่ำกว่า และความดันในเครื่องอัดต่ำและมีแนวโน้มในการรั่วไหลจะมีน้อยกว่า รวมถึงอุณหภูมิที่ทางออกของเครื่องอัดต่ำกว่าด้วย

สารทำความเย็น R-22 สามารถรวมกับน้ำมันได้ ซึ่งสามารถพบได้ในส่วนของเครื่องควบแน่น แต่จะแยกออกจากกันในส่วน of เครื่องระเหย โดยที่อุณหภูมิสำหรับการแยกตัวนั้นจะขึ้นอยู่กับชนิด และปริมาณน้ำมันที่ผสมอยู่ในสารทำความเย็นแสดงอยู่ในรูปที่ 4.14



รูปที่ 4.14 แสดงสารทำความเย็น R-22

#### 4.1.6 เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่

ทำหน้าที่ในการสร้างความเย็นให้กับห้องจำลองสภาวะภายนอก เนื่องจากห้องจำลองสภาวะภายนอกจะเป็นห้องที่มีความร้อนสูงมากเนื่องจากการติดตั้งเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศอยู่ จึงจำเป็นต้องมีเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่คอยสร้างความเย็นเพื่อให้อยู่ในระดับที่ต้องการ ซึ่งเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่นี้ก็จะมีหลายขนาดให้เลือกใช้ ซึ่งการเลือกใช้เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่จะต้องเลือกให้เหมาะสมกับขนาดของเครื่องปรับอากาศ ถ้าเกิดมีขนาดที่ไม่เหมาะสมการสร้างความเย็นของเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่อาจทำได้ไม่เพียงพอส่งผลให้ค่าที่ได้จากการทดลองมีค่าที่ผิดพลาดอย่างมาก ซึ่งในการวิจัยในครั้งนี้ใช้เครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่มีขนาด 30,000 BTU/hr โดยเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองมีขนาดไม่เกิน 10,000 BTU/hr ซึ่งเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่มีความสามารถเพียงพอในการสร้างความเย็นให้ห้องจำลองสภาวะภายนอก โดยเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ที่ใช้ในการทดลองในครั้งนี้แสดงอยู่ในรูปที่ 4.15



รูปที่ 4.15 แสดงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ที่ใช้ในการทดลอง

## 4.2 วิธีการดำเนินงานวิจัย

### 4.2.1 อุณหภูมิที่ใช้ในการทดลอง

ในการทดลองเพื่อศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นต่อเครื่องปรับอากาศ และแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้น ต้องทำการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอก ให้เป็นไปตามที่กำหนดซึ่งอ้างอิงมาจาก มอก.1155 โดยในงานวิจัยได้ทำการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 อุณหภูมิที่ใช้ในการควบคุมห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอก

	อุณหภูมิ (°C)	
	กระเปาะแห้ง	กระเปาะเปียก
ห้องจำลองสภาวะภายใน	27±0.5	19±0.5
ห้องจำลองสภาวะภายนอก	35±0.5	24±0.5

### 4.2.2 การหาค่าความร้อนร่วไหล

การทดลองในครั้งนี้ทำการทดลองในห้องทดสอบตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก1155 .) หลังจากนั้น นำผลที่ได้จากการทดลองนำมาวิเคราะห์หาค่าขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของ เครื่องปรับอากาศ โดยนำอุณหภูมิที่ตรวจวัดได้มาทำการวิเคราะห์ ซึ่งในระหว่างการทดลองเพื่อเก็บ บันทึกผลจะเกิดค่าความร้อนร่วไหลจากภายนอกเข้าสู่ภายในห้องทดลองโดยผ่านผนังกันห้อง โดยจะ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่งผลถึงผลที่ได้จากการวิเคราะห์ทำให้มีค่าความคลาดเคลื่อน จึงต้องมีการหาค่าความร้อนรั่วไหลที่เกิดขึ้นระหว่างการทดลอง เพื่อใช้ประกอบการวิเคราะห์เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่มีความน่าเชื่อถือ โดยสามารถหาค่าความร้อนรั่วไหลได้จากความสัมพันธ์ดังสมการที่ 4.1

$$q = \frac{T_o - T_i}{\frac{t_1}{k_1 A} + \frac{t_2}{k_2 A} + \dots + \frac{t_n}{k_n A}} \quad (4.1)$$

เมื่อ  $T_o$  คือ อุณหภูมิภายนอกของผนัง (K)

$T_i$  คือ อุณหภูมิภายในของผนัง (K)

$t$  คือ ความหนาวัสดุ (mm)

$k$  คือ ค่าการนำความร้อน (W/m.K)

$A$  คือ พื้นที่วัสดุ ( $m^2$ )

จากการตรวจสอบผนังห้องทดสอบพบว่า ผนังของห้องทดสอบเกิดจากการนำวัสดุ 2 ชนิดมาใช้ในการสร้างเป็นผนัง คือ อลูมิเนียมและโฟม โดยมีแผ่นโฟมอยู่บริเวณตรงกลางและถูกประกบด้วยแผ่นอลูมิเนียมทั้ง 2 ด้าน โดยความหนาของวัสดุ ค่าการนำความร้อน และพื้นที่ของผนังในแต่ละด้านแสดงดังตารางที่ 4.3 และ 4.4

ตารางที่ 4.3 พื้นที่ผนังห้องทดสอบ

ผนังแผ่นที่	พื้นที่ห้องจำลองสถานะภายใน ( $m^2$ )	พื้นที่ห้องจำลองสถานะภายนอก ( $m^2$ )
1	4.214	8.205
2	8.034	8.034
3	8.406	12.017
4	4.214	8.205
5	8.034	6.205
6	8.406	12.017

ตารางที่ 4.4 ความหนาและค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้สร้างผนังห้องทดสอบ

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

เมื่อทราบถึง ความหนาของวัสดุ ค่าการนำความร้อน พื้นที่ของผนังแต่ละด้าน อุณหภูมิภายในและภายนอกของผนัง สามารถใช้ความสัมพันธ์ดังสมการที่ 4.1 คำนวณหาค่าความร้อนรั่วไหล

เพื่อใช้ในการประกอบการวิเคราะห์ผลได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษานี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 4.2.3 การสอบเทียบเครื่องมือวัด

การทดลองจะไม่สามารถดำเนินการได้ หากไม่ได้ทำการสอบเทียบเครื่องมือวัด ซึ่งในการทดลองในครั้งนี้ได้มีการนำ สายเทอร์โมคัปเปิล มาใช้ในการตรวจวัดอุณหภูมิที่เกิดขึ้นระหว่างการทดลองเพื่อนำไปใช้ในการวิเคราะห์ผลการทดลอง ซึ่งจากการสอบเทียบสายเทอร์โมคัปเปิลด้วยเครื่องสอบเทียบอุณหภูมิ พบว่าไม่มีค่าความผิดพลาดเกิดขึ้น

### 4.2.4 วิธีการทดลอง

#### 4.2.2.1 การทดลองเพื่อทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ

ในการทดลองเพื่อศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นเพื่อทราบถึงปัญหา สามารถทำได้ดังนี้

1. เริ่มการทดลองโดยทำการเปิดเครื่องปรับอากาศให้ทำงานเต็มที่ที่  $16^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิของห้องจำลองสถานะภายในต่ำกว่าอุณหภูมิที่กำหนดไว้ใน การทดลอง
2. ทำการเปิดเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ (Chiller) เพื่อให้อุณหภูมิของห้องจำลองสถานะภายนอกต่ำกว่าอุณหภูมิที่กำหนดไว้ใน การทดลอง
3. ทำการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสถานะภายในและห้องจำลองสถานะภายนอกผ่านชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น (AHU)
4. เมื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสถานะภายในและห้องจำลองสถานะภายนอกให้เป็นไปตามที่กำหนดไว้ใน การทดลองได้แล้ว จึงเริ่มทำการบันทึกค่าต่างๆที่ได้จากการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมงด้วยโปรแกรม Air Condition Measurement
5. นำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาคำนวณเพื่อหาค่าขีดความสามารถการทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ (COP) และค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ (EER)

การทดลองที่กล่าวมาข้างต้นนี้ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาผลของการติดตั้งเครื่องปรับอากาศเมื่อมีระยะที่เพิ่มมากขึ้นและผลของอุณหภูมิภายนอกที่ระดับอุณหภูมิต่างๆเพื่อต้องการทราบถึงปัญหา โดยทำการเปลี่ยนระยะการทดลองเป็น 3 ระยะคือ 10, 17 และ 19 เมตร โดยทำการเปรียบเทียบกับระยะท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร (ในกรณีระยะที่เพิ่มมากขึ้น) และที่อุณหภูมิของห้องจำลองสถานะภายนอกที่ 30, 40 และ 45 องศาเซลเซียส โดยทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายนอก 35 องศาเซลเซียส (ในกรณีอุณหภูมิภายนอกที่ระดับต่างๆ) เมื่อทราบถึงสาเหตุของปัญหาที่เกิดขึ้นเมื่อมีระยะการติดตั้งที่เพิ่มมากขึ้นและระดับอุณหภูมิภายนอกที่ระดับอุณหภูมิต่างๆ หลังจากนั้นจึงทำการทดลองถึงวิธีการแก้ไขปัญหา

#### 4.2.2.2 การทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ

เมื่อทำการทดลองในขั้นต้นเรียบร้อยแล้ว ในต่อมาจะทำการทดลองถึงวิธีการแก้ปัญหาตามที่ได้ตั้งสมมติฐานขึ้นมา โดยสามารถทำได้ดังนี้

1. เริ่มการทดลองโดยทำการเปิดเครื่องปรับอากาศให้ทำงานเต็มที่ที่  $16^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิของห้องจำลองสถานะภายในต่ำกว่าอุณหภูมิที่กำหนดไว้ใน การทดลอง
- เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

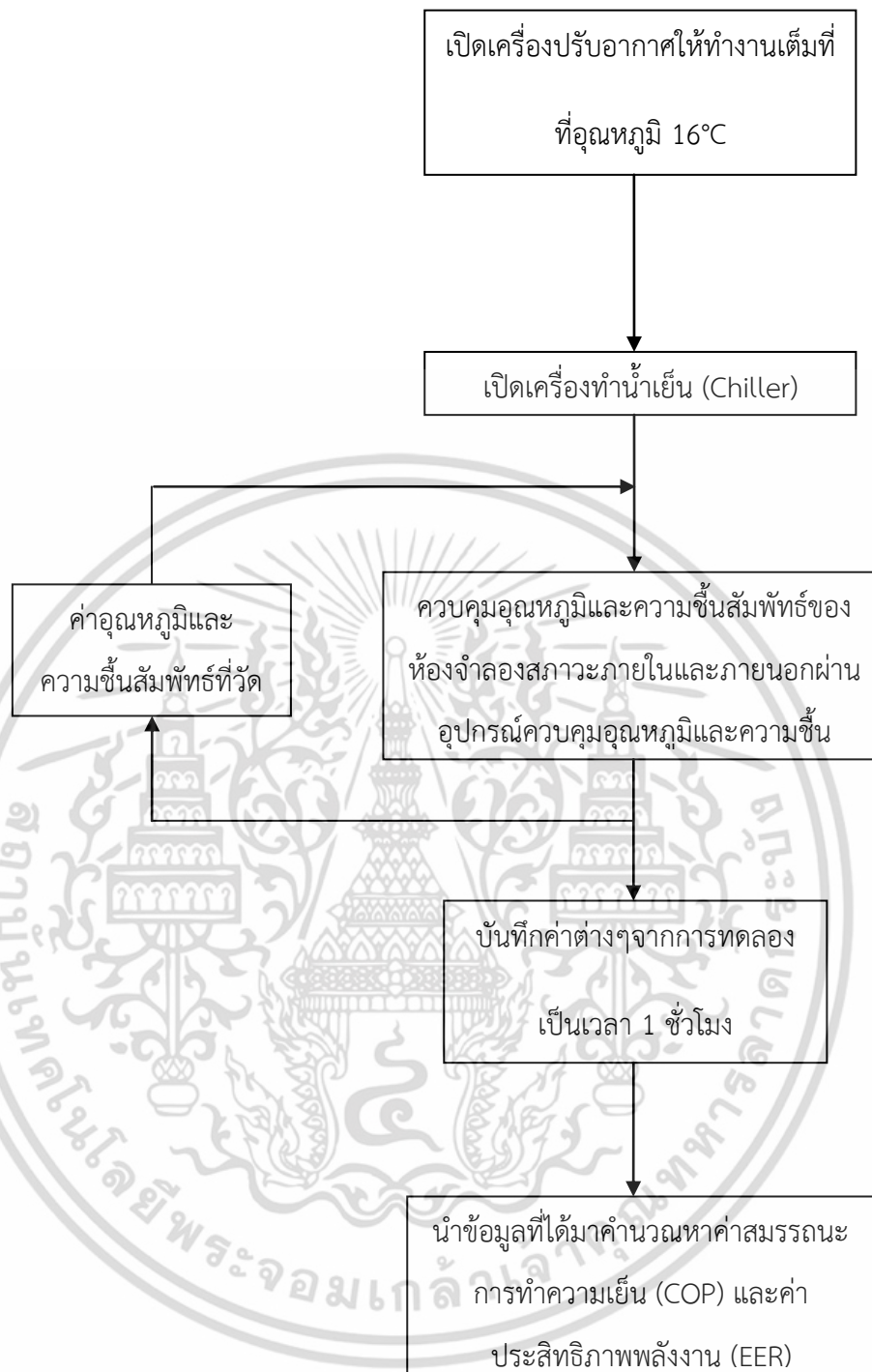
2. ทำการเปิดเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ (Chiller) เพื่อให้อุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกต่ำกว่าอุณหภูมิที่กำหนดไว้ในการทดลอง

3. ทำการควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกผ่านชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น (AHU)

4. เมื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกให้เป็นไปตามที่กำหนดไว้ในการทดลองได้แล้ว จึงเริ่มทำการบันทึกค่าต่างๆที่ได้จากการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมงด้วยโปรแกรม Air Condition Measurement

5. นำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาคำนวณเพื่อหาค่าชี้วัดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ (COP) และค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ (EER)

กระบวนการทดลองที่ใช้ในการทดลองถึงวิธีการแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นโดยทำตามสมมติฐานที่ตั้งขึ้นมีลักษณะการทดลองเหมือนกับวิธีการทดลองเพื่อทราบถึงผลกระทบกับเครื่องปรับอากาศ แต่ในการทดลองในกระบวนการนี้เรามุ่งเป้าหมายไปในกรณีเมื่อมีการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีระยะเพิ่มมากขึ้นโดยใช้การเปลี่ยนขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ โดยกำหนดให้ระยะที่ใช้ในการทดลองปัญหาเป็น 17 เมตร และทำการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำจากขนาดปกติที่ใช้ในการติดตั้งคือ 3/8 นิ้ว เป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว เพื่อทดลองถึงผลที่เกิดขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ และทำการทดลองเช่นเดียวกันอีกครั้ง ซึ่งการทดลองทั้งการทดลองเพื่อทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศและการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศสามารถเขียนเป็นแผนผังวิธีการทดลองได้ดังรูปที่ 4.17



รูปที่ 4.17 แสดงแผนผังวิธีการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### การทดลองและผลการทดลอง

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลการทดลองในการศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศในกรณีต่างๆ และทดลองถึงแนวทางการแก้ปัญหาโดยนำเสนอเนื้อหาเกี่ยวข้องกับ ค่าความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ ค่าขีดความสามารถการทำความเย็น ค่าสมรรถนะการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ การศึกษาแนวโน้มของการทดลองตามทฤษฎี และแนวโน้มของผลลัพธ์ในด้านพลังงาน ขีดความสามารถการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงาน

#### 5.1 การทดลองเพื่อทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการศึกษาเพื่อทราบถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศในกรณีต่างๆ ซึ่งในงานวิจัยในครั้งนี้ได้ศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศใน 2 กรณี คือ อุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

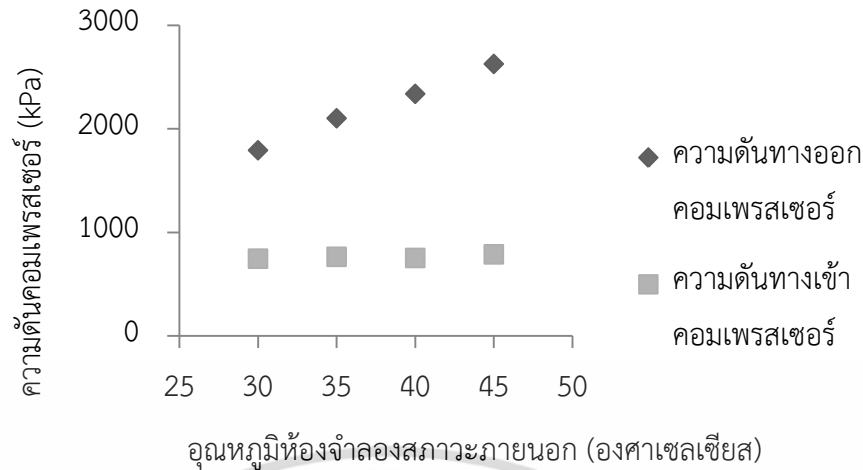
##### 5.1.1 อุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกัน

การทดลองในกรณีนี้ผู้ทำการทดลองได้ทำการทดลองโดยทำการควบคุมอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายในที่ 27 องศาเซลเซียส ทำการทดลองอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกที่ 30, 40 และ 45 องศาเซลเซียส โดยทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 35 องศาเซลเซียส หลังจากนั้นทำการบันทึกผลการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศ (มอก. 1155)

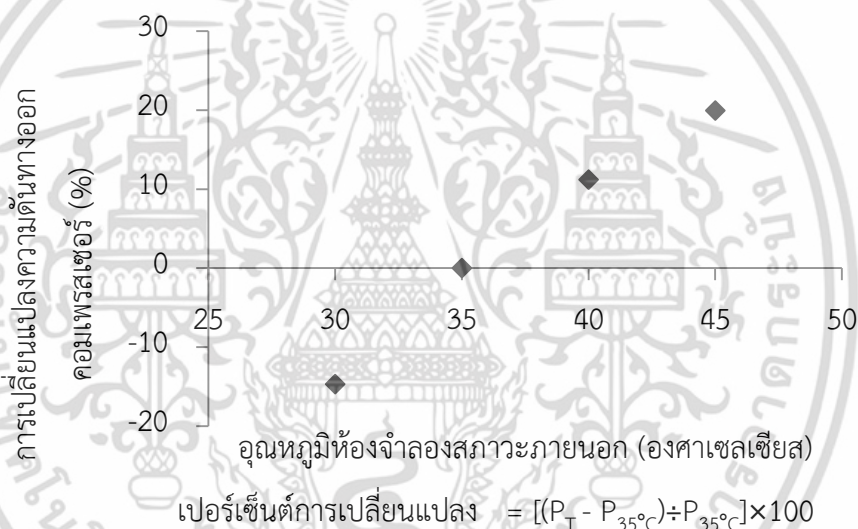
จากการทดลองพบว่า ค่าความดันด้านทางออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามระดับอุณหภูมิที่เพิ่มมากขึ้นและจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิภายนอกมีค่าลดลงดังแสดงในรูปที่ 5.1 ซึ่งจากรูปแสดงความดันทางเข้าและความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ โดยสามารถสังเกตเห็นได้ถึงค่าความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์นั้นอยู่ในระดับที่ใกล้เคียงกัน ในส่วนความดันทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นจะเพิ่มขึ้นและลดลงตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นและลดลงอย่างชัดเจน

โดยจากผลการทดลองพบว่าความดันทางออกคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลง 14.71 เปอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกที่ 30 องศาเซลเซียส และมีค่าเพิ่มมากขึ้น 11.2 และ 19.95 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกที่ 40 และ 45 องศาเซลเซียส เมื่อทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 35 องศาเซลเซียส ดังรูปที่ 5.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1 แสดงความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกัน

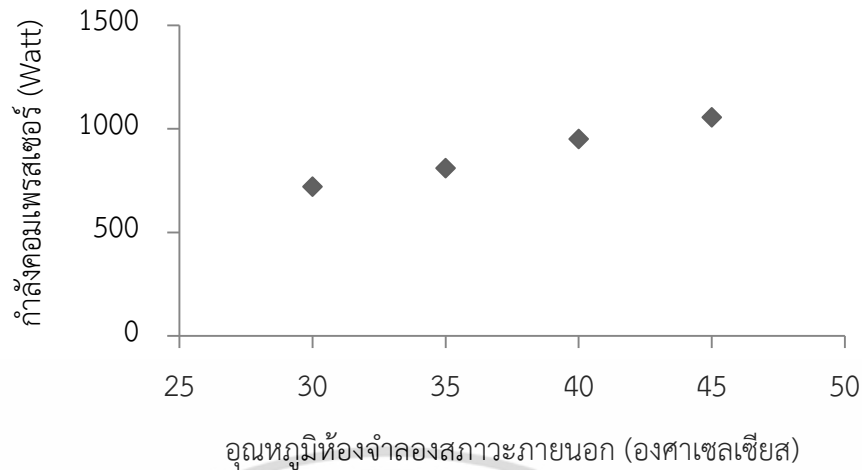


รูปที่ 5.2 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกัน

ซึ่งความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์มีค่าไม่เปลี่ยนแปลงแต่ความดันทางออกของคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้นจะส่งผลให้อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้น และอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์จะมีค่าลดลงเมื่อความดันด้านทางออกของคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลงดังรูปที่ 5.3

โดยพบว่าที่อุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายนอก 30 องศาเซลเซียส กำลังของคอมเพรสเซอร์ลดลง 11.02 เปอร์เซ็นต์ และที่อุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายนอก 40 และ 45 องศาเซลเซียส มีค่าเพิ่มขึ้น 17.35 และ 30.25 เปอร์เซ็นต์ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลองสถานะภายนอก 35 องศาเซลเซียส ดังรูปที่ 5.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

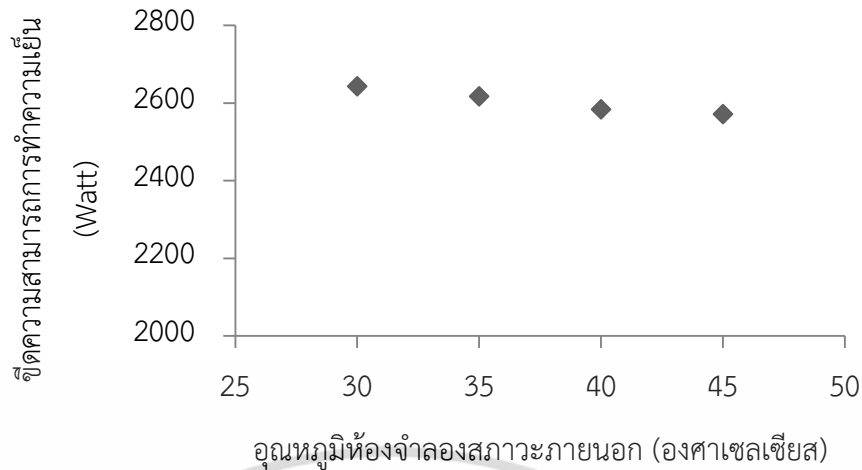


รูปที่ 5.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

เมื่อคำนวณค่าขีดความสามารถการทำงานเย็นที่ได้พบว่าค่าขีดความสามารถการทำงานเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกที่ระดับต่างๆมีค่าเพิ่มขึ้นเพียงเล็กน้อยและลดลงเพียงเล็กน้อยเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกลดลงและเพิ่มขึ้น หรือสามารถสรุปได้ว่าไม่ส่งผลต่อค่าขีดความสามารถการทำงานเย็น ดังรูปที่ 5.5

โดยพบว่าค่าขีดความสามารถการทำงานเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น 0.98 เฮอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 30 องศาเซลเซียส และมีค่าลดลง 1.27 และ 1.74 เฮอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 40 และ 45 องศาเซลเซียส เมื่อทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 35 องศาเซลเซียส ดังรูปที่ 5.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.5 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป



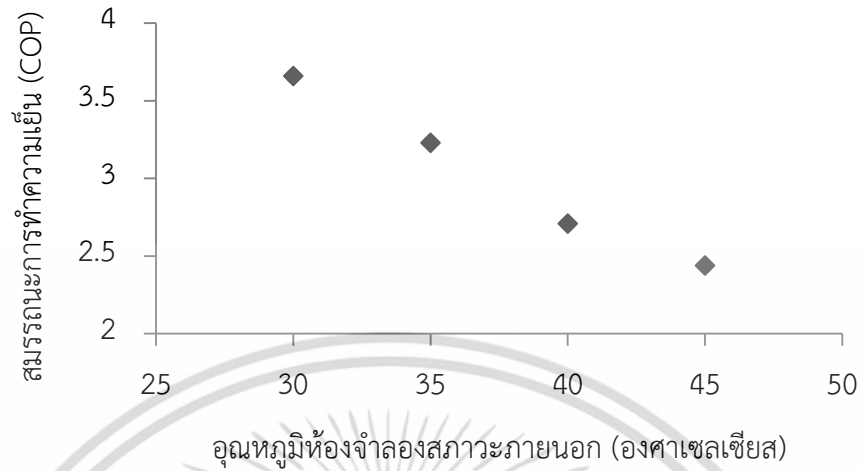
$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(Q_T - Q_{35^\circ\text{C}}) \div Q_{35^\circ\text{C}}] \times 100$$

รูปที่ 5.6 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

ในส่วนค่าสมรรถนะการทำความเย็นพบว่าค่าสมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกมีค่าลดลงและค่าสมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกเพิ่มขึ้น ทั้งนี้ตามความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.3 ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่าขีดความสามารถการทำความเย็นและอัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์ เมื่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นแทบจะไม่มีเปลี่ยนแปลง แต่อัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์มีการเพิ่มขึ้นและลดลงอย่างชัดเจน จึงส่งผลให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิลดลง และมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มมากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 5.7

โดยพบว่าค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น 13.31 เปอร์เซ็นต์ที่อุณหภูมิภายนอก 30 องศาเซลเซียส และมีค่าลดลง 16.09 และ 24.45 เปอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิภายนอก 40 และ 45 องศา

เซลเซียส เมื่อทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 35 องศาเซลเซียส ดังรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.7 แสดงสมรรถนะการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป



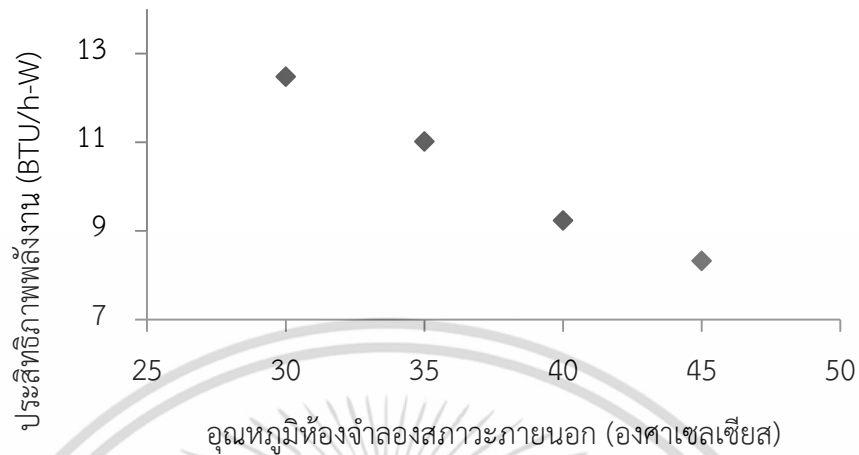
$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(COP_T - COP_{35^{\circ}C}) \div COP_{35^{\circ}C}] \times 100$$

รูปที่ 5.8 แสดงการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

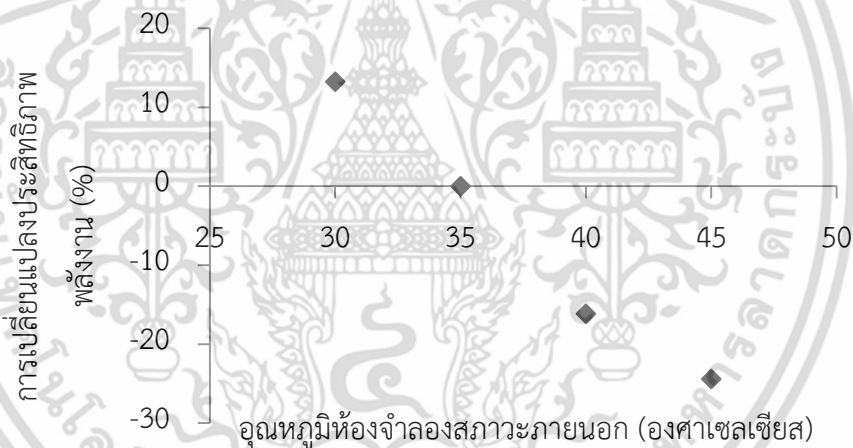
ในส่วน of ค่าประสิทธิภาพพลังงานพบว่า มีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกมีค่าลดลง และมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกมีค่าเพิ่มมากขึ้น ตามความสัมพันธ์ในสมการที่ 3.4 เช่นเดียวกับค่าสมรรถนะการทำความเย็น โดยแสดงในรูปที่ 5.9

โดยพบว่าค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเพิ่มมากขึ้น 13.24 เปอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอก 30 องศาเซลเซียส และมีค่าลดลง 16.15 และ 24.41 เปอร์เซ็นต์ ที่อุณหภูมิห้อง

จำลองสภาวะภายนอก 40 และ 45 องศาเซลเซียส เมื่อทำการเปรียบเทียบกับอุณหภูมิห้องจำลอง สภาวะภายนอก 35 องศาเซลเซียส ดังรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.9 แสดงประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป



$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(EER_T - EER_{35^{\circ}\text{C}}) \div EER_{35^{\circ}\text{C}}] \times 100$$

รูปที่ 5.10 แสดงการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

จากการทดลองในกรณีอุณหภูมิภายนอกที่ระดับต่างๆพบว่า ระดับอุณหภูมิที่ลดลงและเพิ่มขึ้นส่งผลต่อความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ โดยเมื่ออุณหภูมิมี่ค่าลดลงส่งผลให้ปริมาตรของสารทำความเย็นมีค่าลดลงจึงส่งผลให้ความดันมีค่าลดลงตามไปด้วยและเมื่ออุณหภูมิมี่ค่าเพิ่มขึ้นก็จะส่งผลให้ปริมาตรของสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มมากขึ้นจึงส่งผลให้ความดันมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าทางเข้าคอมเพรสเซอร์นั้นมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยหรือสามารถสรุปได้ว่าไม่มีการเปลี่ยนแปลง ส่วนความดันทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นมีการเปลี่ยนแปลงโดยมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิมี่ค่าลดลงและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระดับอุณหภูมิที่เพิ่มมากขึ้น ส่งผลต่ออัตราการใช้อากาศนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

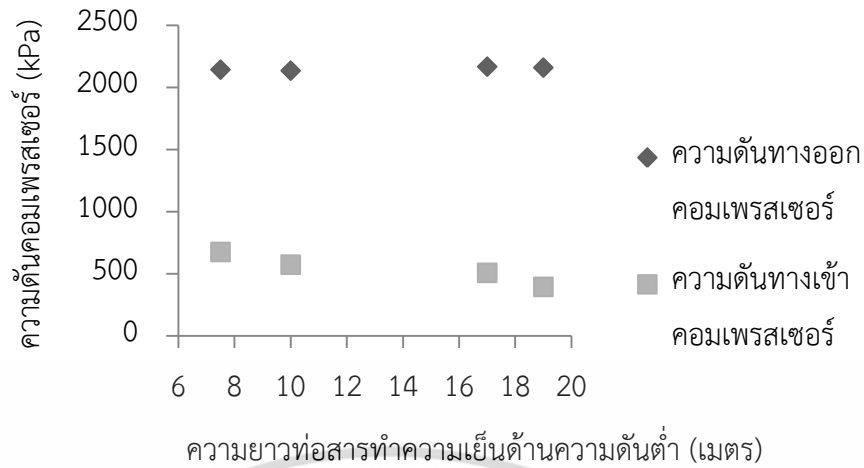
พลังงานของคอมเพรสเซอร์ทำให้คอมเพรสเซอร์มีอัตราการใช้พลังงานลดลงเมื่ออุณหภูมิลดลงและเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรของสารทำความเย็น ในส่วนของค่าขีดความสามารถการทำความเย็นที่ได้นั้นมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยหรือสามารถสรุปได้ว่าไม่ส่งผลต่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย แต่อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ลดลงเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกลดลงและเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกเพิ่มขึ้นมีความแตกต่างอย่างชัดเจน ส่งผลต่อค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานทำให้มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกลดลงและมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกมีค่าเพิ่มขึ้น

### 5.1.2 ความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

การทดลองในกรณีนี้ผู้ทำการทดลองได้ทำการทดลองโดยทำการควบคุมอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายในที่ 27 องศาเซลเซียส และทำการควบคุมอุณหภูมิห้องจำลองสภาวะภายนอกที่ 35 องศาเซลเซียส กำหนดความยาวท่อสารทำความเย็นในการทดลองเป็น 10 17 และ 19 เมตรโดยทำการเปรียบเทียบกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร หลังจากนั้นบันทึกผลการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศ (มอก. 1155)

จากการทดลองพบว่า ค่าความดันด้านทางเข้าคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ จะมีค่าลดลงตามความยาวท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นเนื่องมาจากเกิดการสูญเสียความดันเกิดขึ้นเมื่อท่อสารทำความเย็นมีความยาวเพิ่มมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 5.11 ซึ่งจากรูปแสดงความดันทางเข้าและความดันทางออกคอมเพรสเซอร์ โดยสามารถสังเกตเห็นได้ถึงค่าความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์นั้นมีค่าลดลงเมื่อความยาวท่อสารทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น ในส่วนความดันทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นมีค่าที่ใกล้เคียงกัน

เมื่อนำผลที่ได้มาทำการเปรียบเทียบกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร พบว่าเมื่อความยาวท่อสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นเป็น 10 17 และ 19 เมตร ความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์ลดลง 15.13, 24.83 และ 41.52 เปอร์เซ็นต์ ดังรูปที่ 5.12



รูปที่ 5.11 แสดงความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ



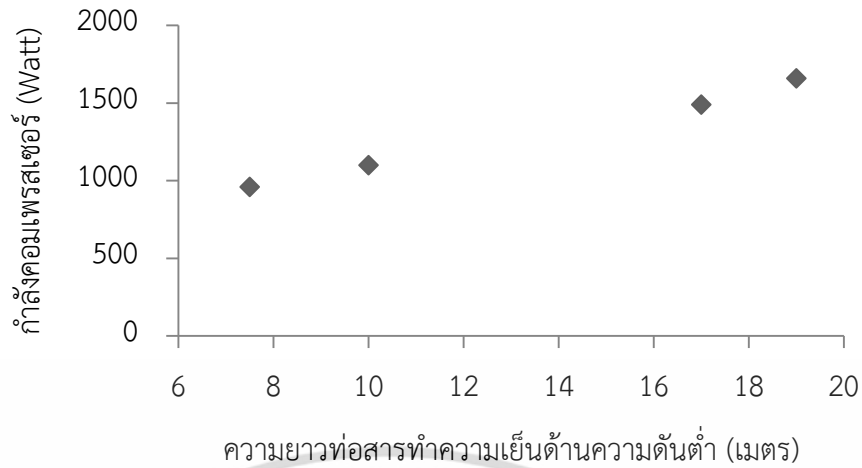
$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(P_L - P_{7.5m}) / P_{7.5m}] \times 100$$

รูปที่ 5.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

เมื่อความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลงในขณะที่ความดันทางออกของคอมเพรสเซอร์มีค่าไม่เปลี่ยนแปลงส่งผลให้อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อความยาวของท่อสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 5.13

โดยพบว่าอัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้น 14.5 55.02 และ 72.49 เปอร์เซ็นต์ เมื่อความยาวท่อสารทำความเย็นเป็น 10 17 และ 19 เมตร เมื่อทำการเปรียบเทียบกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร ดังรูปที่ 5.14

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.13 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

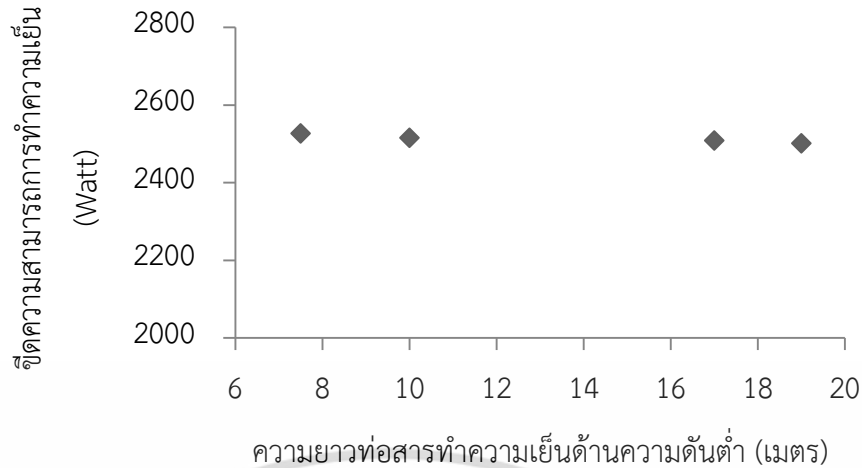


$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = \frac{(\text{Power}_L - \text{Power}_{7.5m})}{\text{Power}_{7.5m}} \times 100$$

รูปที่ 5.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

จากการคำนวณขีดความสามารถการทำความเย็น พบว่าขีดความสามารถการทำความเย็นมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยโดยมีค่าที่ลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร หรือสามารถสรุปได้ว่าไม่ส่งผลต่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศดังรูปที่ 5.15

เมื่อทำการเปรียบเทียบค่าขีดความสามารถการทำความเย็นกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร พบว่ามีค่าลดลง 0.44, 0.72 และ 1 เปอร์เซ็นต์ ที่ความยาวท่อสารทำความเย็น 10, 17 และ 19 เมตร ดังรูปที่ 5.16



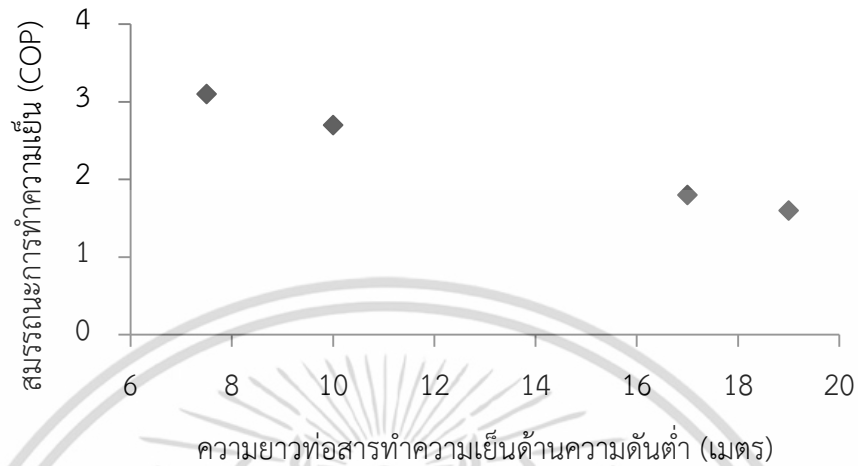
รูปที่ 5.15 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ



รูปที่ 5.16 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

ในส่วนค่าสมรรถนะการทำความเย็น เมื่อคำนวณตามความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.3 พบว่าค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าลดลงเมื่อความยาวของท่อสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น เนื่องจากจากตามความสัมพันธ์สมการที่ 3.3 มีความสัมพันธ์กับค่าขีดความสามารถการทำความเย็นและอัตราการใช้กำลังคอมเพรสเซอร์ เมื่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นมีค่าไม่เปลี่ยนแปลงมากนักแต่อัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์มีการเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน จึงส่งผลให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 5.17

โดยพบว่า ค่าสมรรถนะสารทำความเย็นมีค่าลดลง 12.9, 41.93 และ 48.3 เปอร์เซ็นต์ ที่ความยาวท่อสารทำความเย็น 10, 17 และ 19 เมตร เมื่อทำการเปรียบเทียบกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร ดังรูปที่ 5.18



รูปที่ 5.17 แสดงค่าสมรรถนะการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

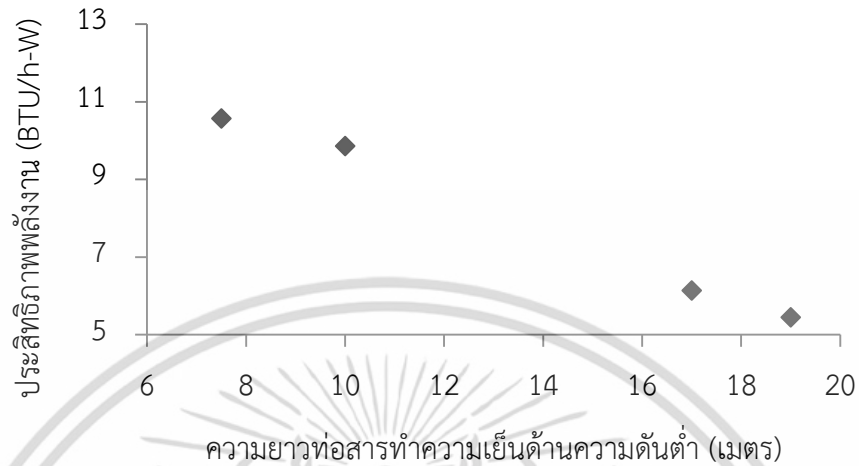


$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = \frac{[(COP_L - COP_{7.5m}) \div COP_{7.5m}] \times 100}{}$$

รูปที่ 5.18 แสดงการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

ในส่วนค่าประสิทธิภาพพลังงานพบว่า เมื่อคำนวณหาค่าประสิทธิภาพพลังงานตามความสัมพันธ์จากสมการ 3.4 ค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าลดลงตามความยาวท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้น ดังรูปที่ 5.19

โดยพบว่า ค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าลดลง 6.71, 41.91 และ 48.43 เปอร์เซ็นต์ ที่ความยาวท่อสารทำความเย็น 10, 17 และ 19 เมตร เมื่อทำการเปรียบเทียบกับความยาวท่อสารทำความเย็น 7.5 เมตร ดังรูปที่ 5.20



รูปที่ 5.19 แสดงประสิทธิภาพพลังงานในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆ



รูปที่ 5.20 แสดงการเปลี่ยนแปลงประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆ

จากการทดลองในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวต่างๆพบว่า ความยาวท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้เกิดการสูญเสียความดันเพิ่มขึ้นตามระยะที่เพิ่มมากขึ้น โดยจะส่งผลต่อความดันด้านทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ โดยค่าความดันทางเข้าของคอมเพรสเซอร์จะมีค่าลดลง ในส่วนของความดันทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยหรือสามารถสรุปได้ว่าไม่มีการเปลี่ยนแปลง ส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ทำให้คอมเพรสเซอร์มีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

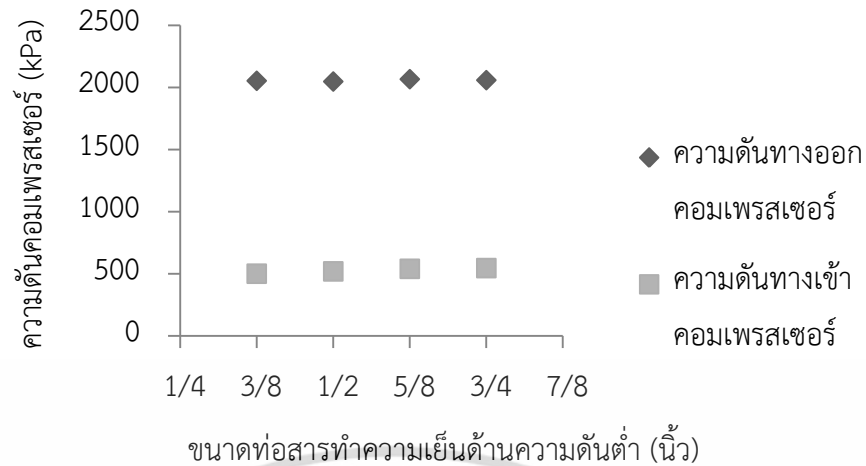
อัตราการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวท่อสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น ค่าขีดความสามารถการทำความเย็นที่เครื่องปรับอากาศมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยหรือสามารถสรุปได้ว่าไม่ส่งผลต่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้นตามระยะของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นและค่าขีดความสามารถการทำความเย็นไม่มีการเปลี่ยนแปลง ส่งผลให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงานทำให้มีค่าลดลงเมื่อความยาวท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นเพิ่มมากขึ้น

## 5.2 การทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ

จากการศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นต่อเครื่องปรับอากาศในกรณีต่างๆ ทางผู้ทำการทดลอง จึงได้ทดลองถึงการแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ โดยมุ่งเน้นการแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ โดยใช้สมมติฐานว่าขนาดท่อสารทำความเย็นน่าจะมีผลต่อความดันด้านทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ โดยได้ทำการทดลองโดยการเปลี่ยนขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำและใช้ระยะของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 17 เมตร ทำการควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในที่ 27 องศาเซลเซียส และควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกที่ 35 องศาเซลเซียส หลังจากนั้นบันทึกผลการทดลองเป็นเวลา 1 ชั่วโมง ตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศ (มอก. 1155)

จากการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศพบว่าค่าความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์มีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ ดังรูปที่ 5.21 ในส่วนความดันทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยหรือสามารถสรุปได้ว่าไม่มีการเปลี่ยนแปลง ซึ่งการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำสามารถช่วยชดเชยความดันที่สูญเสียลงได้

ซึ่งเมื่อทำการเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็น 3/8 นิ้ว ซึ่งขนาดท่อสารทำความเย็นมาตรฐาน พบว่าความดันมีค่าเพิ่มขึ้น 3.69, 7.83 และ 8.97 เปอร์เซ็นต์ เมื่อขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ดังรูปที่ 5.22



รูปที่ 5.21 แสดงความดันทางเข้าและออกคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ



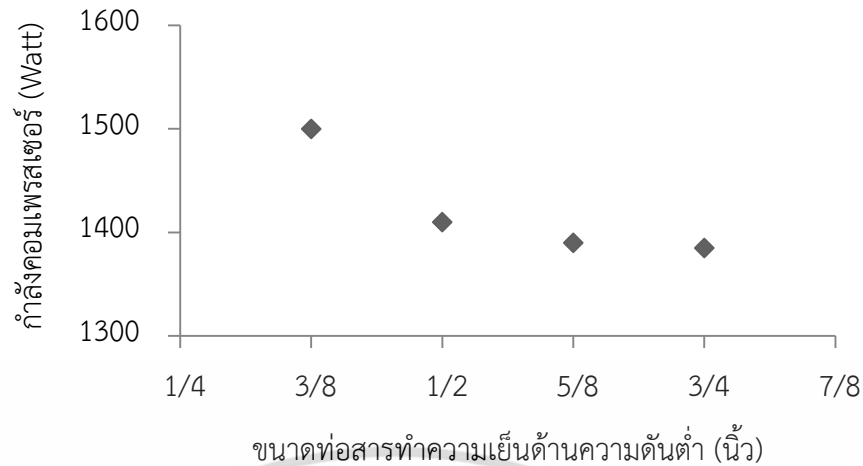
$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(P_d - P_{3/8}) \div P_{3/8}] \times 100$$

รูปที่ 5.22 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

โดยเมื่อทำการเปลี่ยนขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ พบว่าสามารถช่วยชดเชยความดันทางเข้าคอมเพรสเซอร์ที่สูญเสียไปให้มีค่าเพิ่มมากขึ้น ส่งผลให้อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อมีระยะห่างระหว่างคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนอยู่ห่างกันมากเกินไปมีค่าลดลง ดังรูปที่ 5.23

โดยพบว่าอัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลง 6, 7.3 และ 7.6 เปอร์เซ็นต์ ที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ตามลำดับ ดังรูปที่ 5.24

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.23 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

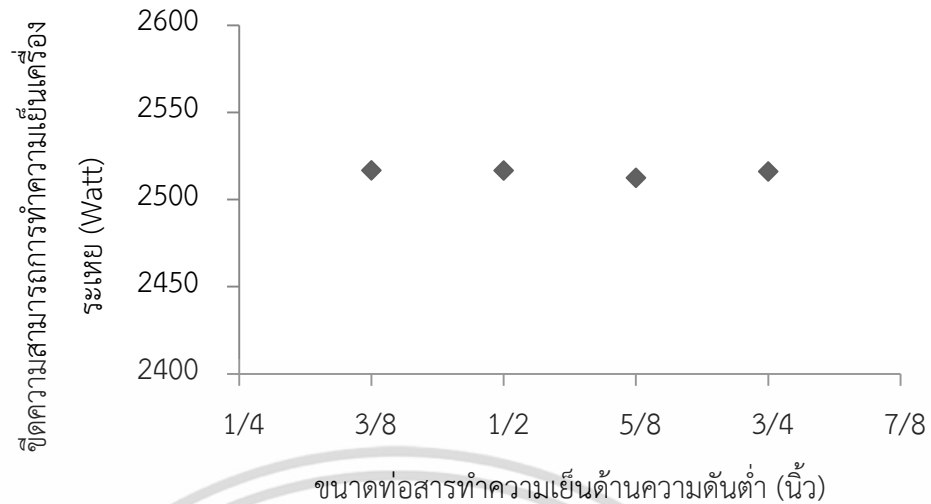


$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(Power_d - Power_{3/8}) \div Power_{3/8}] \times 100$$

รูปที่ 5.24 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

ในส่วนของคุณสมบัติความสามารถทำความเย็นเครื่องระเหย พบว่าคุณสมบัติความสามารถทำความเย็นเครื่องระเหยที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8, 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว มีค่าขีดความสามารถทำความเย็นเครื่องระเหยใกล้เคียงกันดังรูปที่ 5.25

โดยพบว่าเมื่อเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว มีค่าลดลงเพียง 0.003, 0.17 และ 0.025 เปอร์เซ็นต์ ที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ดังรูปที่ 5.26 จึงสามารถสรุปได้ว่าไม่ส่งผลต่อค่าขีดความสามารถทำความเย็นเครื่องระเหย



รูปที่ 5.25 แสดงขีดความสามารถการทำงานเครื่องระเหยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

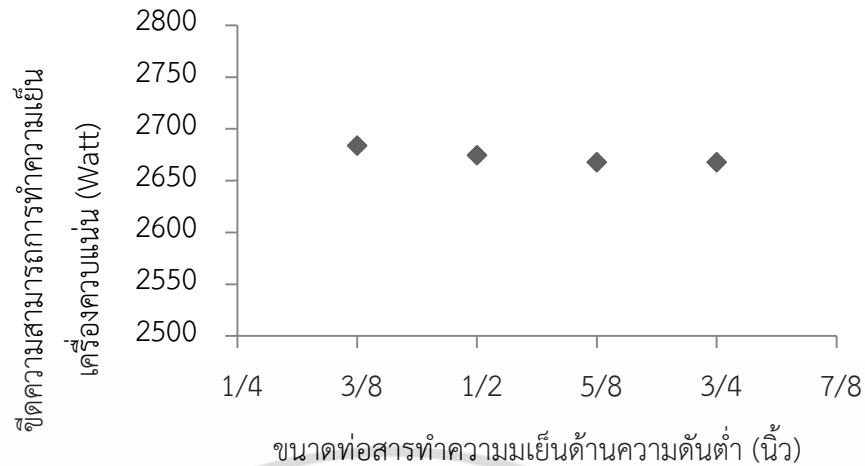


รูปที่ 5.26 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำงานเครื่องระเหยเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

ในส่วนค่าขีดความสามารถการทำงานเครื่องควบแน่น พบว่าค่าขีดความสามารถการทำงานเครื่องควบแน่นเมื่อทำการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำจาก 3/8 นิ้ว เป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว มีค่าลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ดังรูปที่ 5.27

โดยพบว่ามีค่าลดลงอยู่ที่ 0.34, 0.59 และ 0.59 เปอร์เซ็นต์ ดังรูปที่ 5.28 เมื่อทำการเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว ซึ่งเป็นขนาดท่อสารทำความเย็นมาตรฐาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.27 แสดงขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องควบแน่นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ



รูปที่ 5.28 แสดงการเปลี่ยนแปลงขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องควบแน่นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

ในส่วนค่าสมรรถนะการทำความเย็นเมื่อคำนวณตามความสัมพันธ์ตามสมการที่ 3.3 พบว่าค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำมีขนาดเพิ่มมากขึ้นดังรูปที่ 5.29 เนื่องมาจากสมการมีความสัมพันธ์กับค่าขีดความสามารถการทำความเย็นและอัตราการใช้กำลังคอมเพรสเซอร์ เมื่ออัตราการใช้กำลังคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลงเมื่อเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความต่ำ ในขณะที่ค่าขีดความสามารถการทำความเย็นไม่มีการเปลี่ยนแปลง จึงส่งผลต่อค่าสมรรถนะการทำความเย็นให้มีค่าเพิ่มมากขึ้น

โดยเมื่อทำการเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว พบว่าค่าสมรรถนะการทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น 6.17, 7.3 และ 7.8 เปอร์เซ็นต์ เมื่อขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ดังรูปที่ 5.30



รูปที่ 5.29 แสดงสมรรถนะการทำความเย็นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ



$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(COP_d - COP_{3/8}) \div COP_{3/8}] \times 100$$

รูปที่ 5.30 แสดงการเปลี่ยนแปลงสมรรถนะการทำความเย็นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในส่วนของคุณค่าประสิทธิภาพพลังงาน พบว่าเมื่อทำการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเพิ่มขึ้นตามความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.4 ตามขนาดของท่อสารตามทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เพิ่มมากขึ้น ดังรูปที่ 5.31

โดยเมื่อทำการเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว พบว่าคุณค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเพิ่มขึ้น 6.09, 7.41 และ 7.9 เปอร์เซ็นต์ ที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ดังรูปที่ 5.32



รูปที่ 5.31 แสดงประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ



$$\text{เปอร์เซ็นต์การเปลี่ยนแปลง} = [(EER_d - EER_{3/8}) \div EER_{3/8}] \times 100$$

รูปที่ 5.32 แสดงผลต่างประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองในกรณีการแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศโดยทำการเพิ่มขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำพบว่า การเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำสามารถช่วยลดการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นจากการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่ยาวมากเกินไปได้ โดยจะส่งผลต่อค่าความดันด้านทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ โดยค่าความดันทางเข้าของคอมเพรสเซอร์ จะมีค่าเพิ่มมากขึ้น ในส่วนของความดันทางออกคอมเพรสเซอร์นั้นไม่มีการเปลี่ยนแปลง เมื่อความดันทางเข้าของคอมเพรสเซอร์มีการเปลี่ยนแปลง ส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ทำให้คอมเพรสเซอร์มีอัตราการใช้พลังงานลดลงเมื่อขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเพิ่มขึ้น ค่าขีดความสามารถการทำความเย็นที่เครื่องปรับอากาศมีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย โดยสามารถสรุปได้ว่าไม่ส่งผลต่อค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ในส่วนของค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงาน เนื่องจากการลดลงของอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ในขณะที่ค่าขีดความสามารถการทำความเย็นมีค่าไม่เปลี่ยนแปลง จึงส่งผลให้ค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเพิ่มมากขึ้น

### 5.3 ผลการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตามทฤษฎี

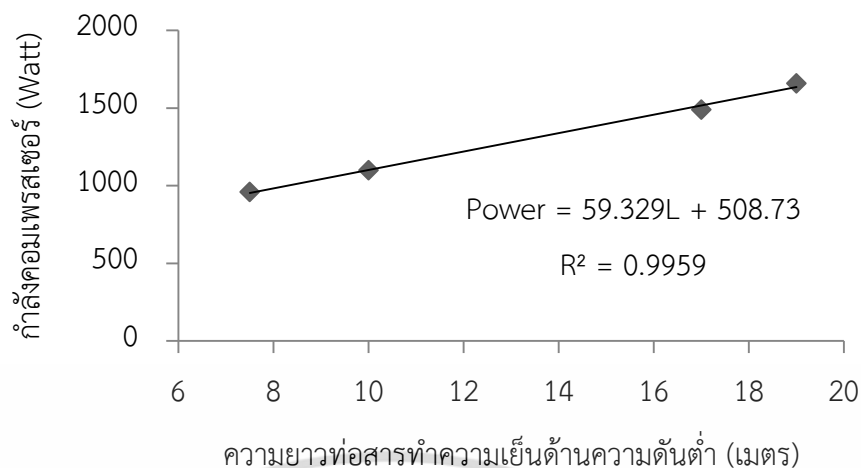
ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณตามทฤษฎี โดยนำเสนอในหัวข้อ กำลังของคอมเพรสเซอร์ ค่าขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องระเหย และค่าขีดความสามารถการทำความเย็นรวมเครื่องควบแน่น ในกรณีของการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ

ซึ่งข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณจะประกอบไปด้วย 2 ส่วน คือข้อมูลที่ได้จากการทดลอง และลักษณะทางกายภาพของคอมเพรสเซอร์ เครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น ซึ่งการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตามทฤษฎีผู้ทำการศึกษาใช้ศึกษาถึงแนวโน้มของผลลัพธ์ของการทดลองและการคำนวณตามทฤษฎีว่าเป็นไปในแนวทางเดียวกันหรือไม่

#### 5.3.1 กำลังของคอมเพรสเซอร์

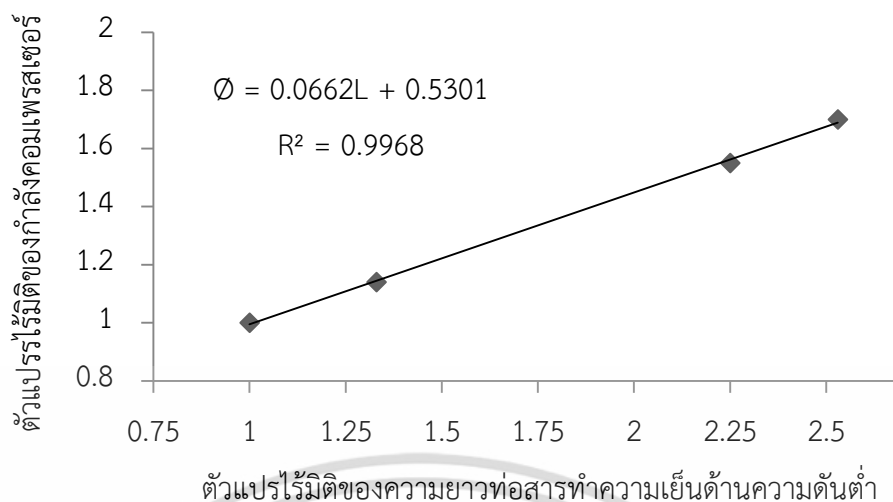
ในส่วนของการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ของอัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์ ผู้ทำการการศึกษาใช้ความสัมพันธ์ตามสมการที่ 3.26 ซึ่งสามารถใช้ศึกษาได้ในคอมเพรสเซอร์ชนิดโรตารีแบบหุ้มปิด (Hermetic Rotary Compressor) โดยในการศึกษากำหนดสมมติฐานการทำงานของคอมเพรสเซอร์เป็นกระบวนการโพลีโทรปิก (Polytropic Process) และนำข้อมูลที่บันทึกได้จากการทดลองและลักษณะทางกายภาพของคอมเพรสเซอร์มาแทนค่าลงไปสมการที่ 3.26 เพื่อศึกษาถึงแนวโน้มของอัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์ว่ามีแนวโน้มเป็นไปตามผลจากการทดลองหรือไม่ โดยหลังจากทำการศึกษาตามความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.26 ได้ผลลัพธ์ดังรูปที่ 5.33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**รูปที่ 5.33** แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

จากการศึกษาพบว่าการศึกษาถึงแนวโน้มของกำลังคอมเพรสเซอร์มีลักษณะเป็นสมการเส้นตรงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำโดยมีความสัมพันธ์เป็นไปตามสมการ  $Power = 59.329L + 508.73$  แต่ต้องมีการนำค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ซึ่งสามารถหาได้จากการนำค่าตัวแปรไร้มิติของกำลังคอมเพรสเซอร์ เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไปมาใช้ในการศึกษาถึงแนวโน้มของกำลังคอมเพรสเซอร์ โดยสัมประสิทธิ์การปรับแก้สามารถหาได้โดยนำค่ากำลังคอมเพรสเซอร์และความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไปมาทำการหาอัตราส่วนที่ได้เปลี่ยนแปลงไปก็จะได้ค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ หลังจากนั้นเมื่อทราบค่าอัตราส่วนที่เปลี่ยนแปลงไปของกำลังคอมเพรสเซอร์ ความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไป นำค่าอัตราส่วนที่เปลี่ยนแปลงไปของกำลังคอมเพรสเซอร์ และความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไปพลอตลงบนกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ซึ่งจะนำไปใช้ในการศึกษาถึงแนวโน้มของอัตราการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์ต่อไป โดยจากการนำค่าอัตราส่วนที่เปลี่ยนแปลงไปของกำลังคอมเพรสเซอร์และขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไปพลอตลงบนกราฟ ทำให้เราได้ความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ดังรูปที่ 5.34 โดย  $L$  คือ ตัวแปรไร้มิติของความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำมีค่าเป็นอัตราส่วนของความยาวท่อที่ระยะใดๆ ( $L$ ) หารด้วยความยาวท่อสารทำความเย็นที่ระยะมาตรฐาน ( $L_0 = 7.5$  เมตร)

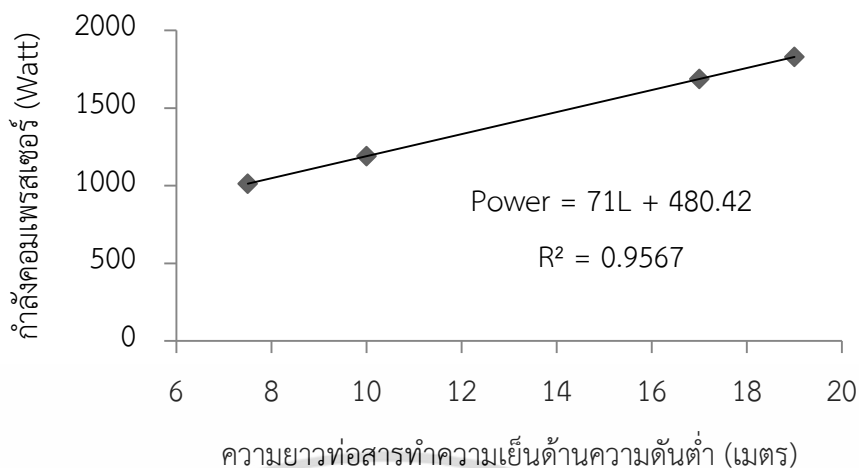


รูปที่ 5.34 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ซึ่งได้มาจากการหาอัตราส่วนที่เปลี่ยนแปลงไปของกำลังคอมเพรสเซอร์และความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

หลังจากนั้นเมื่อเราทราบถึงค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ซึ่งได้มาจากการหาค่าตัวแปรไร้มิติของกำลังคอมเพรสเซอร์ ความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไป โดยตัวแปรไร้มิติของกำลังคอมเพรสเซอร์สามารถหาได้จากการนำกำลังคอมเพรสเซอร์ที่ขนาดใดๆ (P) หารด้วยกำลังคอมเพรสเซอร์ที่ขนาดความยาวมาตรฐาน ( $P_0$ ) เมื่อใช้ความสัมพันธ์ตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นก็จะสามารถหาค่าตัวแปรไร้มิติของกำลังคอมเพรสเซอร์ทั้งในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไป ในส่วนตัวแปรไร้มิติของความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไปสามารถหาได้จากการนำความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่ระยะใดๆ (L) หารด้วยความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเริ่มต้น ( $L_0 = 7.5$  เมตร) เมื่อใช้ความสัมพันธ์ตามที่ได้กล่าวมาข้างต้นก็จะสามารถหาค่าตัวแปรไร้มิติของขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำได้

หลังจากนั้น เมื่อทราบค่าตัวแปรไร้มิติของกำลังคอมเพรสเซอร์และขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำพลอตลงบนกราฟ โดยการหาความสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติเพื่อใช้ประกอบการศึกษา ได้ความสัมพันธ์ของสมการเป็นสมการเส้นตรงโดยมีความสัมพันธ์ดังแสดงในรูปที่ 5.35

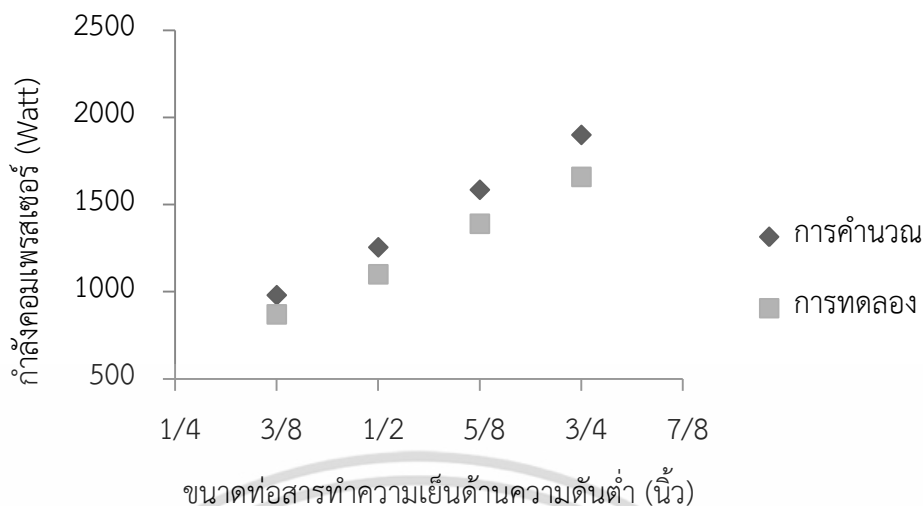
จากการนำค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ประกอบการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ตามทฤษฎีในส่วนของกำลังคอมเพรสเซอร์ ส่งผลให้กำลังคอมเพรสเซอร์ที่ได้รับหลังจากใช้สัมประสิทธิ์การปรับแก้เข้ามาร่วมในการศึกษามีค่าเพิ่มมากขึ้น โดยมีความสัมพันธ์เป็นดังสมการ  $\text{Power} = 71L + 480.42$  ซึ่งเป็นสมการเส้นตรงและสมการโพลิโนเมียลกำลังสอง ดังแสดงในรูปที่ 5.35



รูปที่ 5.35 แสดงกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำโดยนำค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้เข้ามาประกอบการศึกษา

ซึ่งจากการนำค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ที่ได้จากการนำค่าอัตราส่วนที่เปลี่ยนแปลงไปของกำลังคอมเพรสเซอร์และขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงไปพลอตลงบนกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์มาใช้ประกอบการศึกษานั้น ส่งผลให้แนวโน้มของผลลัพธ์ด้านกำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเปลี่ยนแปลงไปมีค่าเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้ของกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเปลี่ยนแปลงไปและขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเปลี่ยนแปลงไปมีค่าเพิ่มมากขึ้น 1 ซึ่งสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ดังสมการที่แสดงในรูปที่ 5.34 จึงส่งผลต่อผลลัพธ์ของพลังงานคอมเพรสเซอร์ทำให้มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณก่อนที่จํานำค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้เข้ามาช่วยในการศึกษา แต่แนวโน้มของผลลัพธ์เมื่อสังเกตจากรูปที่ 5.36 พบว่ายังมีแนวโน้มเป็นไปในแนวทางเดียวกับการทดลอง

และเมื่อทำการเปรียบเทียบกับผลของกำลังคอมเพรสเซอร์ที่วัดได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการคำนวณ พบว่าค่าที่ได้จากการคำนวณมีค่ามากกว่าค่าที่ได้จากการทดลองดังรูปที่ 5.36 โดยค่าที่ได้จากการคำนวณมีค่ามากกว่าการทดลอง 12.66 13.3 14.02 และ 14.52 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ



รูปที่ 5.36 แสดงแนวโน้มของกำลังคอมเพรสเซอร์จากการทดลองและการคำนวณเมื่อนำสัมประสิทธิ์การปรับแก้ไขมาประกอบการศึกษา

### 5.3.2 ขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น

ผู้ทำการศึกษาใช้ความสัมพันธ์จากสมการที่ 3.29 ถึงสมการที่ 3.67 เพื่อทำการศึกษาแนวโน้มขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น โดยใช้ข้อมูลประกอบการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ด้านขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องควบแน่นจาก 2 ส่วน คือ การทดลอง และลักษณะทางกายภาพของเครื่องระเหยและควบแน่น

ในส่วนข้อมูลจากการทดลองประกอบไปด้วยอุณหภูมิของอากาศก่อนผ่านเครื่องระเหยและควบแน่นเพื่อใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิของอากาศหลังผ่านเครื่องควบแน่น

ในส่วนข้อมูลลักษณะทางกายภาพของเครื่องระเหยและควบแน่นสามารถได้จากการตรวจสอบจากตัวเครื่องควบแน่นโดยตรง เช่น ขนาดของเครื่องควบแน่น จำนวนแผ่นครีบริบ ระยะห่างของแผ่นครีบริบในแนวตั้งและแนวนอน และจำนวนของท่อในแนวตั้งและแนวนอน และข้อมูลบางส่วนจำเป็นต้องขอความร่วมมือจากทางบริษัทผู้ผลิตใน เช่น ความหนาของแผ่นครีบริบ ความสูงจากฐานถึงยอดครีบริบ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการทดลอง และลักษณะทางกายภาพของเครื่องควบแน่น จะใช้ประกอบการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ด้านขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องระเหยและควบแน่น

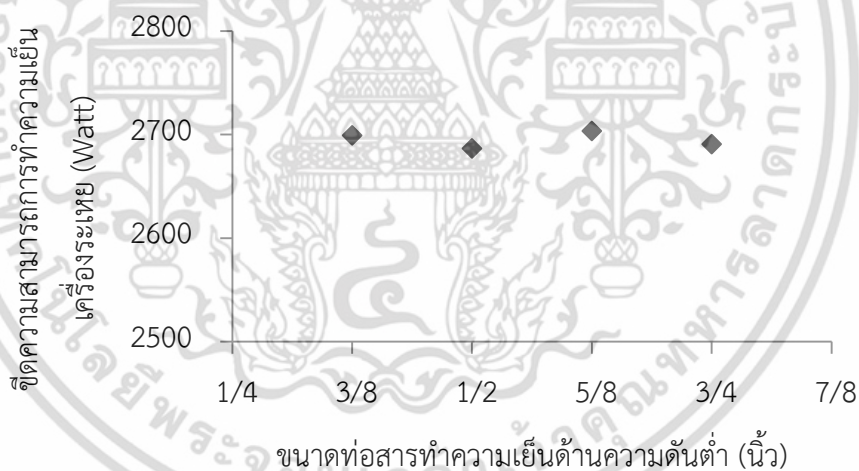
ซึ่งจากการรวบรวมข้อมูลที่ได้จากการทดลอง และลักษณะทางกายภาพของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นที่ได้จากการตรวจสอบจากตัวเครื่องควบแน่นโดยตรง ประกอบกับข้อมูลที่ได้จากการขอความร่วมมือจากผู้ผลิต ทำให้ได้ข้อมูลที่ครอบคลุมการศึกษาถึงแนวโน้มของค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ซึ่งข้อมูลในส่วนที่ได้รับมาจากการทดลองและตรวจสอบจากตัวเครื่องควบแน่นโดยตรงนั้นผู้ทำการศึกษาสามารถหาข้อมูลได้ด้วยตนเอง ในส่วนข้อมูลที่ต้องขอความร่วมมือจากบริษัทผู้ผลิตนั้น เช่น ขนาดของโรเตอร์คอมเพรสเซอร์ ความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และปริมาตรของลมที่ผ่านเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น เนื่องจากเป็นข้อมูลที่เป็นความลับของทางบริษัทจึงทำให้ไม่สามารถนำข้อมูลส่วนนี้มาได้ ทางผู้ทำการศึกษาจึงจำเป็นต้องใช้ข้อมูลเท่าที่สามารถค้นหาได้เพื่อใช้ในการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์ด้านขีดความสามารถการทำความเย็นเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น จึงอาจส่งผลกระทบต่อผลลัพธ์ที่ใช้ในการศึกษาอาจคลาดเคลื่อนจากค่าที่ควรคำนวณได้

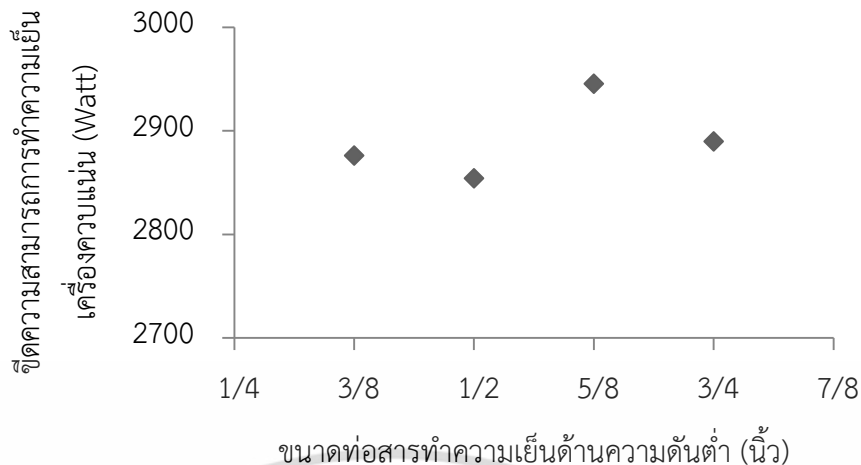
โดยจากการศึกษาโดยใช้ความสัมพันธ์ตามสมการที่ 3.28 ถึงสมการที่ 3.66 เพื่อศึกษาถึงแนวโน้มของผลลัพธ์ด้านขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น โดยสมมติค่าประสิทธิภาพของแผ่นครีบบีบแบบคลื่นหยักมีค่าเท่ากับ 85% สมมติคุณภาพเชิงมวลของสารทำความเย็นมีค่าเท่ากับ 90% สมมติตัวเลขแพรนด์เทิลของสารทำความเย็นเท่ากับ 1.2

หลังจากทำการรวบรวมและทำการคำนวณพบว่า ค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องระเหยและควบแน่นที่คำนวณได้มีแนวโน้มไม่เป็นไปตามดังผลจากการทดลองโดยอาจเกิดความผิดพลาดจากข้อมูลที่ใช้ในการศึกษา ซึ่งส่งผลทำให้ผลลัพธ์ที่ได้ออกมาขึ้นเกิดความคลาดเคลื่อนดังรูปที่ 5.37 และ 5.38 ซึ่งความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากการศึกษานี้สามารถแก้ไขได้โดยนำข้อมูลที่ตรงกับชนิดของเครื่องมาใช้ในการศึกษา ก็จะสามารถลดความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นลงได้



รูปที่ 5.37 แสดงค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องควบแน่นที่ได้จากการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.38 แสดงค่าขีดความสามารถทำความเย็นของเครื่องควบแน่นที่ได้จากการคำนวณ

#### 5.4 ผลการศึกษาด้านการสูญเสียความดันภายในท่อ

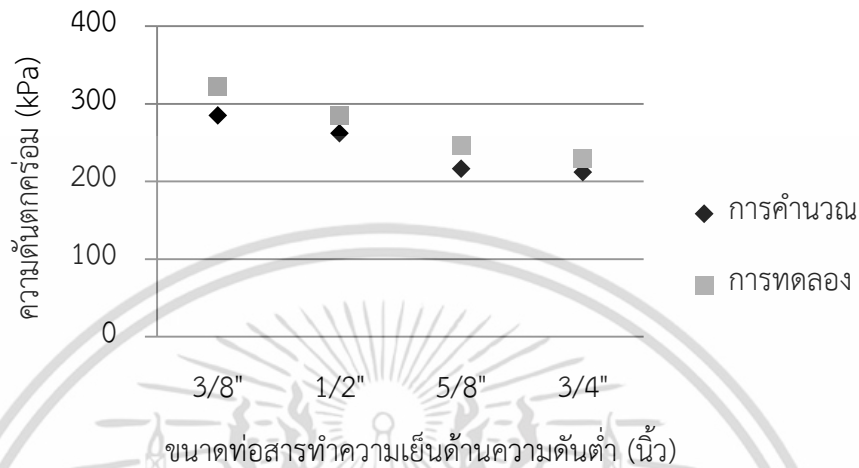
ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลจากการศึกษาด้านการสูญเสียความดันภายในท่อ โดยจะแยกออกเป็น 2 ส่วนคือ การสูญเสียหลัก (Major loss) และ การสูญเสียรอง (Minor loss) ซึ่งการสูญเสียหลักและการสูญเสียรองนี้จะเกิดขึ้นเมื่อมีการเคลื่อนที่ของของไหลผ่านภายในท่อ โดยที่การสูญเสียหลักมีความสัมพันธ์กับ ความยาวของท่อ เส้นผ่านศูนย์กลาง และ ความเร็วของการไหล ในส่วนการสูญเสียรองมักจะเกิดขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ของไหลไหลผ่านอย่างกะทันหัน อีกทั้งยังเกิดขึ้นเมื่อมีการใช้ข้อต่อหรือข้องอ ตามจุดต่างๆที่มีการไหลผ่านของของไหล

##### 5.4.1 การสูญเสียหลัก

การสูญเสียหลักมีความสัมพันธ์กับความยาวของท่อ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ และ ความเร็วในการไหล ซึ่งในการคำนวณหาการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นภายในท่อเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการตรวจวัดระหว่างการทำงาน สำหรับงานวิจัยในครั้งนี้ได้แบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนที่สารทำความเย็นเป็นของเหลวโดยที่ในส่วนนี้เกิดที่บริเวณก่อนผ่านคอยล์เย็น และส่วนที่สารทำความเย็นเป็นไอโดยส่วนนี้เกิดที่บริเวณหลังผ่านคอยล์เย็น โดยใช้ความยาวของท่อทั้งก่อนและหลังผ่านเครื่องระเหยเป็น 17 เมตร ค่าความเร็วได้มาจากความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงมวล ความหนาแน่นของสารทำความเย็น และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ และต้องใช้แผนภูมิของมูดีในการหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อ หลังจากนั้นคำนวณค่าการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นของทั้ง 2 ส่วน และนำมารวมกันก็จะได้การสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยจากการคำนวณตามวิธีการที่กล่าวมาข้างต้นและนำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองพบว่ามีความแตกต่างกันเล็กน้อย โดยที่ค่าการสูญเสียหลักที่ได้จากการทดลองมีค่ามากกว่าการสูญเสียหลักที่ได้จากการคำนวณ ดังแสดงในรูปที่ 5.39



รูปที่ 5.39 แสดงค่าการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและการทดลอง

โดยพบว่ามีความการสูญเสียหลักที่ได้จากการทดลองมีค่ามากกว่าการคำนวณอยู่ที่ 13.3 8.5 13.7 และ 8.2 เปอร์เซ็นต์ ดังรูปที่ 5.40 เมื่อขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 3/8 1/2 5/8 และ 3/4 นิ้ว ตามลำดับ



$$\text{ค่าความคลาดเคลื่อนร้อยละ} = \left| \frac{\text{ค่าจากการวัดจริง} - \text{ค่าจากการประมาณค่า}}{\text{ค่าจากการวัดจริง}} \right| \times 100\%$$

รูปที่ 5.40 แสดงผลต่างของค่าการสูญเสียหลักที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.4.2 การสูญเสียรอง

การสูญเสียรองจะเกิดขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ของไหลไหลผ่านอย่างกระทันหัน อีกทั้งยังเกิดขึ้นเมื่อมีการใช้ข้อต่อหรือข้องอ ตามจุดต่างๆที่มีการไหลผ่านของของไหล ในงานวิจัยนี้มีการเปลี่ยนของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ โดยมีการเปลี่ยนขนาดจาก 3/8 นิ้ว เป็น 1/2 5/8 และ 3/4 นิ้ว ในตำแหน่งที่ออกมาจากเครื่องระเหย และมีการเปลี่ยนขนาดจาก 1/2 5/8 และ 3/4 นิ้ว เป็น 3/8 นิ้ว ในตำแหน่งก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ จึงต้องมีการใช้ท่อขยายและท่อลดในการทดลองส่งผลให้เกิดการสูญเสียรองที่บริเวณอุปกรณ์ดังกล่าวเกิดขึ้น โดยสามารถหาการสูญเสียรองได้จาก 2 วิธีการ คือ การคำนวณตามความสัมพันธ์จากสมการที่ 3.6 หลังจากนั้นนำไปคำนวณตามความสัมพันธ์

จากความสัมพันธ์ที่กล่าวข้างต้นต้องนำไปพิจารณาทั้ง 2 บริเวณ คือ ตำแหน่งก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์และตำแหน่งที่ออกมาจากเครื่องระเหย โดยจากการพิจารณาทำให้ได้ค่าการสูญเสียรองดังแสดงในรูปที่ 5.41

ซึ่งค่าการสูญเสียรองที่เกิดขึ้นดังแสดงในรูปที่ 5.41 ทั้งบริเวณท่อลดและท่อขยาย เมื่อนำมารวมกันจะเป็นค่าการสูญเสียรองที่เกิดขึ้นทั้งหมดภายในท่อ



รูปที่ 5.41 แสดงค่าการสูญเสียรองที่เกิดขึ้นบริเวณท่อลดและท่อขยาย

ส่วนอีกแนวทางเมื่อเราทราบค่าความดันที่ออกมาจากลิ้นลดความดัน ความดันก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ และการสูญเสียหลักที่ได้มาจากการคำนวณ เราสามารถหาค่าการสูญเสียรองได้จากความสัมพันธ์ดังสมการที่ 5.1

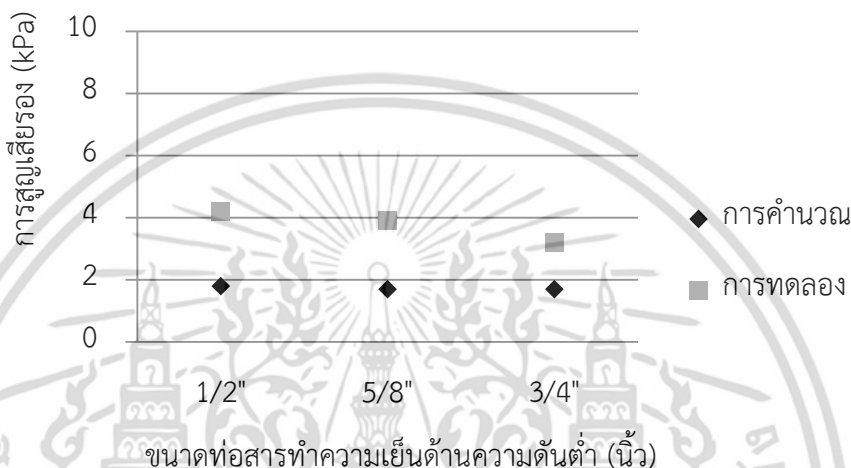
$$P_{in,compressor} = P_{out,expansion} - \Delta P_{major} - \Delta P_{minor} \quad (5.1)$$

โดยสมการที่ 5.1 นี้ได้มาจากความสัมพันธ์ของความดันที่เกิดขึ้นภายในท่อของระบบปรับอากาศ โดยที่ความดันที่เข้าสู่คอมเพรสเซอร์ ( $P_{in, compressor}$ ) จะต้องมีค่าเท่ากับความดันที่ออกมาจาก

ลิ้นลดความดัน ( $P_{out, expansion}$ ) ลบด้วยการเกิดการเกิดความสูญเสียความดันหลัก ( $\Delta P_{major}$ ) และการเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกิดการสูญเสียแรง ( $\Delta P_{\text{minor}}$ ) ซึ่งตามความสัมพันธ์ที่กล่าวมาข้างต้นเราสามารถใช้ในการหาค่าความดันที่เราต้องการทราบได้เมื่อเราทราบค่าความดันบางส่วนก่อน

เมื่อคำนวณหาค่าการสูญเสียแรงตามแนวทางการคำนวณทั้ง 2 วิธีการ พบว่าค่าที่ได้จากการคำนวณจากการนำค่าความดันที่ออกมาจากลิ้นลดความดัน ความดันก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ และการสูญเสียหลักที่ได้มาจากการคำนวณ มีค่ามากกว่าการคำนวณตามความสัมพันธ์จากสมการที่ 3.6 ดังแสดงในรูปที่ 5.42



รูปที่ 5.42 แสดงค่าการสูญเสียแรงที่เกิดขึ้นจากการคำนวณและการทดลอง

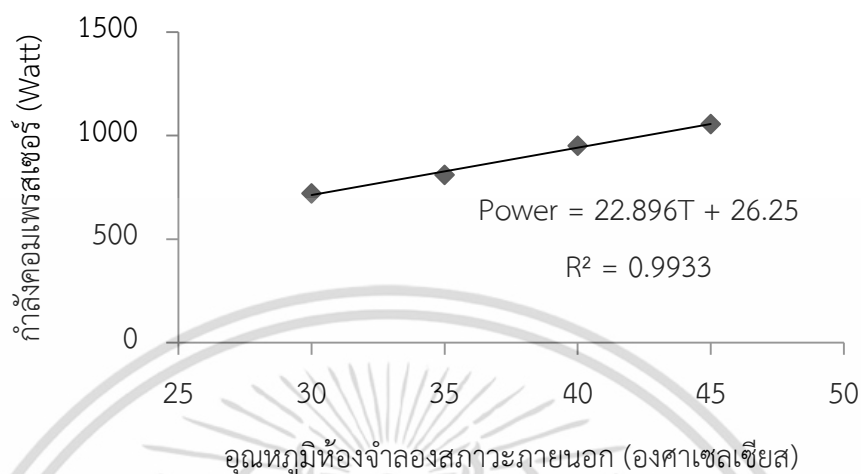
## 5.5 ผลการศึกษาแนวโน้มของผลลัพธ์

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงแนวโน้มของผลลัพธ์ด้านกำลังคอมเพรสเซอร์ ค่าขีดความสามารถการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงาน ที่ได้รับออกมาในรูปของสมการทางคณิตศาสตร์ ซึ่งสมการสามารถนำไปใช้ในการทำนายถึงกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ ค่าขีดความสามารถการทำความเย็น และค่าประสิทธิภาพพลังงาน ที่ได้รับในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง และนำเสนอถึงค่าสัมประสิทธิ์ความเชื่อมั่น ซึ่งแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการที่ได้รับออกมา โดยจะนำเสนอใน 3 หัวข้อดังนี้

### 5.5.1 อุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป

จากการทดลองเมื่อเราทราบถึงค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ได้รับมาจากการหาพื้นที่ใต้กราฟ นำค่าพื้นที่ใต้กราฟที่คำนวณได้พลอตลงบนกราฟ หลังจากนั้นหาความสัมพันธ์ของค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการหาพื้นที่ใต้กราฟ ซึ่งจากการพลอตกราฟและลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดที่ทำ

การพลอตกราฟสังเกตได้ว่ากราฟที่ได้นั้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง และสามารถหาความสัมพันธ์ของผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองเป็นสมการเส้นตรง (Linear Equation) โดยแสดงอยู่ในรูปที่ 5.43



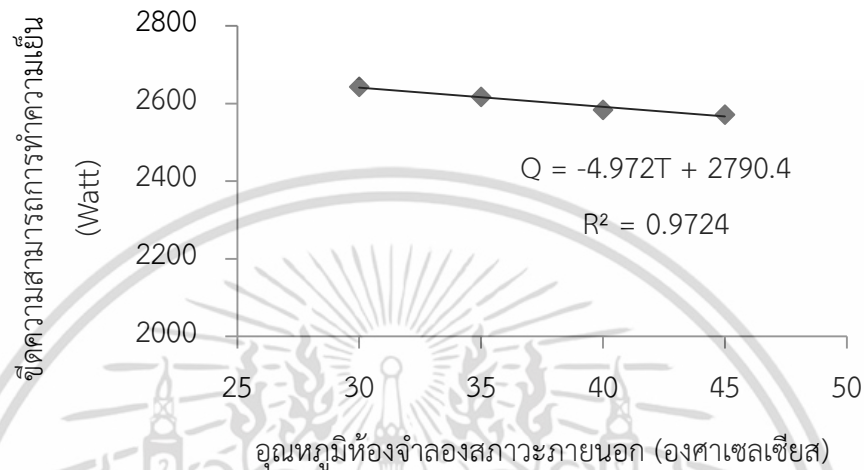
**รูปที่ 5.43** แสดงสมการความสัมพันธ์ของค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

ซึ่งจากรูปที่ 5.43 ได้ความสัมพันธ์ของค่ากำลังคอมเพรสเซอร์เป็น  $Power = 22.896T + 26.25$  โดยสมการที่ได้จากการหาความสัมพันธ์นี้ สามารถนำไปใช้ในการทำนายผลของกำลังคอมเพรสเซอร์เมื่ออุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไปได้ ซึ่งจากสมการที่ได้สังเกตได้ว่าค่าความชันที่ได้มานั้นมีค่าเป็นบวก แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของกำลังของคอมเพรสเซอร์นั้นมีค่าแปรผันตรงกับอุณหภูมิภายนอกที่มีค่าเพิ่มมากขึ้น โดยเมื่อนำค่าของอุณหภูมิภายนอกที่เปลี่ยนแปลงแทนค่าลงไป กำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ได้รับออกมาจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามระดับอุณหภูมิภายนอกที่เพิ่มขึ้น และเมื่อหาสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการที่ได้รับออกมาพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการที่ได้นั้นมีค่าเท่ากับ 0.9933 ดังแสดงในรูปที่ 5.43 ซึ่งถ้าค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือที่ได้รับมีค่าใกล้ 1 มากเท่าไร ก็จะมีความน่าเชื่อถือมากขึ้นตามไปด้วย

ในส่วนการหาความสัมพันธ์ของค่าขีดความสามารถการทำความเย็น นำค่าขีดความสามารถการทำความเย็นที่คำนวณได้จากความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.1 พลอตลงบนกราฟ หลังจากนั้นลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดที่ทำการพลอตลงบนกราฟเพื่อใช้ในการหาความสัมพันธ์ของค่าขีดความสามารถทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป พบว่าลักษณะของความสัมพันธ์ที่ได้มีแนวโน้มเป็นสมการเส้นตรง (Linear Equation) โดยได้ความสัมพันธ์ดังสมการ  $Q = -4.972T + 2790.4$  โดยสมการที่ได้รับมานี้สามารถนำไปใช้ในการทำนายขีดความสามารถทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไปได้ ซึ่งจากสมการจะสังเกตเห็นถึงค่าความชันที่มีค่าเป็นลบ แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของค่าขีดความสามารถทำความเย็นซึ่งมีค่าแปรผกผันกับอุณหภูมิ

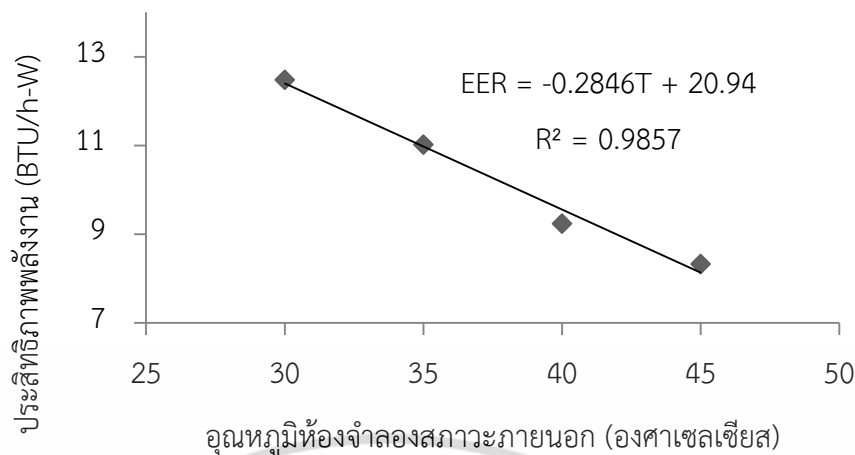
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภายนอกที่เพิ่มมากขึ้น แต่มีการเปลี่ยนแปลงโดยลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ซึ่งเมื่อแทนค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงลงไปเป็นสมการ สามารถหาค่าขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไปได้ ซึ่งจากการหาค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่ามีความเท่ากับ 0.9724 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของสมการ ดังแสดงในรูปที่ 5.44



รูปที่ 5.44 แสดงสมการความสัมพันธ์ของขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

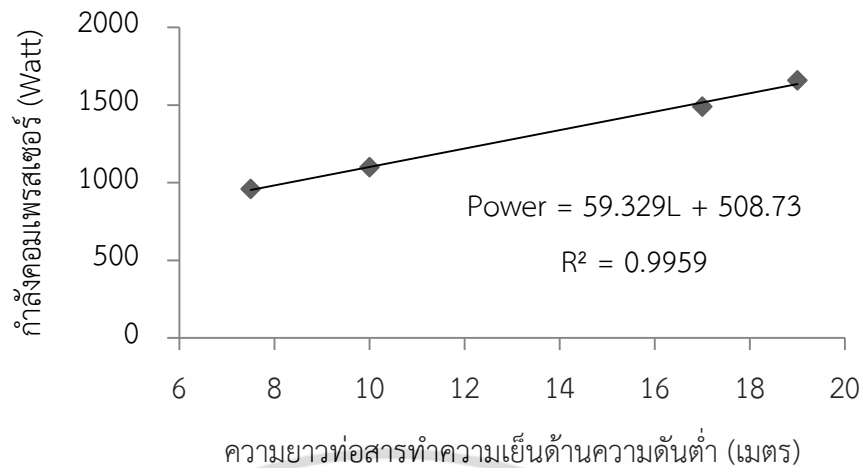
ส่วนการหาค่าความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพพลังงานเมื่อคำนวณได้ค่าประสิทธิภาพพลังงานตามความสัมพันธ์ดังสมการ 3.4 นำค่าที่คำนวณได้พลอตลงบนกราฟเช่นเดียวกับการหาความสัมพันธ์ของกำลังคอมเพรสเซอร์ และค่าขีดความสามารถการทำความเย็น หลังจากนั้นลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดที่พลอตลงบนกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพพลังงาน ได้ความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพพลังงานมีลักษณะเป็นสมการเส้นตรง (Linear Equation) โดยได้ความสัมพันธ์ดังสมการ  $EER = -0.2846T + 20.94$  ซึ่งจากความสัมพันธ์ที่ได้รับออกมานั้นสังเกตถึงค่าความชันที่ได้ออกมาเป็นลบ แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของค่าประสิทธิภาพพลังงานซึ่งมีค่าแปรผกผันกับอุณหภูมิภายนอกที่มีค่าเพิ่มมากขึ้นมีค่าเพิ่มมากขึ้น ซึ่งเมื่อเราแทนค่าอุณหภูมิภายนอกที่เปลี่ยนแปลงลงในสมการ เราสามารถหาค่าประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไปได้ ซึ่งจากการหาค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่ามีความเท่ากับ 0.9857 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของสมการ ดังแสดงในรูปที่ 5.45



รูปที่ 5.45 แสดงสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพพลังงานในกรณีอุณหภูมิภายนอกมีค่าต่างกันออกไป และแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

### 5.5.2 ความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ

จากการทดลองเมื่อทราบถึงค่ากำลังคอมเพรสเซอร์ที่ได้รับมาจากการหาพื้นที่ใต้กราฟ เมื่อนำค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการหาพื้นที่ใต้กราฟพลอตลงบนกราฟและลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดที่พลอตลงบนกราฟเพื่อหาค่าความสัมพันธ์ จากการหาความสัมพันธ์พบว่ากราฟที่ได้มีลักษณะเป็นเส้นตรง (Linear Equation) โดยมีความสัมพันธ์เป็นดังสมการ  $Power = 59.329L + 508.73$  ดังแสดงในรูปที่ 5.46 ซึ่งจากค่าความชันที่ได้รับออกมาซึ่งมีค่าเป็นบวก แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของกำลังของคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ จะมีค่าแปรผันตรงกับระยะของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้น โดยสามารถนำค่าระยะของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้นแทนลงในสมการและทำนายถึงกำลังคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในการปรับอากาศได้ และเมื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการที่ได้รับออกมาพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการที่ได้นั้นมีค่าเท่ากับ 0.9959 ดังแสดงในรูปที่ 5.50 ซึ่งถ้าค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือที่ได้รับมีค่าใกล้ 1 มากเท่าไร ก็จะมีค่าความน่าเชื่อถือมากขึ้นตามไปด้วย



รูปที่ 5.46 แสดงสมการความสัมพันธ์ของค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

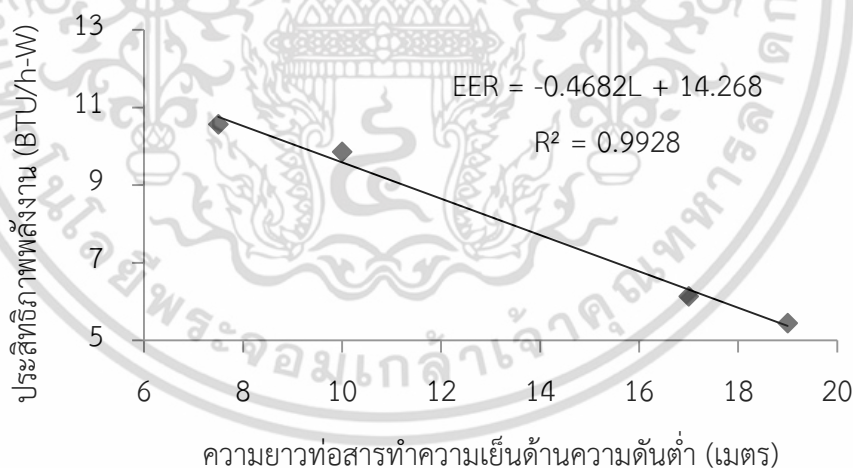


รูปที่ 5.47 แสดงสมการความสัมพันธ์ของขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

ในส่วนการหาความสัมพันธ์ของค่าขีดความสามารถการทำความเย็น หลังจากที้นำค่าขีดความสามารถการทำความเย็นที่คำนวณได้จากความสัมพันธ์ตามสมการที่ 3.1 นำค่าขีดความสามารถการทำความเย็นที่คำนวณได้พลอตลงบนกราฟ หลังจากนั้นลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดที่พลอตลงบนกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆพบว่า ความสัมพันธ์ของสมการที่ได้มีลักษณะเป็นสมการเส้นตรง (Linear Equation) โดยมีความสัมพันธ์ดังสมการ  $Q = -1.8893L + 2538.4$  โดยสามารถนำไปใช้ในการทำนายขีดความสามารถการทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆได้ ซึ่งจากสมการจะสังเกตเห็นถึงค่าความชันที่มีค่าเป็นลบ แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของค่าขีดความสามารถการทำความเย็นซึ่งมีค่าแปรผกผันกับระยะของท่อสารเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำความเข้าใจที่เพิ่มมากขึ้น โดยมีค่าการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ซึ่งเมื่อเราแทนค่าความยาวท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้นลงในสมการ จะสามารถหาค่าขีดความสามารถการทำงานทำความเย็นในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆได้ และจากการหาค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการมีค่าเท่ากับ 0.918 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของสมการ ดังแสดงในรูปที่ 5.47

ส่วนการหาค่าความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพพลังงาน เมื่อคำนวณได้ประสิทธิภาพพลังงานตามความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.4 นำผลที่คำนวณได้พลอตลงบนกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพพลังงานกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ หลังจากนั้นลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดของค่าประสิทธิภาพพลังงานที่พลอตลงบนกราฟพบว่า ความสัมพันธ์ของสมการที่ได้มีลักษณะเป็นสมการเส้นตรง (Linear Equation) โดยมีความสัมพันธ์ดังสมการ  $EER = -0.4682L + 14.268$  ซึ่งจากสมการที่ได้รับออกมานั้นสังเกตถึงค่าความชันที่ได้ออกมามีค่าเป็นลบ แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของค่าประสิทธิภาพพลังงานซึ่งมีค่าแปรผกผันกับระยะของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้น ซึ่งเมื่อเราแทนค่าระยะของท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มมากขึ้นลงในสมการ สามารถหาค่าประสิทธิภาพพลังงานในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆได้ ซึ่งจากการหาค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่ามีค่าเท่ากับ 0.9928 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของสมการ ดังแสดงในรูปที่ 5.48



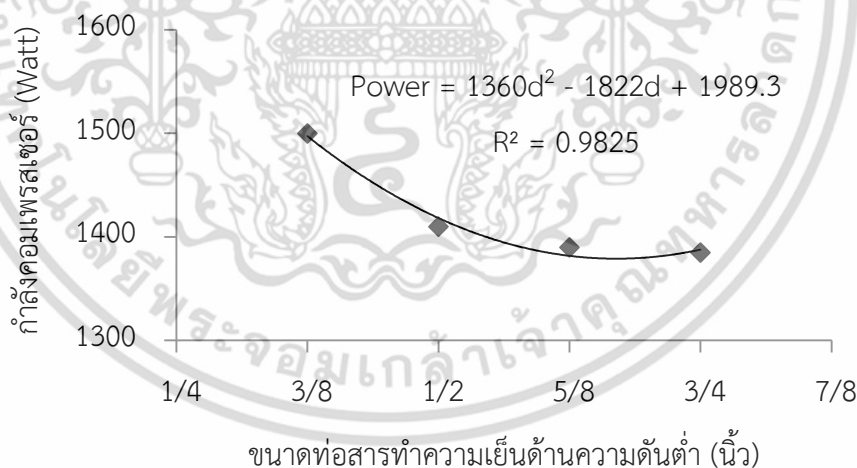
รูปที่ 5.48 แสดงสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพพลังงานในกรณีความยาวท่อสารทำความเย็นที่ความยาวต่างๆ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

### 5.5.3 การทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ

ในหัวข้อนี้เป็นการแสดงการหาความสัมพันธ์ของผลลัพธ์ที่ได้จากการทดลองในการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ ซึ่งเราได้ทำการทดลองโดยการเปลี่ยนขนาดเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (จากเครื่องระเหยถึงคอมเพรสเซอร์) โดยทำการเปรียบเทียบกับขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว และใช้ความยาวของท่อสารทำความเย็นเป็น 17 เมตร

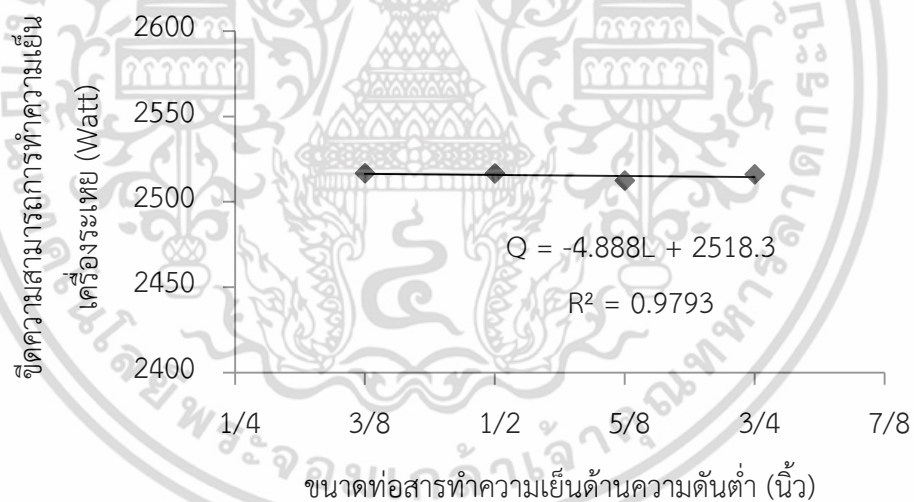
จากการทดลองเมื่อเราทราบถึงค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการหาพื้นที่ใต้กราฟ นำค่าที่หาได้มาจากพื้นที่ใต้กราฟพลอตลงบนกราฟ หลังจากนั้นลากเส้นแนวโน้มหาความสัมพันธ์ของกำลังของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งจากการพลอตกราฟและลากเส้นผ่านจุดที่พลอตลงบนกราฟเพื่อหาแนวโน้มของผลลัพธ์ในด้านกำลังคอมเพรสเซอร์พบว่า กราฟที่ได้นั้นมีลักษณะแตกต่างจากใน 2 กรณีก่อนหน้านี้ ซึ่งสมการที่ได้จะมีลักษณะเป็นสมการพหุนามกำลัง 2 โดยได้ความสัมพันธ์ของกำลังคอมเพรสเซอร์เป็นดังสมการ  $Power = 1360d^2 - 1822d + 1989.3$  โดยแสดงอยู่ในรูปที่ 5.49 จากรูปจะสังเกตเห็นได้ว่าผลของขนาดท่อของสารทำความเย็นมีผลต่อการใช้กำลังของคอมเพรสเซอร์กำลังสอง แสดงว่าเมื่อทำการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นจนถึงจุดจุดหนึ่งจะไม่ส่งผลต่อกำลังของคอมเพรสเซอร์ดังแสดงดังเส้นแนวโน้มที่อยู่บนรูปที่ 5.49 ซึ่งสมการที่ได้รับมาสามารถนำไปใช้ในการทำนายค่ากำลังคอมเพรสเซอร์ในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศได้ และเมื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการที่ได้นั้นมีค่าเท่ากับ 0.9825 ดังแสดงในรูปที่ 5.49 ซึ่งถ้าค่าสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือที่ได้รับมีค่าใกล้ 1 มากเท่าไร ก็จะมีมีความน่าเชื่อถือมากขึ้นตามไปด้วย



**รูปที่ 5.49** แสดงสมการความสัมพันธ์ของกำลังของคอมเพรสเซอร์ในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

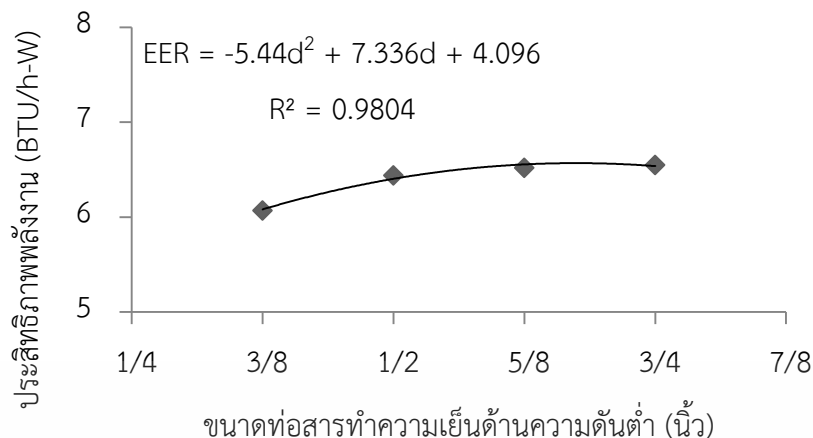
ในส่วนของค่าขีดความสามารถการทำความเย็น หลังจากที้นำค่าที่บันทึกได้จากการทดลองนำมาคำนวณหาขีดความสามารถการทำความเย็นดังสมการที่ 3.1 และนำมาพลอตลงบนกราฟเพื่อหาเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสัมพันธ์ของค่าขีดความสามารถในการทำงานในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ หลังจากนั้นลากเส้นแนวโน้มผ่านจุดที่พลอตลงบนกราฟเพื่อหาความสัมพันธ์ของค่าขีดความสามารถในการทำงาน โดยได้ความสัมพันธ์ดังสมการ  $Q = -4.888d + 2518.3$  โดยสามารถนำสมการที่หาได้จากความสัมพันธ์นี้ไปใช้ในการทำนายขีดความสามารถในการทำงานในกรณีแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศได้ ซึ่งจากกราฟสังเกตเห็นถึงค่าขีดความสามารถในการทำงาน ซึ่งมีผลการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ซึ่งสามารถสังเกตได้จากค่าความชันที่มีค่าเพียงเล็กน้อย ซึ่งส่งผลถึงการเปลี่ยนแปลงของค่าขีดความสามารถในการทำงานที่แทบจะไม่เปลี่ยนแปลงเมื่อทำการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ หรือสรุปได้ว่าแทบจะไม่ส่งผลต่อขีดความสามารถในการทำงานเลยก็ว่าได้ โดยเมื่อเราแทนค่าขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เปลี่ยนแปลงลงไป ในสมการ สามารถหาค่าขีดความสามารถในการทำงานในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศได้ ซึ่งจากการหาสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่า หาสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศมีค่าเท่ากับ 0.9793 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของสมการ ดังแสดงในรูปที่ 5.50



รูปที่ 5.50 แสดงสมการความสัมพันธ์ของขีดความสามารถในการทำงานในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**รูปที่ 5.51** แสดงสมการความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพพลังงานในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศ และแสดงถึงสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการ

ในส่วน of ค่าประสิทธิภาพพลังงาน เมื่อคำนวณได้ประสิทธิภาพพลังงานของกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศตามความสัมพันธ์ดังสมการที่ 3.4 หลังจากนั้นนำผลที่คำนวณได้พลอตลงบนกราฟ และลากเส้นผ่านเพื่อหาแนวโน้มและความสัมพันธ์ของค่าประสิทธิภาพพลังงาน โดยได้ความสัมพันธ์ในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศดังสมการ  $EER = -5.44d^2 + 7.336d + 4.096$  ซึ่งสังเกตได้ว่า จากความสัมพันธ์ที่ได้ออกมานั้นแสดงให้เห็นถึงเมื่อเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นจนถึงจุดจุดหนึ่งจะไม่ส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพพลังงานเช่นเดียวกับค่ากำลังคอมเพรสเซอร์ที่แสดงให้เห็นก่อนหน้านี้ โดยเราสามารถหาค่าความสัมพันธ์ดังสมการที่แสดงอยู่ในรูปที่ 5.51 หาค่าประสิทธิภาพพลังงานในกรณีการทดลองเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศได้ ซึ่งจากการหาสัมประสิทธิ์ความน่าเชื่อถือของสมการพบว่ามีค่าเท่ากับ 0.9804 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของสมการ ดังแสดงในรูปที่ 5.51

## บทที่ 6

### การคำนวณจุดคุ้มทุน

ในบทนี้จะกล่าวถึงการศึกษาถึงระยะเวลาของการคุ้มทุนเมื่อติดตั้งขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เพิ่มขึ้นโดยเปรียบเทียบกับขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำมาตรฐานที่ใช้ทั่วไปในการติดตั้ง โดยจะมีในส่วนของคุณค่าอัตราการใช้ไฟฟ้าที่ใช้ในแต่ละวันนำมาคิดเปรียบเทียบกับราคาที่ใช้ในการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นโดยจะนำเสนออยู่ในรูปของกราฟ

#### 6.1 การคำนวณจุดคุ้มทุน

การลดอัตราการสูญเสียความดันในระบบโดยการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำนี้จะทำให้มีค่าใช้จ่ายเพิ่มมากขึ้นในการติดตั้งระบบ โดยค่าใช้จ่ายด้านราคาท่อที่เพิ่มมากขึ้นแสดงอยู่ในตารางที่ 6.1 และทางผู้ทำการทดลองได้คำนวณหาระยะเวลาที่คุ้มที่สุดสำหรับการติดตั้งซึ่งแสดงอยู่ในรูปที่ 6.1 และตารางที่ 6.3

ในขั้นตอนการคำนวณจุดคุ้มทุนได้ทำการเปรียบเทียบกับราคาของขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว โดยใช้การคิดค่าใช้จ่ายด้านไฟฟ้าสำหรับบ้านพักที่อยู่อาศัย ใช้กำลังไฟฟ้าในการคำนวณจากค่าที่บันทึกได้จากการทดลอง โดยใช้ค่าไฟฟ้าฐานในการคำนวณเป็น 3.27 บาทต่อหน่วย ค่าไฟฟ้าผันแปรอัตโนมัติเป็น 0.69 บาทต่อหน่วย ใช้เวลาในการเปิดเครื่องปรับอากาศ 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยกำหนดเปอร์เซ็นต์การทำงานของเครื่องปรับอากาศเป็น 80% และคิดค่าบริการการใช้งาน ดังตารางที่ 6.2 โดยไม่มีการคำนึงถึงค่าการติดตั้งและค่าสำหรับการซ่อมบำรุงรักษา ซึ่งค่าไฟฟ้าที่ต้องจ่ายต่อเดือนคำนวณได้ดังตารางที่ 6.3 ซึ่งเมื่อนำผลต่างที่คำนวณได้มาพลอตกราฟหาจุดคุ้มทุนสามารถอธิบายได้ดังภาพที่ 6.1 โดยเส้นในแนวนอนคือเส้นของค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นของการติดตั้งระบบเนื่องมาจากมีค่าใช้จ่ายของท่อสารทำความเย็นซึ่งคิดเป็นจำนวนเงิน 346, 850 และ 1,202 บาท ตามลำดับ (เรียงลำดับจากเส้นล่างสู่เส้นบน) โดยทำการเปรียบเทียบกับท่อขนาด 3/8 นิ้ว และเส้นในแนวทแยงคือราคาของค่าใช้ไฟฟ้าในแต่ละเดือนรวมกัน ดังแสดงในตัวอย่างการคำนวณ

#### ตัวอย่างการคำนวณ

$$\begin{aligned}\text{จำนวนการใช้ไฟฟ้า} &= 953.33 \times 8 \times 0.8 \\ &= 6,101.312 \text{ Watt-hr}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{จำนวนยูนิตการใช้งาน} &= 6,101.312 \div 1000 \\ &= 6.101312 \text{ ยูนิต/วัน}\end{aligned}$$

$$\text{ค่าใช้จ่ายไฟฟ้าคิดจากค่าไฟฟ้าพื้นฐานเป็นรายวัน} = 6.101312 \times 3.27$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 &= 19.9512 \text{ บาท/วัน} \\
 \text{ค่าใช้จ่ายไฟฟ้าคิดจากค่าไฟฟ้าพื้นฐานเป็นรายเดือน} &= 19.9512 \times 30 \\
 &= 598.54 \text{ บาท/เดือน} \\
 \text{ค่าใช้จ่ายไฟฟ้าคิดจากค่าไฟฟ้าแปรผันอัตโนมัติเป็นรายวัน} &= 6.101312 \times 0.69 \\
 &= 4.209 \text{ บาท/วัน} \\
 \text{ค่าใช้จ่ายไฟฟ้าคิดจากค่าไฟฟ้าแปรผันอัตโนมัติเป็นรายเดือน} &= 4.209 \times 30 \\
 &= 126.27 \text{ บาท/เดือน} \\
 \text{ค่าใช้จ่ายไฟฟ้าทั้งหมดต่อเดือน} &= 598.54 + 126.27 \\
 &= 724.81 \text{ บาท/เดือน} \\
 \text{ค่าบริการ 7\%} &= 724.81 \times 0.07 \\
 &= 50.73 \text{ บาท} \\
 \text{รวมค่าใช้จ่ายไฟฟ้า} &= 724.81 + 50.73 \\
 &= 775.54 \text{ บาท/เดือน}
 \end{aligned}$$

ตารางที่ 6.1 ราคาของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ราคา (บาท)
3/8	1,190
1/2	1,536
5/8	2,040
3/4	2,392

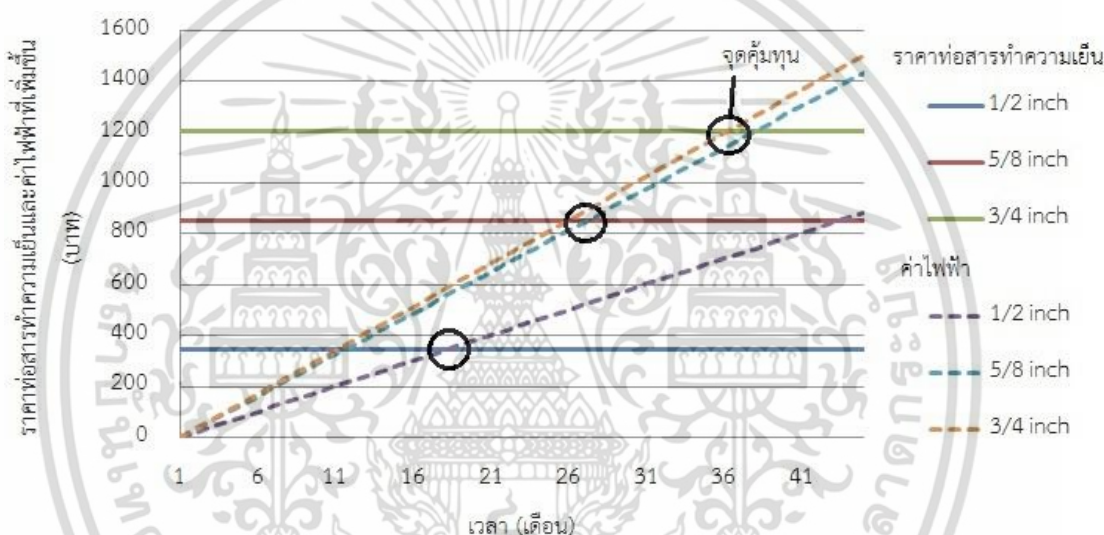
ตารางที่ 6.2 ค่าไฟฟ้าที่ใช้ในการคำนวณ

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	กำลังไฟฟ้า (Watt)	ชั่วโมงการใช้งาน/วัน	ค่าไฟฟ้าฐาน (บาท/หน่วย)	ค่าไฟฟ้าแปรผันอัตโนมัติ (บาท/หน่วย)
3/8	953.33	8	3.27	0.69
1/2	928.67	8	3.27	0.69
5/8	913.33	8	3.27	0.69
3/4	911.57	8	3.27	0.69

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.3 ค่าใช้จ่ายที่คำนวณได้

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ค่าไฟฟ้าฐาน (บาท)	ค่าไฟฟ้าแปรผันอัตโนมัติ (บาท)	ค่าบริการ (บาท)	รวมค่าใช้จ่าย (บาท)
3/8	598.54	126.27	50.73	775.54
1/2	583.02	123.02	49.42	755.46
5/8	573.38	120.98	48.61	742.97
3/4	572.12	120.72	48.50	741.34



รูปที่ 6.1 แสดงระยะเวลาที่คุ้มทุนของขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่เพิ่มขึ้น

ตารางที่ 6.4 ระยะเวลาคุ้มทุน

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ระยะเวลา (เดือน)
1/2	20
5/8	29
3/4	38

จากการคำนวณพบว่าที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว มีระยะเวลาคืนทุน 20 29 และ 38 เดือนตามลำดับ ดังตารางที่ 6.4 ซึ่งจากการคำนวณนี้จะเห็นได้ว่าที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2 นิ้ว จะให้ระยะเวลาคืนทุนที่เร็วที่สุดและค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นในการติดตั้งน้อยที่สุด ส่วนที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 5/8 และ 3/4 นิ้ว จะเอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งมอบไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ค่าการประหยัดไฟฟ้าที่ดีกว่าขนาดท่อ 1/2 นิ้ว แต่จะใช้ระยะเวลาในการคืนทุนที่นานกว่าเนื่องจาก  
ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งที่มากกว่านั่นเอง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 7

# สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

### 7.1 สรุปผลการวิจัย

7.1.1 จากการศึกษาพบว่า การทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อหาประสิทธิภาพการใช้พลังงานตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) ต้องมีการควบคุมสถานะดังนี้

- ต้องทำการควบคุมอุณหภูมิตามมาตรฐาน
- การเปิดเครื่องปรับอากาศต้องเปิดที่การทำความเย็นสูงสุด
- การตรวจวัดและการเก็บข้อมูล ต้องมีการตรวจสอบความแม่นยำและเที่ยงตรงของเครื่องมือวัด อีกทั้งต้องตรวจสอบจุดที่ทำการตรวจวัดด้วยว่าตรงตามมาตรฐานหรือไม่
- ปริมาณของสารทำความเย็น ต้องมีการตรวจสอบและเติมให้เต็มก่อนการทดสอบทุกครั้ง

7.1.2 จากการศึกษาแนวโน้มกำลังคอมเพรสเซอร์ตามทฤษฎีโดยนำสัมประสิทธิ์การปรับแก้เข้ามาร่วมพิจารณาในกรณีความยาวของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่มีระยะเพิ่มมากขึ้นพบว่า ได้ความสัมพันธ์ของสมการเป็น  $Power = 71L + 480.42$  ความสัมพันธ์ดังกล่าวข้างต้นสามารถนำไปใช้ในการพิจารณาการออกแบบระยะเวลาการติดตั้งของเครื่องปรับอากาศได้ เพื่อให้ประหยัดพลังงาน

7.1.2 ผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเมื่ออุณหภูมิภายนอกมีการเปลี่ยนแปลงจากการพิจารณาพบว่า ถ้าอุณหภูมิภายนอกมีการเปลี่ยนแปลงไป ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเปลี่ยนแปลงไป โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้  $EER = -0.2846T + 20.94$  โดยมีค่าความเชื่อมั่นเท่ากับ 0.9998 โดยทุกหนึ่งองศาที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า EER ลดลง 1.36 เปอร์เซ็นต์

7.1.3 ผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเมื่อความยาวของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (ระยะจากเครื่องระเหยถึงคอมเพรสเซอร์) มีระยะเพิ่มมากขึ้นจากการพิจารณาพบว่า เมื่อความยาวของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเปลี่ยนแปลงไป ส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเปลี่ยนแปลงไป โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้  $EER = -0.4682L + 14.268$  โดยมีค่าความเชื่อมั่นเท่ากับ 0.9928 โดยความยาวท่อที่เพิ่มขึ้นทุกๆหนึ่งเมตร จะส่งผลให้ค่า EER ลดลง 3.28 เปอร์เซ็นต์

7.1.4 เสนอถึงแนวทางเพื่อแก้ไขผลกระทบที่เกิดขึ้นกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนและทำการศึกษา โดยวิธีการที่นำเสนอขึ้นเป็นที่วิธีการที่ไม่ซับซ้อนและสามารถนำไปใช้งานได้จริง จากการพิจารณาพบว่า เมื่อขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเปลี่ยนแปลงไป ส่งผลให้ค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเปลี่ยนแปลงไป โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้  $EER = -5.44d^2 + 7.336d + 4.096$  โดยมีค่าความเชื่อมั่นเท่ากับ 0.9804

7.1.5 ศึกษาถึงจุดคุ้มค่าของการลงทุนตามแนวทางการแก้ไขปัญหาที่เสนอในหัวข้อ 1.2.4 จากการพิจารณาพบว่าที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 1/2 นิ้ว มีระยะเวลาคืนทุนเร็วที่สุดคือ 20 เดือน โดยการคำนวณหาจุดคุ้มทุนนี้ไม่มีการคำนึงถึงการซ่อมบำรุงรักษาและการติดตั้ง และใช้เวลาในการเปิดเครื่องปรับอากาศ 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยกำหนดเปอร์เซ็นต์การทำงานของคอมเพรสเซอร์เป็น 80 เปอร์เซ็นต์

ในการเพิ่มขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต้องมีการคำนึงถึงขนาดของคอมเพรสเซอร์ด้วยโดยจากการทดลองพบว่าเราสามารถเพิ่มขนาดท่อได้จนถึงจุดจุดหนึ่งเท่านั้น เมื่อถึงจุดนี้แล้วการเพิ่มขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำจะไม่ช่วยในด้านการลดพลังงาน แต่จะมีค่าใช้จ่ายมากขึ้น

งานวิจัยฉบับนี้ได้เสนอถึงผลของการเปลี่ยนขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ ซึ่งจะเห็นได้ว่าสามารถช่วยลดอัตราการใช้พลังงานลงได้ ซึ่งได้นำเสนอใน 3 ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำซึ่งจะให้ผลที่ต่างกัน โดยที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2 นิ้ว จะให้ระยะเวลาการคืนทุนที่เร็ว ใช้ค่าใช้จ่ายในการติดตั้งน้อย แต่อัตราการประหยัดไฟฟ้าจะน้อยกว่าที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 5/8 และ 3/4 นิ้ว แต่ที่ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 5/8 และ 3/4 นิ้ว จะมีค่าใช้จ่ายในการติดตั้งที่มากกว่า และระยะเวลาคืนทุนที่นานกว่า แต่อัตราการประหยัดไฟฟ้าจะมากกว่าขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 1/2 นิ้ว ซึ่งในการติดตั้งทางผู้ติดตั้งสามารถใช้เป็นทางเลือกในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศได้

## 7.2 ข้อเสนอแนะ

วิธีการที่นำเสนอในงานวิจัยนี้เป็นเพียงอีกแนวทางหนึ่งที่สามารถช่วยในการลดอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มมากขึ้นเมื่อมีระยะเวลาการติดตั้งที่ยาวมากเกินไป ยังมีอีกหลายแนวทางที่สามารถช่วยลดอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศลงได้ดังที่มีผู้นำเสนอไว้ในงานวิจัยหลายฉบับก่อนหน้านี้ ถ้านำวิธีต่างๆมาทดลองใช้ร่วมกันอาจช่วยลดอัตราการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศได้มากขึ้น

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Chatchawan Chaichana, William W.S. Charters and Lu Aye, **An ice thermal storage computer model**. Applied Thermal Engineering 2001; 21(2): 1769–1778.
- [2] อภิเดช บุญเจือ และ สถาพร ทองวิค, “ผลของการลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น”, การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 10, ตุลาคม 2555, หน้า 323-328.
- [3] อภิชาติ อัจฉนาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย, “การประหยัดพลังงานที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22, ตุลาคม 2551, หน้า 207.
- [4] S.S. Hu and B.J. Huang, et al., **Study of a high efficiency residential split water-cooled air conditioner**. Applied Thermal Engineering 2005; 25: 1599–1613.
- [5] ธนวรา ทองล้วน, การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยการพ่นน้ำ, วิทยานิพนธ์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2547.
- [6] ณพวุฒิ ฤทธิรชพงศ์, ผลของการปรับขนาดพัดลมที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน, วิทยานิพนธ์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2549.
- [7] สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม, **มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155)**, 2554.
- [8] ปรัชญา บุรณะสินทรัพย์, ธนาคม สุนทรชัยนาคแสง และ สุธรรม ปทุมสวัสดิ์, “การศึกษาพารามิเตอร์ของระบบปรับอากาศที่ควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ และเพิ่มอุณหภูมิที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, พฤศจิกายน 2552, หน้า 237-242.
- [9] James L. Threlkekd, **Thermal Environmental Engineering**. 3<sup>rd</sup> ed., United States of America: Prentice-Hall, 1998.
- [10] ASHRAE, **HVAC Fundamentals Handbook : American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers**. Atlanta, 1997.
- [11] G.Orian, M.Jelinek and A.Levy, **Heat transfer to sub-cooled binary solution in horizontal tube**. Applied Thermal Engineering 2009; 29: 661–669.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [12] Chi-Chuan Wang, Young-Ming Hwang and Yur-Tsai Lin, **Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers**. International Journal of Refrigeration 2002.
- [13] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, **A General Correlation for flow boiling in tubes and annuli**. Heat Mass Transfer. Vol.29, 1986, 351-358.
- [14] Rosenow, W.M., Hartnett, J.P. and Ganic, E.N. **Handbook of Heat Transfer. Third Edition**. New York : McGraw – Hill Book Company, 1973.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประชุมวิชาการ

# เครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 9

ประจำปี 2556

## 9<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand (E-NETT9)



### พลังงานสีเขียวเพื่อโลกที่สดใส

8-10 พฤษภาคม 2556 ณ ซดพฤษดิ์ รีสอร์ท

อำเภอบ้านนา จังหวัดนครนายก

#### สาขาบทความวิจัย

- **Applied Energy (AE)**  
Solar cooking, Solar cooling and Dehumidification, Solar drying, Solar hot water and Thermal, Solar industrial process heat, Solar ponds, Solar thermal electricity, Thermal storage, Others
- **Energy Conservation (EC)**  
Building energy analysis, Building materials and components, Building-integrated PV systems, Building-integrated solar thermal, Daylighting, Energy management systems, Energy conservations for industries, Energy conservations for transportations, Natural ventilation, Passive and low energy architecture, Passive cooling, Systems including ground coupling, Thermal comfort and performance, Others
- **Energy Policy (EP)**  
Environmental impacts of energy systems, Global climate change, National and regional policies and programs, Others
- **Renewable Energy (RE)**  
Biomass, Hydro, Photovoltaic, Solar distillation and desalination, Wind energy and others.
- **Environmental Managements (EVM)**
- **Energy Material (EM)**
- **Others (Energy-related topics)**



#### การส่งบทความ

อาจารย์ นักวิจัย นิสิตนักศึกษา และผู้สนใจทางด้านพลังงาน หรือสาขาอื่นที่เกี่ยวข้องสามารถส่งบทความผลงานวิจัย โดยบทความที่น่าส่งสามารถเขียนเป็นภาษาไทยหรือภาษาอังกฤษความยาว 4-6 หน้า โดยรายละเอียดของรูปแบบบทความโปรดดูใน [www.e-nett9.org](http://www.e-nett9.org)

#### กำหนดการสำคัญ

วันแรกในการส่งบทความฉบับเต็ม	15 ธันวาคม	2555
วันสุดท้ายในการส่งบทความฉบับเต็ม	15 มกราคม	2556
แจ้งผลการพิจารณาบทความฉบับเต็ม	15 กุมภาพันธ์	2556
วันสุดท้ายในการส่งบทความฉบับสมบูรณ์	15 มีนาคม	2556
วันสุดท้ายของการลงทะเบียนล่วงหน้า	31 มีนาคม	2556
วันประชุมวิชาการ	8-10 พฤษภาคม	2556

จัดการประชุมโดย



คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร

โทรศัพท์ (02) 9883666 ต่อ 3106, 3302 โทรสาร (02) 9884040

Email : [e-nett9@mut.ac.th](mailto:e-nett9@mut.ac.th)

Website://[www.e-nett9.org](http://www.e-nett9.org)

## ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน Effect of low-pressure refrigerant pipe size of split-type air conditioner on energy consumption

กฤษณะ ธรรมิกานนท์<sup>1\*</sup> และ มนต์ศักดิ์ พิมสาร<sup>1</sup>

<sup>1</sup> สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง จังหวัด กรุงเทพมหานคร รหัสไปรษณีย์  
10520

\*ผู้ติดต่อ: t.kritsanamai@gmail.com

### บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาถึงผลของขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำต่อการใช้พลังงาน และวิเคราะห์หาจุดคุ้มทุนของการติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเมื่อมีการติดตั้งระยะของคอยล์เย็นและคอยล์ร้อนยาวมากกว่าค่าแนะนำจากผู้ผลิต ระยะการติดตั้งที่ทำการศึกษาคือเป็น 17 เมตร ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำที่ใช้ในการศึกษาคือ 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว (เปรียบเทียบกับขนาดท่อ 3/8 นิ้ว เป็นขนาดที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศ 9,487 บีทียูต่อชั่วโมง) ในการทดลองควบคุมอุณหภูมิตามมาตรฐานการทดสอบเครื่องปรับอากาศ (มอก. 1155)

จากผลการทดลองพบว่า เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ ทำให้อัตราการใช้พลังงานลดลง 2.58, 4.19 และ 4.38 % ส่งผลให้เครื่องปรับอากาศมีค่าประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 2.55, 4.11 และ 4.43 % (เปรียบเทียบกับขนาดท่อ 3/8 นิ้ว) เมื่อท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำมีขนาด 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ตามลำดับ เมื่อวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายของขนาดท่อพบว่า มีค่าเพิ่มขึ้น 346, 850 และ 1,202 บาท เมื่อคำนึงถึงผลของการประหยัดพลังงานพบว่า มีระยะเวลาการคืนทุน 36, 51 และ 72 เดือน (เปรียบเทียบกับขนาดท่อ 3/8 นิ้ว) เมื่อท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำมีขนาด 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว ตามลำดับ

**คำหลัก:** เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, ท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ, อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

### Abstract

This article aims to study effect of low-pressure refrigerant pipe size of air-conditioner on its energy consumption and to find break-even point when installation distance between evaporator and condenser is longer than the manufacturer recommended value. In this study, the distance used is 17 meters. The pipe diameters 1/2, 5/8 and 3/4 inch were employed (comparing with 3/8 inch used in 9,487 Btu/hr air conditioner used in this article). In the experiment, the testing procedure is based on Thai Industrial Standard 1155.

The results showed that energy consumption rate of air-conditioner was reduced when the pipe size was increased. The energy consumption was reduced by 2.58, 4.19 and 4.38 % and the energy efficiency ratio was increased by 1.87, 3.41 and 3.74 % (comparing with 3/8 inch) when the pipe diameters were 1/2, 5/8 and 3/4 inch, respectively. Increasing the pipe diameter, pipe cost was also increased by 346, 850 and 1,202 bath, compared with 3/8 inch pipe cost. Form energy saving point of view, the payback periods are 36, 51 and 72 months, when the pipe size was increased to 1/2, 5/8 and 3/4 inch, respectively.

**Keywords:** split type air conditioning, low-pressure refrigerant pipe, energy efficiency ratio

ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### บทนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีอากาศร้อนชื้นตลอดปี ส่งผลต่อความสะดวกสบายของมนุษย์ในการดำรงชีวิต ดังนั้นระบบปรับอากาศจึงเข้ามามีบทบาทสำคัญอย่างมากในการดำรงชีวิต ส่งผลให้ปริมาณการใช้เครื่องปรับอากาศมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

จากงานวิจัยก่อนหน้านี้นี้พบว่าระบบปรับอากาศจะใช้พลังงาน 40-60% ของพลังงานทั้งหมดที่ใช้ภายในอาคาร [1] ดังนั้นการลดอัตราการใช้พลังงานจึงเข้ามามีความสำคัญอย่างมาก งานวิจัยที่ผ่านมาได้พยายามลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ โดยการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลิขิดอินเตอร์คูลเลอร์ [2] พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอมีค่า COP และ EER สูงกว่าระบบที่ไม่ใช้ลิขิดอินเตอร์คูลเลอร์ 22% ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ [3] ทำการศึกษาถึงการเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยการลดอุณหภูมิด้วยน้ำระเหย พบว่าปริมาณการทำความเย็นและการประหยัดไฟฟ้ามีค่าเพิ่มขึ้น อภิชาติ อัจฉนาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย [4] ศึกษาการประหยัดพลังงานโดยใช้คูลิ่งแพคที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น พบว่าสามารถลดการใช้พลังงานลง 10% S.S. Hu and B.J. Huang [5] รายงานว่าการลดค่าความดันที่สูญเสียภายในท่อหรือลดค่าความแตกต่างระหว่างชุดคอยล์ร้อนและชุดคอยล์เย็นสามารถเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศได้ Jongmin Choi และคณะ [6] ทำการศึกษาเกี่ยวกับความเหมาะสมของอุปกรณ์ที่ใช้กับระบบปรับอากาศ โดยทำการสร้างสมการในการหาความยาวท่อลดความดันแบบรูเข็ม (Capillary tube) ที่ใช้กับสารทำความเย็น R-12, R-22, R-134a, R-152a, R-407C และ R-410A ซึ่งสมการที่สร้างขึ้นมามีค่าใกล้เคียงกับงานทดลองจริง นอกจากนี้พบว่าการติดตั้งท่อสารทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศที่ไม่เหมาะสมก็จะส่งผลให้เครื่องปรับอากาศมีอัตราการใช้พลังงานที่สูงขึ้น

ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศอาจมีพื้นที่ที่ทำให้การติดตั้งท่อสารทำความเย็นมีความยาวมากเกินไปจะส่งผลต่อการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ งานวิจัยนี้จึงศึกษาผลที่เกิดจากการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาว 17 เมตร และหาวิธีแก้ไขปัญหาลดอัตราการใช้พลังงานที่เกิดขึ้น โดยมีสมมุติฐานว่าขนาดของท่อสารทำ

ความเย็นด้านความดันต่ำน่าจะมีผลต่อการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ

### ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยฉบับนี้จะใช้ทฤษฎีที่มีความเกี่ยวข้อง 3 ทฤษฎี คือ การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องปรับอากาศ, การคำนวณหาอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์แบบโรตารีแบบหุ้มปิดโดย James L. Threlkekd [7] และการสูญเสียความดันภายในท่อซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

### สมการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพเชิงพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

ขีดความสามารถการทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ

$$qtc_i = \sum E_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + q_p + q_r \quad (1)$$

เมื่อ  $qtc_i$  คือ ขีดความสามารถการทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศภายในห้องชุดแพนคอยล์ (W)

$\sum E_r$  คือ ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้กับอุปกรณ์ปรับสถานะในห้องชุดแพนคอยล์ (W)

$h_{w1}$  คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้อุณหภูมิของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น) (J/kg)

$h_{w2}$  คือ เอนทาลปีของน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้น (หาได้โดยใช้อุณหภูมิกระเปาะเปียก) (J/kg)

$W_r$  คือ อัตราน้ำที่ควบแน่นในห้องชุดแพนคอยล์ (kg/s)

$q_p$  คือ อัตราความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องชุดแพนคอยล์ผ่านผนังกันห้องระหว่างห้องชุดแพนคอยล์และห้องชุดคอนเดนซิง (ได้จากการสอบเทียบ) (W)

$q_r$  คือ อัตราความร้อนรั่วไหลผ่านพื้นและเพดานเข้าสู่ห้องชุดแพนคอยล์ (ได้จากการสอบเทียบ) (W)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

$$COP = \frac{qtc_i}{E} \quad (2)$$

เมื่อ  $COP$  คือ ค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

$E$  คือ กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในการทดสอบ (W)

ประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

$$EER = COP \times 3.412 \quad (3)$$

เมื่อ  $EER$  คือ ค่าประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ (Btu/hr - W)

สมการคำนวณหาอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์แบบโรตารีแบบหุ้มปิด

กำลังงานของคอมเพรสเซอร์

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_r \gamma P_{suc} V_{suc}}{\eta_m \gamma - 1} [(PR)^{\gamma-1/\gamma} - 1] \quad (4)$$

เมื่อ  $\dot{W}_c$  คือ กำลังงานคอมเพรสเซอร์ (W)

$\dot{m}_r$  คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น (ได้จากปริมาณ) (kg/s)

$\eta_m$  คือ ประสิทธิภาพของมอเตอร์ (%)

$\gamma$  คือ ตัวเลขโพลีโทรปิก

$P_{suc}$  คือ ความดันด้านดูด (kPa)

$V_{suc}$  คือ ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็น R-22 ด้านดูด (m<sup>3</sup>/kg)

$PR$  คือ อัตราส่วนการอัดคอมเพรสเซอร์ คือ อัตราส่วนของความดันทางด้านจ่ายต่อความดันทางด้านดูด

อัตราการไหลของสารทำความเย็น

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v N_m V}{V_{suc}} \quad (5)$$

เมื่อ  $\eta_v$  คือ ประสิทธิภาพการอัดไอ (%)

$N_m$  คือ ความเร็วรอบของมอเตอร์ (rev/s)

$V$  คือ ปริมาตรของโรเตอร์ (m<sup>3</sup>)

สมการการสูญเสียความดันภายในท่อ

$$P_{loss} = \frac{fL\rho V^2}{2D}$$

เมื่อ  $P_{loss}$  คือ ความดันสูญเสีย (Pa)

$L$  คือ ความยาวท่อ (m)

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของไหล (m<sup>3</sup>)

$V$  คือ ความเร็วของไหล (m/s)

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

### อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการทดลองทางผู้ทดลองได้ทำการกำหนดสภาวะเพื่อใช้ในการทดลองเป็นไปตามตารางที่ 1 โดยในระหว่างการทดลองจะต้องควบคุมสภาวะของห้องจำลองสภาวะภายในและห้องจำลองสภาวะภายนอกให้เป็นไปตามที่กำหนด

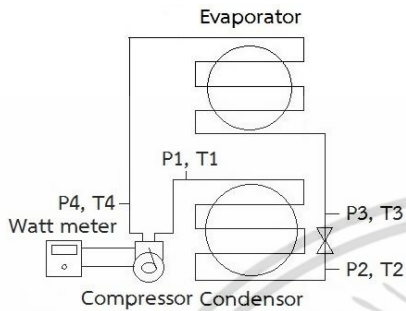
ตารางที่ 1 อุณหภูมิที่ใช้ในการควบคุมห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอก

รูปแบบห้องจำลอง	อุณหภูมิ (°C)	
	กระเปาะแห้ง	กระเปาะเปียก
สภาวะภายใน	27±0.5	19±0.5
สภาวะภายนอก	35±0.5	24±0.5

ในงานวิจัยในครั้งนี้ได้ทำการทดลองในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 9,487 บีทียูต่อชั่วโมงในการศึกษา โดยทำการติดตั้งเครื่องมือวัดความดันและอุณหภูมิตามจุดต่างๆ (รูปที่ 1) และติดตั้งชุดคอยล์เย็น (FCU) และชุดคอยล์ร้อน (CDU) ตามมาตรฐานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155) [6] โดยใช้ระยะการติดตั้งเป็น 17 เมตรขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว โดยทำการเปรียบเทียบกับขนาด 3/8 นิ้ว ซึ่งเป็นขนาดท่อมาตรฐานที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศขนาด 9,487 บีทียูต่อชั่วโมง และใช้สารทำความเย็น R-22 ในการทดลอง

การทดลองในครั้งนี้ทางผู้วิจัยได้ใช้ระยะของท่อสารทำความเย็นเป็น 17 เมตร และทำการเปลี่ยนขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว โดยทำการเปรียบเทียบกับขนาด 3/8 นิ้ว และทำการบันทึกผลเป็นเวลา 1 ชั่วโมง หลังจากสามารถควบคุมอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายในและภายนอกให้เป็นไปตามตารางที่ 1 หลังจากนั้นนำผลการทดลองไปคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ โดยทำการทดลองในลักษณะเดียวกันนี้ทุกขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ ในการตรวจวัดความดัน (P) และอุณหภูมิ (T) ตามจุดต่างๆระหว่างการทดลองนั้นทางผู้วิจัยได้ใช้เครื่องตรวจวัดความ

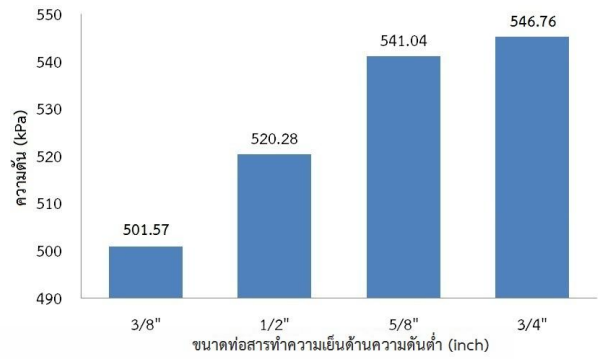
ต้นของ Siemen รุ่น QBE2001-P25U และใช้ Thermocouple type K ในการตรวจวัดอุณหภูมิ ซึ่งอุปกรณ์ทั้งสองชนิดนี้มีความละเอียดและเหมาะสมสำหรับการตรวจวัดความดันและอุณหภูมิสำหรับงานวิจัยนี้



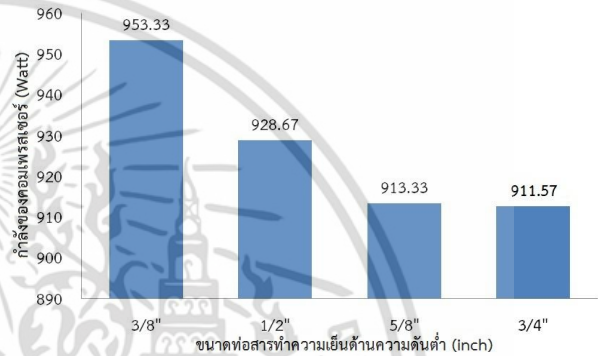
รูปที่ 1 จุดที่ติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน อุณหภูมิ และอัตราการใช้กระแสไฟฟ้า

**ผลการทดลอง**

จากทดลองพบว่าเมื่อมีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีความยาวมากเกินไปซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาในระหว่างการติดตั้ง 17 เมตร อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามระยะที่ทำการติดตั้ง เนื่องมาจากมีการเกิดการสูญเสียความดันเกิดขึ้น คอมเพรสเซอร์จึงต้องทำงานมากขึ้นเพื่อรักษาความดันในระบบให้คงที่อีกทั้งเมื่อท่อสารทำความเย็นมีความยาวมากขึ้นจะทำให้มีการสูญเสียพลังงานมากขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากแรงเสียดทานของท่อสารทำความเย็นจึงส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ อีกทั้งยังส่งผลให้คอมเพรสเซอร์มีการเสื่อมสภาพเร็วขึ้นอีกด้วย จากปัญหาที่พบจากการศึกษาทางผู้วิจัยจึงทำการทดลองโดยทำการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (low-pressure refrigerant pipe) เพื่อช่วยลดอัตราการเกิดการสูญเสียความดันในระบบ จากการทดลองพบว่า เมื่อมีการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำสามารถช่วยลดอัตราการสูญเสียความดันภายในท่อลงได้ (รูปที่ 2) ซึ่งจากการลดการสูญเสียความดันภายในท่อลงนี้ จะส่งผลให้อัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ลดลง (รูปที่ 3) ทำให้สามารถประหยัดพลังงานลงได้ ซึ่งสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 2 และ 3



รูปที่ 2 การลดการสูญเสียความดันในท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ



รูปที่ 3 อัตราการใช้พลังงานเมื่อขนาดท่อเปลี่ยนแปลง ตารางที่ 2 การเพิ่มขึ้นของความดัน

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ความดันที่เพิ่มขึ้น (%)
3/8	-
1/2	3.73
5/8	7.86
3/4	9.01

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	พลังงานที่ลดลง (%)
3/8	-
1/2	2.58
5/8	4.19
3/4	4.38

โดยการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำนี้จะไม่ส่งผลต่อค่าความเย็นที่ได้ แต่จะส่งผลต่อค่าสมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานเนื่องมาจากการลดอัตราการใช้พลังงานลดลง (ตารางที่ 4-6)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4 ค่าความเย็นที่ได้

ขนาดท่อสารทำความเย็น	ค่าความเย็น (Watt)
ด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	
3/8	2516.79
1/2	2516.69
5/8	2512.50
3/4	2516.15

ตารางที่ 5 ค่าสมรรถนะการทำความเย็น

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ค่าสมรรถนะการทำความเย็น
3/8	2.64
1/2	2.71
5/8	2.75
3/4	2.76

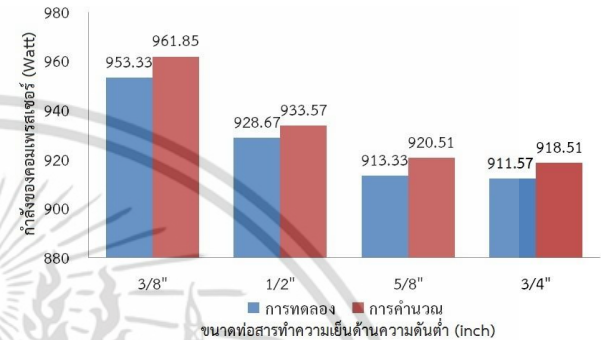
ตารางที่ 6 ค่าประสิทธิภาพพลังงาน

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ค่าประสิทธิภาพพลังงาน (Btu/hr-W)
3/8	9.01
1/2	9.24
5/8	9.38
3/4	9.41

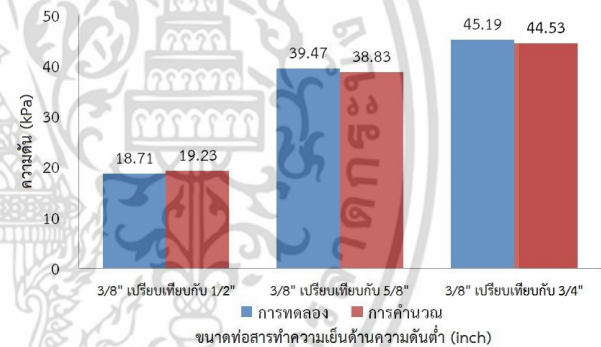
#### การเปรียบเทียบผลจากการทดลองกับวิธีการคำนวณ

เมื่อนำค่าที่บันทึกได้จากการทดลองมาคำนวณหาอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์โดยสมการของ James L. Threlked คอมเพรสเซอร์ที่ใช้เป็นโรตารีแบบหุ้มปิด (Hermetic Rotary Compressor) สมมติฐานการทำงานของคอมเพรสเซอร์เป็นกระบวนการโพลีโทรปิก (Polytropic Process) และนำค่าที่บันทึกได้จากการทดลองมาแทนค่า และคำนวณการลดการสูญเสียค่าความดันเมื่อท่อมีความยาวเพิ่มมากขึ้น พบว่าอัตราการใช้พลังงานที่คำนวณได้นั้นมีความแตกต่างกับค่าที่บันทึกได้เพียงเล็กน้อยเนื่องมาจากกระบวนการโพลีโทรปิกที่ใช้ในการวิเคราะห์เป็นการประมาณค่า ส่งผลให้ค่าที่ได้จากการวิเคราะห์มีค่าสูงกว่าค่าที่ทดลองได้ ดังรูปที่ 4 และตารางที่ 6 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ระหว่างผลจากการทดลองและผลจากการคำนวณ ในส่วนของค่าความดันที่เปลี่ยนแปลงไปพบว่า เมื่อทำการเปรียบเทียบค่าที่บันทึก

ได้จากการทดลองและค่าที่ได้จากการคำนวณพบว่า เมื่อมีการเพิ่มขนาดท่อของสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ อัตราการสูญเสียของความดันมีค่าแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย ดังรูปที่ 5 และตารางที่ 8 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของค่าความดันที่เปลี่ยนแปลงไปเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อระหว่างผลจากการทดลองและผลจากการคำนวณ



รูปที่ 4 ความแตกต่างของอัตราการใช้พลังงานของการทดลองและการคำนวณ



รูปที่ 5 ความแตกต่างของความดันเมื่อมีการเพิ่มขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ

ตารางที่ 7 เปรียบเทียบความแตกต่างระหว่างผลการทดลองและคำนวณของอัตราการใช้พลังงานคอมเพรสเซอร์

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ความแตกต่าง (%)
3/8	0.88
1/2	0.53
5/8	0.78
3/4	0.75

ตารางที่ 8 เปรียบเทียบความแตกต่างระหว่างผลการทดลองและคำนวณของค่าความดัน

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ความแตกต่าง (%)
3/8	-
1/2	2.74
5/8	1.63
3/4	1.47

ตารางที่ 9 ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นของท่อแต่ละขนาด

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ราคา (บาท)
3/8	1,190
1/2	1,536
5/8	2,040
3/4	2,392

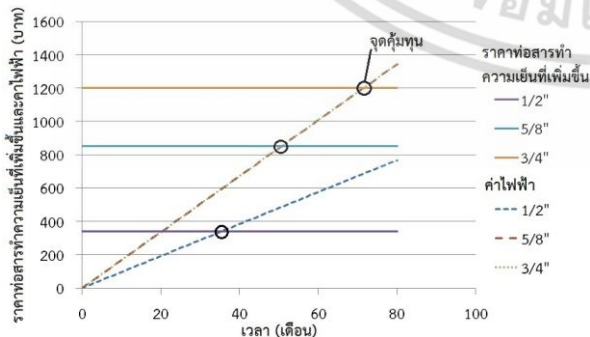
ตารางที่ 10 ระยะเวลาคุ้มทุน

ขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ (นิ้ว)	ระยะเวลา (เดือน)
1/2	36
5/8	51
3/4	72

### การคำนวณจุดคุ้มทุน

การลดอัตราการสูญเสียความดันในระบบโดยการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำนี้จะทำให้มีค่าใช้จ่ายเพิ่มมากขึ้นในการติดตั้งระบบ โดยค่าใช้จ่ายที่เพิ่มมากขึ้นซึ่งแสดงอยู่ในตารางที่ 9 และทางผู้ทำการทดลองได้คำนวณหาระยะเวลาที่คุ้มที่สุดสำหรับการติดตั้งซึ่งแสดงอยู่ในรูปที่ 6 และตารางที่ 10

ในขั้นตอนการคำนวณจุดคุ้มทุนได้ทำการเปรียบเทียบกับราคาของขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำ 3/8 นิ้ว ใช้ค่าไฟในการคำนวณ 1.57, 1.54 และ 1.54 บาทต่อชั่วโมง เมื่อขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเป็น 1/2, 5/8 และ 3/4 นิ้ว (ทำการเปรียบเทียบกับท่อขนาด 3/8 นิ้ว) โดยใช้เวลาในการเปิดเครื่องปรับอากาศ 8 ชั่วโมงต่อวัน โดยไม่มีการคำนึงถึงการซ่อมบำรุงรักษา โดยเส้นในแนวนอนคือเส้นของค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นซึ่งคิดเป็นจำนวนเงิน 346, 850 และ 1,202 บาท ตามลำดับ (เรียงลำดับจากเส้นล่างสู่เส้นบน) โดยทำการเปรียบเทียบกับท่อขนาด 3/8 นิ้ว และเส้นในแนวทแยงคือราคาของค่าใช้ไฟฟ้าในแต่ละเดือนรวมกัน



รูปที่ 6 ระยะเวลาที่คุ้มทุนของขนาดท่อแต่ละเส้น

ในการเพิ่มขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำนี้สามารถช่วยแก้ปัญหาความดันที่ลดลงเนื่องจากความยาวที่มากเกินไปได้ แต่ต้องมีการคำนึงถึงเรื่องของราคาและขนาดของคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ โดยการเพิ่มขนาดนี้สามารถเพิ่มได้อย่างจำกัดขึ้นอยู่กับขนาดของคอมเพรสเซอร์ว่าสามารถสร้างความดันได้มากเพียงใด โดยเมื่อถึงจุดสูงสุดของคอมเพรสเซอร์ในการสร้างความดันแล้ว การเพิ่มขนาดก็จะไม่ส่งผลต่อการเพิ่มความดัน แต่จะส่งผลต่อค่าใช้จ่ายที่เพิ่มมากขึ้น

### สรุป

จากการศึกษาโดยทำการเพิ่มขนาดของท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเพื่อลดอัตราการสูญเสียความดันภายในท่อพบว่า การเพิ่มขนาดของท่อนั้นสามารถช่วยลดอัตราการสูญเสียความดันภายในท่อได้จริง โดยการลดอัตราการสูญเสียความดันภายในท่อนี้จะส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ทำให้มีการใช้พลังงานที่ลดลง ซึ่งสามารถช่วยลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานลงได้ แต่จะมีค่าใช้จ่ายในส่วนของการเพิ่มขนาดท่อสารทำความเย็นด้านความดันต่ำเพิ่มเข้ามา เมื่อเปรียบเทียบผลจากการทดลองกับผลที่ได้จากการคำนวณทั้งในด้านพลังงานและความดันพบว่ามีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย ซึ่งจากการคำนวณระยะเวลาคุ้มทุนพบว่าที่ขนาดท่อ 1/2 นิ้ว จะมีระยะเวลาคุ้มทุนที่ดีที่สุดคือ 36 เดือน

### กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยการอุปถัมภ์ของบิดาและมารดาของข้าพเจ้า ขอขอบพระคุณ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ตลอดจนอาจารย์ทุกท่าน ที่ให้คำปรึกษา งานวิจัยฉบับนี้ และทางสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้ความอนุเคราะห์สถานที่ทำงานวิจัยฉบับนี้ ตลอดจนแหล่งข้อมูลความรู้ จนทำให้งานวิจัยฉบับนี้ลุล่วงไปด้วยดี

### เอกสารอ้างอิง

- [1] Chatchawan Chaichana, William W.S. Charters and Lu Aye, An ice thermal storage computer model. Applied Thermal Engineering 2001; 21(2): 1769–1778.
- [2] พูลพงศ์ สวาสดิพันธ์, อำไพศักดิ์ ทิบุญญา และ ขวลิต ถิ่นวงศ์พิทักษ์, “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลิขวิดอินเตอร์คูลเลอร์,” ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, จังหวัดนครราชสีมา, หน้า 315-316, 2549.
- [3] ธวัชชัย นาคพิพัฒน์, “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้การลดอุณหภูมิด้วยน้ำระเหย,” ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20, จังหวัดนครราชสีมา, หน้า 321-322, 2549.
- [4] อภิชาติ อางนาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย, “การประหยัดพลังงานที่คลังสินค้าที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น,” ใน การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, จังหวัดปทุมธานี, หน้า 207, 2551.
- [5] S.S. Hu and B.J. Huang, et al., Study of a high efficiency residential split water-cooled air conditioner. Applied Thermal Engineering 2005; 25: 1599–1613.
- [6] Jongmin Choi, Yongchan Kim and Jin Taek Chung, An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerant. Applied Thermal Engineering 2004; 24: 29–

- [7] James L. Threlkekd, Thermal Environmental Engineering. 3<sup>rd</sup> ed., United States of America: Prentice-Hall, 1998.
- [8] Wilbert F. Stoecker and Jerold W. Jones, Refrigeration and Air Conditioning. 2<sup>nd</sup> ed., Singapore: McGraw-Hill, 1982.
- [9] สำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม, มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ (มอก. 1155), 2554.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEMP °C	PRES bar	VOLUME m <sup>3</sup> /kg 10 <sup>3</sup>		DENSITY kg/m <sup>3</sup> 10 <sup>-3</sup>		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/kg K		TEMP °C
		LIQUID v <sub>f</sub>	VAPOR v <sub>g</sub>	LIQUID 1/v <sub>f</sub>	VAPOR 1/v <sub>g</sub>	LIQUID h <sub>f</sub>	LATENT h <sub>fg</sub>	VAPOR h <sub>g</sub>	LIQUID s <sub>f</sub>	VAPOR s <sub>g</sub>	
-50	0.6439	0.69526	324.557	1.43831	0.00308	144.959	238.962	383.921	0.77919	1.85000	-50
-49	0.6776	0.69663	309.486	1.43549	0.00323	145.992	238.403	384.395	0.78380	1.84734	-49
-48	0.7128	0.69800	295.217	1.43266	0.00339	147.029	237.840	384.869	0.78841	1.84472	-48
-47	0.7494	0.69939	281.753	1.42982	0.00355	148.067	237.274	385.341	0.79300	1.84214	-47
-46	0.7875	0.70078	269.027	1.42698	0.00372	149.109	236.704	385.813	0.79758	1.83959	-46
-45	0.8271	0.70219	256.990	1.42412	0.00389	150.153	236.129	386.282	0.80216	1.83708	-45
-44	0.8682	0.70360	245.600	1.42126	0.00407	151.200	235.551	386.751	0.80672	1.83460	-44
-43	0.9110	0.70502	234.817	1.41839	0.00426	152.249	234.968	387.217	0.81128	1.83216	-43
-42	0.9555	0.70646	224.603	1.41551	0.00445	153.301	234.381	387.683	0.81582	1.82976	-42
-41	1.0016	0.70790	214.923	1.41262	0.00465	154.356	233.790	388.147	0.82036	1.82738	-41
-40	1.0495	0.70936	205.745	1.40972	0.00486	155.414	233.195	388.609	0.82490	1.82504	-40
-39	1.0992	0.71082	197.040	1.40682	0.00508	156.474	232.595	389.070	0.82942	1.82273	-39
-38	1.1507	0.71230	188.778	1.40390	0.00530	157.537	231.992	389.529	0.83383	1.82045	-38
-37	1.2041	0.71379	180.933	1.40097	0.00553	158.603	231.383	389.986	0.83844	1.81821	-37
-36	1.2594	0.71529	173.482	1.39804	0.00576	159.671	230.771	390.442	0.84294	1.81599	-36
-35	1.3168	0.71680	166.400	1.39510	0.00601	160.742	230.153	390.896	0.84743	1.81380	-35
-34	1.3761	0.71832	159.668	1.39214	0.00626	161.816	229.532	391.348	0.85191	1.81164	-34
-33	1.4375	0.71985	153.264	1.38918	0.00652	162.893	228.905	391.798	0.85638	1.80951	-33
-32	1.5011	0.72139	147.170	1.38620	0.00679	163.972	228.274	392.247	0.86085	1.80741	-32
-31	1.5668	0.72295	141.369	1.38322	0.00707	165.055	227.639	392.693	0.86531	1.80534	-31
-30	1.6348	0.72452	135.844	1.38022	0.00736	166.140	226.998	393.138	0.86976	1.80329	-30
-29	1.7050	0.72610	130.580	1.37722	0.00766	167.227	226.353	393.580	0.87420	1.80126	-29
-28	1.7776	0.72769	125.563	1.37420	0.00796	168.318	225.703	394.021	0.87864	1.79927	-28
-27	1.8525	0.72930	120.778	1.37118	0.00828	169.411	225.048	394.459	0.88306	1.79730	-27
-26	1.9299	0.73092	116.214	1.36814	0.00860	170.507	224.388	394.896	0.88748	1.79535	-26
-25	2.0096	0.73255	111.859	1.36509	0.00894	171.606	223.724	395.330	0.89190	1.79342	-25
-24	2.0922	0.73420	107.701	1.36203	0.00928	172.708	223.054	395.762	0.89630	1.79152	-24
-23	2.1772	0.73585	103.730	1.35896	0.00964	173.812	222.379	396.191	0.90070	1.78965	-23
-22	2.2648	0.73753	99.9362	1.35588	0.01001	174.919	221.700	396.619	0.90509	1.78779	-22
-21	2.3552	0.73921	96.3101	1.35279	0.01038	176.029	221.015	397.044	0.90948	1.78596	-21
-20	2.4483	0.74091	92.8432	1.34968	0.01077	177.142	220.325	397.467	0.91386	1.78415	-20
-19	2.5442	0.74263	89.5273	1.34657	0.01117	178.258	219.629	397.887	0.91823	1.78236	-19
-18	2.6429	0.74436	86.3545	1.34344	0.01158	179.376	218.929	398.305	0.92259	1.78059	-18
-17	2.7446	0.74610	83.3179	1.34030	0.01200	180.498	218.223	398.720	0.92695	1.77884	-17
-16	2.8493	0.74786	80.4103	1.33714	0.01244	181.622	217.512	399.133	0.93129	1.77711	-16
-15	2.9570	0.74964	77.6254	1.33397	0.01288	182.749	216.795	399.544	0.93564	1.77540	-15
-14	3.0678	0.75143	74.9572	1.33079	0.01334	183.878	216.073	399.951	0.93997	1.77371	-14
-13	3.1817	0.75324	72.3997	1.32760	0.01381	185.011	215.345	400.356	0.94430	1.77204	-13
-12	3.2989	0.75506	69.9978	1.32439	0.01430	186.147	214.612	400.759	0.94862	1.77039	-12
-11	3.4193	0.75690	67.5961	1.32117	0.01479	187.285	213.873	401.158	0.95294	1.76875	-11
-10	3.5430	0.75876	65.3399	1.31794	0.01530	188.426	213.129	401.555	0.95725	1.76713	-10
-9	3.6701	0.76063	63.1746	1.31469	0.01583	189.571	212.379	401.949	0.96155	1.76553	-9
-8	3.8006	0.76253	61.1958	1.31143	0.01637	190.718	211.623	402.341	0.96585	1.76394	-8
-7	3.9347	0.76444	59.0996	1.30815	0.01692	191.868	210.861	402.729	0.97014	1.76237	-7
-6	4.0723	0.76637	57.1820	1.30486	0.01749	193.021	210.094	403.114	0.97442	1.76082	-6
-5	4.2135	0.76831	55.3394	1.30155	0.01807	194.176	209.320	403.496	0.97870	1.75928	-5
-4	4.3584	0.77028	53.5682	1.29823	0.01867	195.335	208.540	403.876	0.98297	1.75775	-4
-3	4.5070	0.77226	51.8653	1.29490	0.01928	196.497	207.755	404.252	0.98724	1.75624	-3
-2	4.6594	0.77427	50.2274	1.29154	0.01991	197.662	206.963	404.625	0.99150	1.75475	-2
-1	4.8157	0.77629	48.6517	1.28817	0.02055	198.829	206.165	404.994	0.99575	1.75326	-1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEMP °C	PRES bar	VOLUME m <sup>3</sup> /kg 10 <sup>3</sup>		DENSITY kg/m <sup>3</sup> 10 <sup>3</sup>		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/kg K		TEMP °C
		LIQUID v <sub>f</sub>	VAPOR v <sub>g</sub>	LIQUID 1/v <sub>f</sub>	VAPOR 1/v <sub>g</sub>	LIQUID h <sub>f</sub>	LATENT h <sub>fg</sub>	VAPOR h <sub>g</sub>	LIQUID s <sub>f</sub>	VAPOR s <sub>g</sub>	
0	4.9759	0.77834	47.1354	1.28479	0.02122	200.000	205.361	405.361	1.00000	1.75179	0
1	5.1401	0.78041	45.6757	1.28139	0.02189	201.174	204.550	405.724	1.00424	1.75034	1
2	5.3083	0.78249	44.2702	1.27797	0.02259	202.351	203.733	406.084	1.00848	1.74889	2
3	5.4806	0.78460	42.9166	1.27453	0.02330	203.530	202.910	406.440	1.01271	1.74746	3
4	5.6571	0.78673	41.6124	1.27108	0.02403	204.713	202.080	406.793	1.01694	1.74604	4
5	5.8378	0.78889	40.3556	1.26760	0.02478	205.899	201.243	407.143	1.02116	1.74463	5
6	6.0228	0.79107	39.1441	1.26412	0.02555	207.089	200.400	407.489	1.02537	1.74324	6
7	6.2122	0.79327	37.9759	1.26061	0.02633	208.281	199.550	407.831	1.02958	1.74185	7
8	6.4059	0.79549	36.8493	1.25708	0.02714	209.477	198.693	408.169	1.03379	1.74047	8
9	6.6042	0.79775	35.7624	1.25353	0.02796	210.675	197.829	408.504	1.03799	1.73911	9
10	6.8070	0.80002	34.7136	1.24997	0.02881	211.877	196.958	408.835	1.04218	1.73775	10
11	7.0144	0.80232	33.7013	1.24638	0.02967	213.083	196.079	409.162	1.04637	1.73640	11
12	7.2265	0.80465	32.7239	1.24277	0.03056	214.291	195.194	409.485	1.05056	1.73506	12
13	7.4433	0.80701	31.7801	1.23915	0.03147	215.503	194.301	409.804	1.05474	1.73373	13
14	7.6650	0.80939	30.8683	1.23550	0.03240	216.719	193.400	410.119	1.05892	1.73241	14
15	7.8915	0.81180	29.9874	1.23183	0.03335	217.937	192.492	410.430	1.06309	1.73109	15
16	8.1229	0.81424	29.1361	1.22813	0.03432	219.160	191.577	410.736	1.06726	1.72978	16
17	8.3593	0.81671	28.3131	1.22442	0.03532	220.385	190.653	411.038	1.07142	1.72848	17
18	8.6008	0.81922	27.5173	1.22068	0.03634	221.615	189.721	411.336	1.07559	1.72719	18
19	8.8475	0.82175	26.7477	1.21692	0.03739	222.848	188.782	411.629	1.07974	1.72590	19
20	9.0993	0.82431	26.0032	1.21313	0.03846	224.084	187.834	411.918	1.08390	1.72462	20
21	9.3564	0.82691	25.2829	1.20932	0.03955	225.324	186.877	412.202	1.08805	1.72334	21
22	9.6189	0.82954	24.5857	1.20548	0.04067	226.568	185.913	412.481	1.09220	1.72206	22
23	9.8867	0.83221	23.9107	1.20162	0.04182	227.816	184.939	412.755	1.09634	1.72080	23
24	10.160	0.83491	23.2572	1.19773	0.04300	229.068	183.957	413.025	1.10048	1.71953	24
25	10.439	0.83765	22.6242	1.19382	0.04420	230.324	182.965	413.289	1.10462	1.71827	25
26	10.723	0.84043	22.0111	1.18987	0.04543	231.583	181.965	413.548	1.10876	1.71701	26
27	11.014	0.84324	21.4169	1.18590	0.04669	232.847	180.955	413.802	1.11290	1.71576	27
28	11.309	0.84610	20.8411	1.18190	0.04798	234.115	179.935	414.050	1.11703	1.71450	28
29	11.611	0.84899	20.2829	1.17787	0.04930	235.387	178.906	414.293	1.12116	1.71325	29
30	11.919	0.85193	19.7417	1.17381	0.05065	236.664	177.867	414.530	1.12530	1.71200	30
31	12.232	0.85491	19.2168	1.16971	0.05204	237.944	176.817	414.762	1.12943	1.71075	31
32	12.552	0.85793	18.7076	1.16559	0.05345	239.230	175.758	414.987	1.13355	1.70950	32
33	12.878	0.86101	18.2135	1.16143	0.05490	240.520	174.687	415.207	1.13768	1.70826	33
34	13.210	0.86412	17.7341	1.15724	0.05639	241.814	173.606	415.420	1.14181	1.70701	34
35	13.548	0.86729	17.2686	1.15301	0.05791	243.114	172.514	415.627	1.14594	1.70576	35
36	13.892	0.87051	16.8168	1.14875	0.05946	244.418	171.410	415.828	1.15007	1.70450	36
37	14.243	0.87378	16.3779	1.14445	0.06106	245.727	170.294	416.021	1.15420	1.70325	37
38	14.601	0.87710	15.9517	1.14012	0.06269	247.041	169.167	416.208	1.15833	1.70199	38
39	14.965	0.88048	15.5375	1.13574	0.06436	248.361	168.027	416.388	1.16246	1.70073	39
40	15.335	0.88392	15.1351	1.13133	0.06607	249.686	166.875	416.561	1.16659	1.69946	40
41	15.712	0.88741	14.7439	1.12687	0.06782	251.016	165.710	416.726	1.17073	1.69819	41
42	16.096	0.89097	14.3636	1.12237	0.06962	252.352	164.531	416.883	1.17486	1.69692	42
43	16.487	0.89459	13.9938	1.11783	0.07146	253.694	163.339	417.033	1.17900	1.69564	43
44	16.885	0.89828	13.6341	1.11324	0.07335	255.042	162.133	417.174	1.18315	1.69435	44
45	17.290	0.90203	13.2841	1.10861	0.07528	256.396	160.912	417.308	1.18730	1.69305	45
46	17.702	0.90586	12.9436	1.10392	0.07726	257.756	159.676	417.432	1.19145	1.69175	46
47	18.121	0.90976	12.6122	1.09919	0.07929	259.123	158.425	417.548	1.19560	1.69043	47
48	18.548	0.91374	12.2895	1.09441	0.08137	260.497	157.158	417.655	1.19977	1.68911	48
49	18.982	0.91779	11.9753	1.08957	0.08351	261.877	155.875	417.752	1.20393	1.68777	49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF AIR AT ATMOSPHERIC PRESSURE

The values of  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$  and  $Pr$  are not strongly pressure-dependent and may be used over a fairly wide range of pressure.

T K	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ kJ/kg·°C	$\mu \times 10^5$ kg/m·s	$\nu \times 10^6$ m <sup>2</sup> /s	$k$ W/m·°C	$\alpha \times 10^4$ m <sup>2</sup> /s	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.018090	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.022270	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.026240	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.0750	20.76	0.030030	0.29830	0.697
400	0.8826	1.0140	2.2860	25.90	0.033650	0.37600	0.689
450	0.7833	1.0207	2.4840	31.71	0.037070	0.42220	0.683
500	0.7048	1.0295	2.6710	37.90	0.040380	0.55640	0.680
550	0.6423	1.0392	2.8480	44.34	0.043600	0.65320	0.680
600	0.5879	1.0551	3.0180	51.34	0.046590	0.75120	0.680
650	0.5430	1.0635	3.1770	58.51	0.049530	0.85780	0.682
700	0.5030	1.0752	3.3320	66.25	0.052300	0.96720	0.684
750	0.4709	1.0856	3.4810	73.91	0.055090	1.07740	0.686
800	0.4405	1.0978	3.6250	82.29	0.057790	1.19510	0.689
850	0.4149	1.1095	3.7650	90.75	0.060280	1.30970	0.692
900	0.3925	1.1212	3.8990	99.30	0.062790	1.42710	0.696
950	0.3716	1.1321	4.0230	108.2	0.065250	1.55100	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.1520	117.8	0.067520	1.67790	0.702
1100	0.3204	1.1600	4.4400	138.6	0.073200	1.96900	0.704
1200	0.2947	1.1790	4.6900	159.1	0.078200	2.25100	0.707
1300	0.2707	1.1970	4.9300	182.1	0.083700	2.58300	0.705
1400	0.2515	1.2140	5.1700	205.5	0.089100	2.92000	0.705
1500	0.2355	1.2300	5.4000	229.1	0.094600	3.26200	0.705
1600	0.2211	1.2480	5.6300	254.5	0.100000	3.60900	0.705
1700	0.2082	1.2670	5.8500	280.5	0.105000	3.97700	0.705
1800	0.1970	1.2870	6.0700	308.1	0.111000	4.37900	0.704
1900	0.1858	1.3090	6.2900	338.5	0.117000	4.81100	0.704
2000	0.1762	1.3380	6.5000	369.0	0.124000	5.26000	0.702
2100	0.1682	1.3720	6.7200	399.6	0.131000	5.71500	0.700
2200	0.1602	1.4190	6.9300	432.6	0.139000	6.12000	0.707
2300	0.1538	1.4820	7.1400	464.0	0.149000	6.54000	0.710
2400	0.1458	1.5740	7.3500	504.0	0.161000	7.02000	0.718
2500	0.1394	1.6880	7.5700	543.5	0.175000	7.44100	0.730

Form National Bureau of Standards (USA), Circ, 564, 1995.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Thermodynamic Properties of Saturated Water and Steam

$T$ (°C)	$P$ (bar)	$v_f$ (m <sup>3</sup> /kg)	$v_g$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u_f$ (kJ/kg)	$u_g$ (kJ/kg)	$h_f$ (kJ/kg)	$h_g$ (kJ/kg)	$s_f$ (kJ/kg·K)	$s_g$ (kJ/kg·K)
0.01	0.006117	0.00100	205.99	0.00	2374.5	0.00	2500.5	0.0000	9.1541
5	0.00873	0.00100	147.02	21.02	2381.4	21.02	2509.7	0.0763	9.0236
10	0.01228	0.00100	106.32	62.99	2388.3	41.99	2518.9	0.1510	8.8986
15	0.01706	0.00100	77.90	62.92	2395.2	62.92	2528.0	0.2242	8.7792
20	0.02339	0.00100	57.778	83.83	2402.0	83.84	2537.2	0.2962	8.6651
25	0.03169	0.00100	43.361	104.75	2408.9	104.75	2546.3	0.3670	8.556
30	0.04245	0.00100	32.90	125.67	2415.7	125.67	2555.3	0.4365	8.4513
35	0.05627	0.00100	25.222	146.58	2422.5	146.59	2564.4	0.5050	8.3511
40	0.07381	0.00100	19.529	167.50	2429.2	167.50	2573.4	0.5723	8.255
45	0.09590	0.00100	15.263	188.41	2435.9	188.42	2582.3	0.6385	8.1629
50	0.12344	0.00101	12.037	209.31	2442.6	209.33	2591.2	0.7037	8.0745
55	0.15752	0.00101	9.572	230.22	2449.2	230.24	2600.0	0.7679	7.9896
60	0.19932	0.00102	7.674	251.13	2455.8	251.15	2608.8	0.8312	7.9080
65	0.2502	0.00102	6.199	272.05	2462.4	272.08	2617.5	0.8935	7.8295
70	0.3118	0.00102	5.044	292.98	2468.8	293.01	2626.1	0.9549	7.7540
75	0.3856	0.00103	4.133	313.92	2475.2	313.96	2634.6	1.0155	7.6812
80	0.4737	0.00103	3.409	334.88	2481.6	334.93	2643.1	1.0753	7.6111
85	0.57815	0.00103	2.829	355.86	2487.9	355.92	2651.4	1.1343	7.5436
90	0.70117	0.00104	2.362	376.86	2494.0	376.93	2659.6	1.1925	7.4783
95	0.8453	0.00104	1.983	397.89	2500.1	397.98	2667.7	1.2501	7.4154
100	1.0132	0.00104	1.674	418.96	2506.1	419.06	2675.7	1.3069	7.3545
105	1.2079	0.00105	1.420	440.05	2512.1	440.18	2683.6	1.3630	7.2956
110	1.4324	0.00105	1.211	461.19	2517.9	461.34	2691.3	1.4186	7.2386
115	1.6902	0.00106	1.037	482.36	2523.5	482.54	2698.8	1.4735	7.1833
120	1.9848	0.00106	0.8922	503.57	2529.1	503.78	2706.2	1.5278	7.1297
130	2.7002	0.00107	0.6687	546.12	2539.8	546.41	2720.4	1.6346	7.0272
140	3.6119	0.00108	0.5090	588.85	2550.0	589.24	2733.8	1.7394	6.9302
150	4.7572	0.00109	0.3929	631.80	2559.5	632.32	2746.4	1.8421	6.8381
160	6.1766	0.00110	0.3071	674.97	2568.3	675.65	2758.0	1.9429	6.7503
170	7.9147	0.00111	0.2428	718.40	2576.3	719.28	2768.5	2.0421	6.6662
180	10.019	0.001127	0.1940	762.12	2583.4	763.25	2777.8	2.1397	6.5853
190	12.542	0.00114	0.1565	806.17	2589.6	807.60	2785.8	2.2358	6.5071
200	15.536	0.00116	0.1273	850.58	2594.7	852.38	2792.5	2.3308	6.4312
220	23.178	0.00119	0.08616	940.75	2601.6	943.51	2801.3	2.5175	6.2847
240	33.447	0.00123	0.05974	1033.12	2603.1	1037.24	2803.0	2.7013	6.1423
260	46.894	0.001276	0.04219	1128.40	2598.4	1134.38	2796.2	2.8838	6.0010
280	64.132	0.001332	0.03016	1227.53	2585.7	1236.08	2779.2	3.0669	5.8565
300	85.838	0.001404	0.02167	1332.01	2562.8	1344.05	2748.7	3.2534	5.7042
320	112.79	0.001498	0.01548	1444.36	2525.2	1461.26	2699.7	3.4476	5.5356
340	145.94	0.001637	0.01079	1569.9	2463.9	1593.8	2621.3	3.6587	5.3345
360	186.55	0.001894	0.00696	1725.6	2352.2	1761.0	2482.0	3.9153	5.0542
373.98	220.55	0.003106	0.003106	2017	2017	2086	2086	4.409	4.409

Cambridge Books Online © Cambridge University Press, 2010

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ข้อกำหนดทางกายภาพของเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย

คิวแปร	เครื่องระเหย	เครื่องควบแน่น
ความกว้าง (mm)	796	1040
ความสูง (mm)	265	530
ความหนา (mm)	182	245
เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (mm)	6.5	6.5
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (mm)	7	7
ระยะห่างระหว่างท่อแนวนอน (mm)	16.4	16.4
ระยะห่างระหว่างท่อแนวตั้ง (mm)	21.3	21.3
ความหนาแผ่นครีป (mm)	0.2	0.2
จำนวนแผ่นครีป	465	663
จำนวนแถวของคอยล์ในแนวนอน	4	3
จำนวนแถวของคอยล์ในแนวตั้ง	10	22
ความสูงจากฐานถึงยอดครีป	0.125	0.125
ความกว้างของฐานครีป	8	8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ฉ

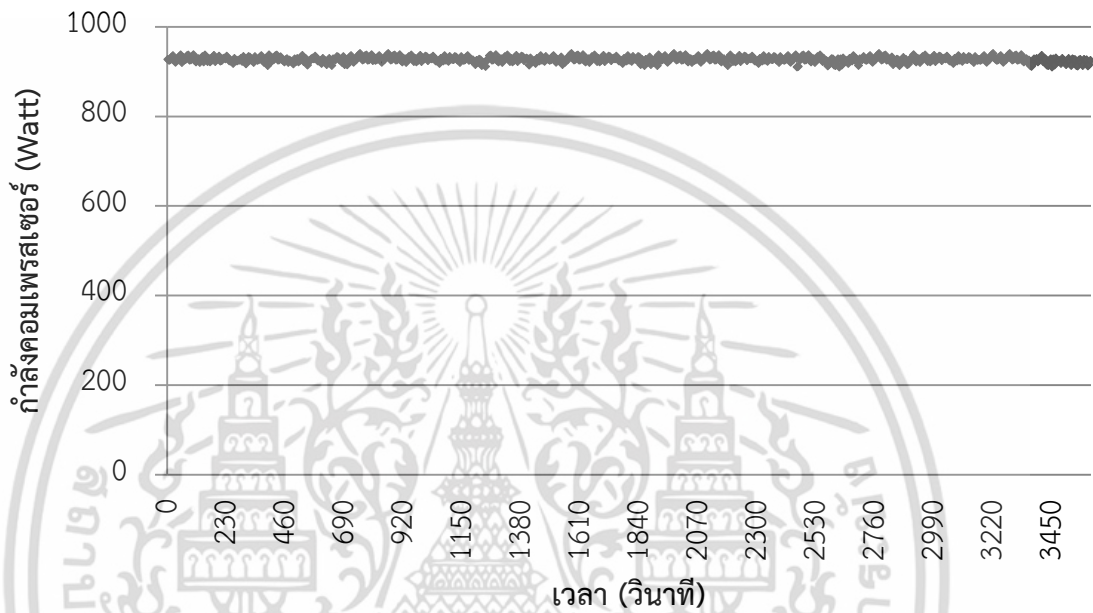
ตัวอย่างการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การคำนวณผลจากการทดลอง

### การคำนวณหาพื้นที่ใต้กราฟของกำลังคอมเพรสเซอร์

นำข้อมูลที่ได้จากการบันทึกผลจากการทดลองซึ่งในการทดลองในครั้งนี้เราทำการตรวจวัดค่ากระแสไฟฟ้าที่ใช้ในระหว่างการทดลอง และสมมติแรงดันของไฟฟ้าเท่ากับ 220 โวลต์ หลังจากนั้นหาค่ากำลังคอมเพรสเซอร์และนำไปพลอตลงบนกราฟ จะได้กราฟที่มีลักษณะเป็น จุด - จุด ดังรูป หลังจากนั้นทำการหาพื้นที่ใต้กราฟโดยใช้ความสัมพันธ์ของการหาพื้นที่ของสี่เหลี่ยมคางหมู



การพื้นที่สี่เหลี่ยมคางหมู =  $1/2 \times$  ผลบวกด้านคู่ขนาน  $\times$  สูง

หลังจากที่เราทราบพื้นที่ใต้กราฟที่หาได้ทั้งหมดแล้วนำมารวมกัน และหารด้วยระยะเวลาที่ใช้ในการบันทึกข้อมูล ก็จะได้รับค่ากำลังของคอมเพรสเซอร์

### การคำนวณหาค่าขีดความสามารถในการทำงานของเครื่องระเหย

จากสมการที่ 3.1 เมื่อเราแทนค่าต่างๆที่บันทึกได้จากการทดลองลงไป ในสมการ ซึ่งค่าที่แทนลงไปในตัวแปรต่างๆในสมการนั้นได้มาจากค่าที่ได้ทำการบันทึกระหว่างการทดลอง และการเปิดตาราง ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned}
 q_{tc} &= 2.156 + (2,676.6 - 64.17)(0.49 \div 3600) + 0.01651 + 0.0149 \\
 &= 2.156 + (2,612.43 \times 0.000136) + 0.01651 + 0.0149 \\
 &= 2.54270 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การปรับแก้

จากความสัมพันธดั่งสมการ

$$\phi = 0.0662L + 0.5301$$

เมื่อแทนค่าความยาวของท่อสารทำความเย็นลงไป

$$\begin{aligned}\phi &= 0.0662 (7.5) + 0.5301 \\ &= 1.05\end{aligned}$$

สามารถนำไปใช้ในการประกอบการศึกษากับสมการที่ 3.26 ได้

### การคำนวณหาค่ากำลังคอมเพรสเซอร์โดยใช้สัมประสิทธิ์การปรับแก้

จากความสัมพันธดั่งสมการ

$$\text{Power} = 71L + 480.42$$

เมื่อแทนค่าความยาวของท่อสารทำความเย็นลงไป

$$\begin{aligned}\text{Power} &= 71 (7.5) + 480.42 \\ &= 1,012.92\end{aligned}$$

### การคำนวณหาค่าสมรรถนะการทำความเย็น

จากสมการที่ 3.3 นำค่าขีดความสามารถการทำความเย็นจากเครื่องระเหยที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.1 มาแทนค่าลงในสมการที่ 3.3 และนำค่ากำลังไฟฟ้าที่บันทึกได้มาแทนลงเช่นกัน ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned}\text{COP} &= 2.54270 \div 0.7223 \\ &= 3.5202\end{aligned}$$

### การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพพลังงาน

จากสมการที่ 3.4 นำค่าสมรรถนะการทำความเย็นที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.3 แทนลงในสมการ ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned}\text{EER} &= 3.5202 \times 3.412 \\ &= 12.01 \text{ Btu/w-hr}\end{aligned}$$

### การคำนวณหาค่าขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องควบแน่น

จากสมการที่ 3.2 เมื่อเราแทนค่าต่างๆที่บันทึกได้จากการทดลองลงในสมการ ซึ่งค่าที่แทนลงไปในตัวแปรต่างๆในสมการนั้นได้มาจากค่าที่ได้ทำการบันทึกที่ระหว่างการทดลอง และการเปิดตาราง ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$q_{tc_o} = 0.00282 - 1.232 - 0.95333 + (66.05 - 54.78)(0.76 \div 3600) + 0.01651 + 0.07724$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 3.0676 - 1.232 - 0.95333 + (11.27 \times 0.000211) + 0.01651 + 0.07724$$

$$= 2.69281 \text{ kW}$$

### การคำนวณหาอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์

ในขั้นต้นเราต้องคำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นจากสมการที่ 3.27 ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\dot{m}_r = (0.85 \times 24.17 \times 4.5 \times 10^{-5}) \div 0.7 = 0.018 \text{ kg/s}$$

หลังจากนั้นนำค่าที่ได้จากการคำนวณตามสมการที่ 3.27 มาคำนวณหาอัตราการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ โดยใช้ความสัมพันธ์ตามสมการที่ 3.25 และ 3.26 ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\dot{w}_c = (0.018 \times 0.7) \times [(1.2 \times 511.57 \times 0.0506) \div (1.2 - 1)] \times (3.65^{1.2 - (1 \div 1.2)} - 1)$$

$$= 961.5805 \text{ W}$$

### การคำนวณผลโดยใช้ข้อมูลจากการทดลอง

#### การการคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหย

คำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น โดยสามารถคำนวณได้โดยใช้ความสัมพันธ์ของอัตราการไหลต่อพื้นที่หน้าตัด

$$G = 0.0180 / 28.26 \times 10^{-6}$$

$$= 636.94 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าความตึงผิวที่เกิดจากสารทำความเย็นได้รับความร้อน โดยใช้สมการที่ 3.65 และ 3.66 เมื่อแทนค่าลงไปสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$T_R = 1 - (27 / 96.15)$$

$$= 0.719 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\sigma = 0.06933 (0.719)^{1.285} [1 - (-0.154)(0.719)^{0.87}]$$

$$= 0.051 \text{ N/m}$$

คำนวณหาตัวเลขเลขเรย์โนลด์ส์โดยใช้สมการที่ 3.63 เมื่อแทนค่าลงไปสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$Re = [542.49(1 - 0.9)(6 \times 10^{-3})] / 1.6485 \times 10^{-4}$$

$$= 3280.8$$

คำนวณหาตัวเลขฟรูดโดยใช้สมการที่ 3.60 เมื่อแทนค่าลงไปสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$Fr = 636.94 / [(1246.9)^2 (6 \times 10^{-3}) (9.81)]$$

$$= 6.96 \times 10^{-3}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากคำนวณตัวเลขฟรุตโดยใช้สมการที่ 3.60 แล้วเราสามารถหา Enhancement Factor (E) และ Suppression Factor (S) ได้โดยใช้สมการที่ 3.56 และ 3.57 แต่พบว่าตัวเลขฟรุตที่คำนวณได้มีค่าน้อยกว่า 0.5 ดังนั้นเราสามารถหา โดยใช้สมการที่ 3.58 และ 3.59 เมื่อแทนค่าลงไปสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$E = (6.96 \times 10^{-3})^{0.1-2(6.96 \times 10^{-3})}$$

$$= 0.652$$

$$S = (5.928 \times 10^{-3})^{0.5}$$

$$= 0.0769$$

หลังจากนั้นแทนค่าต่างๆที่คำนวณได้ลงไปในสมการที่ 3.62 เพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน เมื่อแทนค่าลงไปสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$q'' = (1.855 \times 10^{-6}) \times (35.755 \times 10^3) \times [(9.81)(1246-2.44)/0.051]^{1/2} \times [(1.202 \times 10^3)(4)/(0.013)(35.755 \times 10^3)(2.467)^{1.7}]$$

$$= 36848.275 \text{ W/m}^2$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นภายในเครื่องระเหย โดยใช้สมการที่ 3.54 และ 3.55 เพื่อหาค่าที่นำไปแทนลงในสมการที่ 3.53 เมื่อแทนค่าลงไปสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$h_{sp} = 0.023(3280.8)^{0.8}(2.462)^{0.4}[(92 \times 10^{-3})/(6 \times 10^{-3})]$$

$$= 328.596 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_{pool} = 55(0.1023)^{0.12}(-\log 0.1023)^{-0.55}(86.47)^{-0.5}(36848.275)^{0.67}$$

$$= 5188.264 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

หลังจากนั้นนำค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.54 และ 3.55 แทนลงในสมการที่ 3.53 เพื่อคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นภายในเครื่องระเหย โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$h_{tp} = (0.652)(328.596) + (0.0769)(5188.264)$$

$$= 613.221 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำที่ควบแน่นโดยใช้สมการที่ 3.52 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$h_L = 0.6/1.016 \times 10^{-4}$$

$$= 5905.511 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่า อัตราส่วนของลมที่ไหลผ่านคอยล์ ความเร็วเฉลี่ยของลม เส้นผ่านศูนย์กลางของของไหล เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อวัดจากผิวฐานครีป ตัวเลขโพลีโทรปิก และตัวเลขเรย์โนลด์ส์ที่เส้นผ่านศูนย์กลางของของไหล โดยใช้สมการที่ 3.40 ถึง 3.46 ซึ่งต้องใช้ข้อมูลจากลักษณะ

ทางกายภาพของเครื่องระเหย โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma_s = (2 \times 10^{-4}) / (0.014 + 2 \times 10^{-4})$$

$$= 0.014$$

$$U_m = 1 / (0.014 \times (1 - 0.182))$$

$$= 87.32 \text{ m/s}$$

$$\beta = (\pi \times 9 \times 10^{-3}) / (4 \times 0.0164 \times 0.0213)$$

$$= 0.182$$

$$D_c = (7 \times 10^{-3}) + (2 \times 1.016 \times 10^{-4})$$

$$= 7.2032 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\gamma = (1 + 4(1.25 \times 10^{-4} / 8 \times 10^{-3})^{2.05})^{0.5}$$

$$= 1.2$$

$$D_H = 2(0.0017)(1 - 0.182) / 1.2(1 - 0.182) + 2(0.0017)(0.182 / 7.2032 \times 10^{-3})$$

$$= 2.7812 \times 10^{-3} / 0.9816 + 0.0859$$

$$= 2.605 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re_H = (1.1774)(87.32)(2.605 \times 10^{-3}) / 18.462 \times 10^{-6}$$

$$= 14506.63$$

ที่แสดง คำนวณตัวเลขพารามิเตอร์เทิลของอากาศโดยใช้สมการที่ 3.34 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่าง

$$Pr_a = (18.462 \times 10^{-6})(1.006)(1000) / 0.026240$$

$$= 0.7078$$

คำนวณการไหลของอากาศซึ่งมวล โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$G_a = 0.0628 / 0.210675$$

$$= 0.298 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศผ่านแผ่นครีป ( $h_{e,o}$ ) โดยสามารถหาได้จากสมการที่ 3.33 ซึ่งขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์  $j$  โดยสามารถหาได้จากสมการที่ 3.35 โดยที่สัมประสิทธิ์  $j$  มีความสัมพันธ์กับการถ่ายเทความร้อนของอากาศ ซึ่งมาสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.36 ถึง 3.39 ซึ่งค่าที่นำมาแทนลงในสมการที่ 3.36 ถึง 3.39 ได้หามาจากสมการก่อนหน้านี้ซึ่งได้มาจาก ลักษณะทางกายภาพของเครื่องระเหย เมื่อแทนค่าลงไปในสมการที่ 3.36 ถึง 3.39 สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์  $j_i$  ได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$J_1 = -0.229 + 0.115(0.014 / 7.2032)^{0.6} (0.0164 / 2.605 \times 10^{-3})^{0.54} 4^{-0.284} \log_e(0.5 \tan 45)$$

$$= -0.4454$$

$$J_2 = -0.25 + (0.232 \times (4)^{1.37}) / \log_e(14506.63) - 2.303$$

$$= -0.0381$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$J_3 = -0.439(0.014/2.605 \times 10^{-3})^{0.09} (0.0164/0.0213)^{-1.75} 4^{-0.93}$$

$$= -0.222$$

$$J_4 = 0.502(\log_e(14506.63)-2.54)$$

$$= 3.5353$$

เมื่อได้สัมประสิทธิ์  $j_i$  นำไปแทนลงในสมการที่ 3.35 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ( $j$ ) โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$J = 0.324(14506.63)^{-0.4454} (0.014/0.0164)^{-0.0381} \tan 45^\circ$$

$$0.222 (0.0164/0.0213)^{3.5353} 4^{0.428}$$

$$= 3.27 \times 10^{-3}$$

เมื่อได้สัมประสิทธิ์  $j$  นำไปแทนลงในสมการที่ 3.33 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศผ่านแผ่นครีป ( $h_{e,o}$ ) โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$h_{e,o} = 3.27 \times 10^{-3} \times 0.298 \times 1.006 \times 0.7078^{-2/3} \times 1000$$

$$= 1.2343 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

เมื่อได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศผ่านแผ่นครีป ( $h_{e,o}$ ) เราสามารถนำไปคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U_e$ ) ได้โดยใช้สมการที่ 3.51 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$U_e = [(3.848 \times 10^{-5} / 2.827 \times 10^{-5} \times 613.222) + (3.848 \times 10^{-5} \times 5 \times 10^{-4} / 3.3375 \times 10^5 \times 393) +$$

$$(1/5905.511) + 1 / (1.2343(1 + (2260/1.006)(6.3232 \times 10^{-5} - 3.90737 \times 10^{-5} / 27 - 19))) \times$$

$$1 / (1 - (9.25 \times 10^{-3} / 1.539 \times 10^{-3}) \times (1 - 0.85))]^{-1}$$

$$= [2.219 \times 10^{-3} + 1.466 \times 10^{-6} + 1.693 \times 10^{-4} + (0.8047 \times 10.158)]$$

$$= 0.124 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของเครื่องระเหย โดยใช้สมการที่ 3.50 ซึ่งต้องนำค่าคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแทนค่าลงไป โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$T_{e,o} = 10 + (27 - 10) \left( \exp \left( - \frac{(0.124)(0.210675 \times 2 + 0.04822 \times 2)}{(0.063)(1.0057)} \right) \right)$$

$$= 10 + (27 - 10) (\exp(-1.046))$$

$$= 10 + (17)(0.3513)$$

$$= 15.9721^\circ\text{C}$$

จากหัวข้อตัวแปรพื้นฐาน (3.4.2) เราต้องคำนวณหาความดันของไอน้ำเพื่อใช้ในการคำนวณหาอัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางเข้า ( $P_{ws,in}$ ) และทางออก ( $P_{ws,out}$ ) ของเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และใช้ค่าอัตราส่วนความชื้นที่คำนวณได้นี้ไปคำนวณหาเอนทัลปีของอากาศเพื่อใช้ในการคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหยต่อไป โดยเราสามารถคำนวณหาความดันของไอน้ำที่ทางเข้าแลพทางออกของเครื่องระเหยได้จากสมการที่ 3.15 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\ln(P_{ws}) = -20.129 + 1.391 - 14.01 + 3.46 - 0.34 + 37.07$$

$$= 7.44$$

$$P_{ws,in} = 1.7028 \text{ kPa}$$

$$\ln(P_{ws}) = -19.32 + 1.391 - 14.59 + 3.76 - 0.39 + 37.34$$

$$= 8.191$$

$$P_{ws,out} = 3.6083 \text{ kPa}$$

หลังคำนวณได้ค่าความดันไอน้ำแล้ว เราสามารถคำนวณหาค่าอัตราส่วนความชื้นที่ทางเข้า ( $W_{in}$ ) และทางออก ( $W_{out}$ ) ของเครื่องระเหยได้จากสมการที่ 3.20 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$W_{in} = 0.62198(1.7028/101.325 - 1.7028)$$

$$= 0.0106$$

$$W_{out} = 0.62198(3.6083/101.325 - 3.6083)$$

$$= 0.0229$$

หลังจากนั้นคำนวณหาเอนทัลปีของอากาศที่ทางเข้า ( $h_{m,in}$ ) และทางออก ( $h_{m,out}$ ) ของเครื่องระเหยได้จากสมการที่ 3.24 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$h_{m,out} = 1.006(15.9721) + (0.0106)(2501 + 1.805(15.9721))$$

$$= 16.067 + 26.816$$

$$= 42.883 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{m,in} = 1.006(27.2) + (0.0229)(2501 + 1.805(27.2))$$

$$= 27.363 + 58.397$$

$$= 85.76 \text{ kJ/kg}$$

นำค่าต่างๆที่คำนวณได้แทนลงในสมการที่ 3.49 เพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหย โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\dot{Q}_e = 0.063(85.76 - 42.883)$$

$$= 2.6993 \text{ kW}$$

### การหาค่าการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น

ในขั้นแรกคำนวณหาค่าความต้านทานการไหลของสารทำความเย็นโดยใช้สมการที่ 3.48 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$f_j = [(0.790 \ln 3280.8) - 1.64]^{-2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 &= (4.876)^{-2} \\
 &= 1/23.775 \\
 &= 0.044
 \end{aligned}$$

หลังจากนั้นนำค่าความต้านทานการไหลของสารทำความเย็นที่คำนวณได้แทนลงในสมการที่ 3.47 เพื่อคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{\left(\frac{0.044}{8}\right) \cdot (3280.8 - 1000) \cdot 1.2}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{0.044}{8}\right)^{1/2} \cdot (1.2^{2/3} - 1)} \cdot \frac{92 \times 10^{-3}}{6 \times 10^{-3}} \\
 &= \frac{5.5 \times 10^{-3} \cdot (2280.8) \cdot 1.2}{1 + 0.941(0.1292)} \cdot 15.33 \\
 &= \frac{15.05328}{1.1215} \cdot 15.33 \\
 &= 205.766 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่า อัตราส่วนของลมที่ไหลผ่านคอยล์ ความเร็วเฉลี่ยของลม เส้นผ่านศูนย์กลางของของไหล เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อวัดจากผิวฐานกริบ ตัวเลขโพลีโทรปิก และตัวเลขเรย์โนลด์ส์ที่เส้นผ่านศูนย์กลางของของไหล โดยใช้สมการที่ 3.40 ถึง 3.46 ซึ่งต้องใช้ข้อมูลจากลักษณะทางกายภาพของเครื่องควบแน่น โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned}
 \sigma_s &= \frac{2 \times 10^{-4}}{0.014 + (2 \times 10^{-4})} \\
 &= 0.014
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_m &= \frac{3}{0.014 \cdot (1 - 0.182)} \\
 &= 261.96 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \beta &= \frac{\pi(9 \times 10^{-3})^2}{4(0.0164)(0.0213)} \\
 &= 0.182
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_c &= (7 \times 10^{-3}) + 2 \cdot (0.1016 \times 10^{-4}) \\
 &= 7.2032 \times 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \gamma &= \left[1 + 4 \left(\frac{1.25 \times 10^{-4}}{8 \times 10^{-3}}\right)\right]^{0.5} \\
 &= 1.2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_H &= \frac{2(0.0017)(1 - 0.182)}{(1 - 0.182)1.2 + 2(0.0017)\left(\frac{1.82}{7.2032 \times 10^{-3}}\right)} \\
 &= \frac{2.7812 \times 10^{-3}}{0.9816 + 0.0859} \\
 &= 2.605 \times 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Re_H &= \frac{(1.209)(261.96)(2.605 \times 10^{-3})}{18.963 \times 10^{-6}} \\
 &= 43507.28
 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณตัวเลขแปรผันเทิลของอากาศโดยใช้สมการที่ 3.34 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned} \text{Pr}_a &= \frac{(18.963 \times 10^{-6})(1.033)(1000)}{0.026952} \\ &= 0.70 \end{aligned}$$

คำนวณการไหลของอากาศซึ่งมวล โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned} G &= \frac{0.3}{0.24948} \\ &= 1.2025 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศผ่านแผ่นครีป ( $h_{c,o}$ ) โดยสามารถหาได้จากสมการที่ 3.33 ซึ่งขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์  $j$  โดยสามารถหาได้จากสมการที่ 3.35 โดยที่สัมประสิทธิ์  $j$  มีความสัมพันธ์กับการถ่ายเทความร้อนของอากาศ ซึ่งมาสามารถคำนวณหาได้จากสมการที่ 3.36 ถึง 3.39 ซึ่งค่าที่นำมาแทนลงในสมการที่ 3.36 ถึง 3.39 ได้หามาจากสมการก่อนหน้านี้ซึ่งได้มาจาก ลักษณะทางกายภาพของเครื่องควบแน่น เมื่อแทนค่าลงไปในสมการที่ 3.36 ถึง 3.39 สามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์  $j$  ได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\begin{aligned} J_{1,2} &= -0.229 + 0.115 \left( \frac{0.014}{9 \times 10^{-3}} \right)^{0.6} \left( \frac{0.0164}{2.605 \times 10^{-3}} \right)^{0.54} (2)^{-0.284} \log_e(0.5 \tan 45) \\ &= -0.492 \end{aligned}$$

$$J_{1,1} = -0.549$$

$$\begin{aligned} J_{2,2} &= -0.251 + \frac{0.232(2)^{1.37}}{\log_e 43507.28 - 2.303} \\ &= -0.179 \end{aligned}$$

$$J_{2,1} = -0.223$$

$$J_{3,2} = -0.439 \left( \frac{0.014}{2.605 \times 10^{-3}} \right)^{0.09} \left( \frac{0.0164}{0.0213} \right)^{-1.75} (2)^{-0.93}$$

$$J_{3,1} = -0.419$$

$$\begin{aligned} J_4 &= 0.502(\log_e 43507.28 - 2.54) \\ &= 4.0866 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_2 &= 0.324(43507.28)^{-0.492} \left( \frac{0.014}{0.0164} \right)^{-0.179} \tan 45^{-0.419} \left( \frac{0.0164}{0.0213} \right)^{4.0866} 2^{0.428} \\ &= 0.324 \times 5.22 \times 10^{-3} \times 1.032 \times 1 \times 0.34 \times 1.34 \\ &= 7.95 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_1 &= 0.324(43507.28)^{-0.549} \left( \frac{0.014}{0.0164} \right)^{-0.223} \tan 45^{-0.806} \left( \frac{0.0164}{0.0213} \right)^{4.0866} 1^{0.428} \\ &= 0.324 \times 2.84 \times 10^{-3} \times 1.017 \times 1 \times 0.34 \times 1 \\ &= 3.18 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

$$J_{\text{total}} = 1.113 \times 10^{-3}$$

เมื่อได้สัมประสิทธิ์  $j$  นำไปแทนลงในสมการที่ 3.33 จะได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ

อากาศผ่านแผ่นครีป ( $h_{c,o}$ ) โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$h_{c,o} = (1.113 \times 10^{-3})(1.2025)(1.033)(0.7)^{-2/3}(1000)$$

$$= 1.7536 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

เมื่อได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศผ่านแผ่นครีบ ( $h_{c,o}$ ) เราสามารถนำไปคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U_c$ ) ได้โดยใช้สมการที่ 3.32 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$U_c = \left[ \frac{3.848 \times 10^{-5}}{2.827 \times 10^{-5} \times 205.75} + \frac{3.848 \times 10^{-5} \times 5 \times 10^{-4}}{3.3375 \times 10^{-5} \times 393} + \frac{1}{1.7536 \left( 1 - \frac{4.9025 \times 10^{-3}}{1.84704 \times 10^{-3}} (1 - 0.85) \right)} \right]$$

$$= [6.61 \times 10^{-3} + 1.467 \times 10^{-6} + 0.95]^{-1}$$

$$= 1.045 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

หลังจากนั้นคำนวณหาค่าอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของเครื่องระเหย โดยใช้สมการที่ 3.31 ซึ่งต้องนำค่าคำนวณหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแทนค่าลงไป โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$T_{c,o} = 45 - (45 - 35) \exp\left(\frac{-1.045(0.318 \times 2) + (0.1176 \times 2)}{(1.033)(0.3)}\right)$$

$$= 45 - 9.8(0.053)$$

$$= 44.48^\circ\text{C}$$

หลังจากนั้นคำนวณผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบ Logarithm โดยใช้สมการที่ 3.29 โดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\Delta T_{LM} = \frac{(45 - 44.48) - (45 - 35)}{\ln\left(\frac{45 - 44.48}{45 - 35}\right)}$$

$$= \frac{0.52 - 10}{\ln\left(\frac{0.52}{10}\right)}$$

$$= \frac{-9.48}{-2.93}$$

$$= 3.1593^\circ\text{C}$$

นำค่าต่างๆที่คำนวณได้แทนลงในสมการที่ 3.28 เพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นโดยสามารถคำนวณได้ดังตัวอย่างที่แสดง

$$\dot{Q}_c = 3.1593 \times 0.910404$$

$$= 2.87 \text{ kW}$$

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นายกฤษณะ ธรรมิกานนท์
ที่อยู่	355/691 หมู่ที่ 15 ตำบลคูคต อำเภอลำลูกกา ปทุมธานี 12130 โทรศัพท์ 085 369 4505 อีเมล t.kritsanamai@gmail.com
ประวัติการศึกษา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมแมคคาทรอนิกส์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ประสบการณ์การทำงาน	2556 – ปัจจุบัน สถาบันเทคโนโลยีป้องกันประเทศ (องค์กรมหาชน) ตำแหน่ง นักวิจัย ส่วน วิศวกรรมโลหะการและวัสดุ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้