สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

อิทธิพลของการเคลือบครีบด้วยสารไฮโดรไพลิกต่ออัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

EFFECT OF FIN COATING WITH HYDROPHILIC ON ENERGY EFFICIENCY RATIO OF SPLIT-TYPE AIR CONDITIONER

T139426

อักษา ทองคำ

OAKSA THONGKHAM

วว.
ว468ท
2558
เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....139426
วัน.เดือน.ปี.....- 3 ก.ย. 2558

.b.....
.i.....

12718865

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2558

KMITL-2015-EN-M-030-058

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EFFECT OF FIN COATING WITH HYDROPHILIC ON ENERGY EFFICIENCY RATIO OF SPLIT-TYPE AIR CONDITIONER

OAKSA THONGKHAM

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-030-058

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	อิทธิพลของการเคลือบครีบด้วยสารไฮโดรไพลิกต่ออัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน
ชื่อนักศึกษา	นายอักษา ทองคำ
รหัสประจำตัว	54610852
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2558
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันธุรกิจเครื่องปรับอากาศมีการแข่งขันค่อนข้างสูง โดยตัวชี้วัดคุณภาพของเครื่องปรับอากาศคือค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency ratio, EER) ซึ่งเป็นตัวบ่งบอกถึงประสิทธิภาพของเครื่องในการทำความเย็น งานวิจัยนี้เน้นศึกษาการพัฒนาในส่วนของการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหยด้วยการใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ด ตัวแปรระยะห่างของครีบที่คอยล์เครื่องระเหยและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศถูกนำมาศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาค่าที่เหมาะสม และทำการเปรียบเทียบคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดากับครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก ในการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 30,000 Btu/hr ระยะห่างของครีบมีค่า 2.117 1.814 และ 1.588 mm และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในช่วง 700 - 1170 ft^3/min การศึกษาแสดงให้เห็นผลของตัวแปรทั้งสองและชนิดของครีบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์และค่าตัวประกอบแรงเสียดทาน (Friction factor) ที่คอยล์เครื่องระเหย และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

ผลทดลองพบว่า ความหนาแน่นของครีบที่เพิ่มขึ้นสามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์ให้เพิ่มมากขึ้น แต่ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นก็มีค่าเพิ่มขึ้นตาม และการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่เครื่องระเหยทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้ แต่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์และค่าตัวประกอบแรงเสียดทานลดลง ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศจะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของตัวแปรทั้งสอง เมื่อเปรียบเทียบคอยล์ที่ใช้ครีบสองชนิดพบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีสมรรถนะดีกว่า และได้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมากกว่า ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศมีค่า 990 ft^3/min และระยะห่างของครีบมีค่า 1.814 mm จะทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศสูงสุดที่ค่า 13.47

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Effect of Fin Coating with Hydrophilic on Energy Efficiency Ratio of Split-Type Air Conditioner
Student	Mr. Oaksa Thongkham
Student ID.	54610852
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2015
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Monsak Pimsarn

ABSTRACT

In present, air conditioner business is highly competitive. A measure of air conditioner quality is energy efficiency ratio, indicating the efficiency of the air conditioner in cooling. This research focuses on the development of evaporator capacity with the use of a louver fin. The parameters used in the experimental study are fin density in evaporator coil and air volume flow rate. Comparing the evaporator coil with use louver aluminum fins and coated aluminum fins with hydrophilic. In the experiments, the cooling capacity of air conditioner is 30,000 $\mathrm{Btu/hr}$ the fin spacing of heat exchanger used are 2.117, 1.814 and 1.588 mm, and air volume flow rate are varied from 700 to 1,170 $\mathrm{ft^3/min}$. The study shows effect of these two variables on the heat transfer coefficient in the form of the Colburn j-factor, friction factor in evaporator coil and the energy efficiency ratio of air conditioner.

The experimental results show that the fin density is increased, the heat transfer and Colburn j-factor are enhanced. However, this results in higher friction factor. And increase of air volume flow rate on evaporator coil yields higher heat transfer, but the Colburn j-factor and friction factor are reduced, the energy efficiency ratio of air conditioning depending on the suitability of the two variables. Moreover, when comparing the two fin types, the evaporator coil used fins coated with hydrophilic has exceed performance and has Energy Efficiency Ratio over. When air volume flow rate is 990 $\mathrm{ft^3/min}$ and fin spacing is 1.814 mm, the energy efficiency ratio of air conditioning is maximum, 13.47.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้เป็นอย่างดี ด้วยคำแนะนำ คำปรึกษาและความกรุณาจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์. ดร. มนต์ศักดิ์ พิมสาร อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่เลี้ยงดู อบรมสั่งสอน และให้ทุนทรัพย์ในการศึกษาและทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จนประสบความสำเร็จ รวมทั้งเป็นกำลังใจในการฟันฝ่าปัญหาและอุปสรรคต่างๆ เสมอมา และขอขอบคุณผู้ที่ให้การสนับสนุนทุกท่านที่มิได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้ด้วย

ถ้าปราศจากบุคคลเหล่านี้ วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่สามารถสำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี คุณค่าและประโยชน์อันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้วิจัยขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ขออำนาจคุณพระศรีรัตนตรัยอำนวยอวยพรความสุขสวัสดีจงมีแด่ทุกท่าน

อักษา ทองคำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....II
กิตติกรรมประกาศ.....III
สารบัญ.....IV
สารบัญตาราง.....VI
สารบัญรูป.....VII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....X
บทที่ 1 บทนำ.....1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....1
1.2 สมมติฐานของการศึกษา.....2
1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....2
1.4 ขอบเขตการวิจัย.....3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....3
1.6 ขั้นตอนของการศึกษา.....3
บทที่ 2 ทบทวนวรรณกรรม.....4
2.1 บทนำ.....4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องในประเทศ.....4
2.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องต่างประเทศ.....6
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....10
3.1 บทนำ.....10
3.2 หลักการทำความเย็นและปรับอากาศ.....10
3.3 หลักการพื้นฐานของการทำความเย็นแบบอัดไอ.....11
3.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องปรับอากาศ.....14
3.5 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหย.....15
3.6 ระดับประสิทธิภาพพลังงาน.....16
3.7 ตัวอย่างผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....17
3.8 วิธีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบทำความเย็น.....18
3.9 การทดสอบการไหลของหยดน้ำ.....21

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

บทที่ 4 วิธีการดำเนินงานวิจัย....23
4.1 บทนำ....23
4.2 แนวทางการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องระเหย....23
4.3 เครื่องระเหยที่ทำการปรับปรุง....24
4.4 ขั้นตอนการออกแบบและทดสอบเครื่องปรับอากาศ....26
4.5 วิธีการทดลอง....37
4.6 ขั้นตอนการทดลองและนำผลการทดลองมาคำนวณหาค่าต่างๆ....43

บทที่ 5 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง....44
5.1 บทนำ....44
5.2 การศึกษาอิทธิพลของการเพิ่มความหนาแน่นครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านคอยล์เครื่องระเหย....44
5.2.1 การศึกษาอิทธิพลต่อเครื่องควบแน่น....44
5.2.2 การศึกษาอิทธิพลต่อเครื่องระเหย....46
5.2.3 การศึกษาอิทธิพลต่อสมรรถนะของคอยล์เครื่องระเหย....49
5.2.4 การศึกษาอิทธิพลต่อเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน....51

บทที่ 6 บทสรุปและข้อเสนอแนะ....57
6.1 บทสรุป....57
6.2 ข้อเสนอแนะ....58

เอกสารอ้างอิง....60

ภาคผนวก....62
ภาคผนวก ก. ตัวอย่างการคำนวณ....63
ภาคผนวก ข. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์....74

ประวัติผู้เขียน....84

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

3.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขั้นตอนการทำงาน อุณหภูมิ ความดัน สถานะของสาร และอุปกรณ์การทำงาน....13
3.2 แสดงข้อมูลเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 30,000 Btu / hr 17
3.3 แสดงผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 30,000 Btu / hr 18
3.4 พื้นที่ของการประยุกต์ใช้ของวัสดุเคลือบ....20
4.1 แสดงรายละเอียดของเครื่องควบแน่นขนาด 30,000 Btu / hr 25
4.2 แสดงรายละเอียดของเครื่องระเหยขนาด 30,000 Btu / hr 25
4.3 แสดงข้อมูลจำเพาะของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ....30
4.4 สภาวะมาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ 38
5.1 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นเมื่อเพิ่มความหนาแน่นครีบ....53
5.2 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ....53
5.3 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานเมื่อเพิ่มความหนาแน่นครีบ....55
5.4 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ....55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

2.1 ค่าตัวแปรแสดงระยะต่างๆ ของช่องขนานที่มีครีบสี่เหลี่ยม 5
2.2 ลักษณะของหยดน้ำที่ยึดติดกับครีบ 7
2.3 รายละเอียดคอยล์รถยนต์ 7
2.4 รายละเอียดของครีบแบบบานเกล็ดของคอยล์รถยนต์ 8
2.5 รายละเอียดของครีบแบบลูกคลื่น 9
3.1 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น.....12
3.2 แผนภูมิความดันกับเอนธาลปีของสารทำความเย็น.....12
3.3 แผนภูมิอุณหภูมิกับเอนโทรปีของสารทำความเย็น.....12
3.4 เครื่องหมายประหยัดไฟฟ้าเบอร์ 5 ของเครื่องปรับอากาศ.....17
3.5 แผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิกและแผ่นอลูมิเนียมธรรมดา.....21
3.6 การทดสอบการไหลของหยดน้ำในทิศทางทำมุม 90° กับพื้น.....21
3.7 การทดสอบการไหลของหยดน้ำในทิศทางทำมุม 15° กับพื้น.....22
4.1 รูปแบบและขนาดของคอยล์เครื่องระเหย.....24
4.2 ลักษณะครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและเคลือบสารไฮโดรไพลิก.....25
4.3 คอยล์ของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา.....26
4.4 คอยล์ของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก.....26
4.5 หลักการออกแบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดแขวนหรือตั้งพื้น
โดยใช้สารทำความเย็น R-22 ตามมาตรฐาน ARI 27
4.6 แสดงชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องควบแน่น.....28
4.7 แสดงชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องระเหย.....28
4.8 ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ.....29
4.9 รูปห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ.....29
4.10 เครื่องสุ่มตัวอย่างอากาศ.....30
4.11 ชุดท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ.....31
4.12 ชุดกล่องไซโคมิเตอร์.....31
4.13 เทอร์โมคัปเปิล.....31
4.14 เพาว์เวอร์มิเตอร์แบบตัวเลข.....32
4.15 อุปกรณ์ปรับแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ.....32
4.16 อุปกรณ์แปลงสัญญาณค่าความดันเกจ.....33
4.17 ชุดอุปกรณ์ควบคุม.....33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

4.18 ชุดอุปกรณ์แสดงผล....34
4.19 อุปกรณ์รับสัญญาณและบันทึกผล....34
4.20 ตู้ควบคุมการทำงานห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ....35
4.21 ถังบรรจุสารทำความเย็นชนิด R-22 ขนาดบรรจุ 4 kg....35
4.22 แมนนิโฟลด์เกจ....36
4.23 เครื่องชั่งน้ำหนัก....36
4.24 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องระเหย....38
4.25 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องควบแน่น....39
4.26 วงจรการเดินท่อสารทำความเย็นในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ....40
4.27 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องระเหย....41
4.28 รูปการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องระเหย....41
4.29 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องควบแน่น....41
4.30 รูปการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องควบแน่น....42
4.31 รูปการติดตั้งสายท่ออ่อนเข้ากับอุปกรณ์แปลงสัญญาณความดันเกจ....42
5.1 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อความดันด้านอัด....45
5.2 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อความดันด้านดูด....45
5.3 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์....46
5.4 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิกระเปาะแห้ง....47
5.5 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิกระเปาะเปียก..47
5.6 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิสารทำความเย็นที่เข้าคอยล์เครื่องระเหย....48
5.7 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกคอยล์เครื่องระเหย....48
5.8 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมใช้....49
5.9 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์....50
5.10 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อค่าตัวประกอบแรงเสียดทาน....50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ **หน้า**

5.11 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....52
5.12 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....54
5.13 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....56

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์ / คำย่อ	ชื่อ / ความหมาย
A_{Total}	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์ทั้งหมด (ft^2, m^2)
A_{min}	พื้นที่ไหลผ่านของอากาศ (ft^2, m^2)
A_{fr}	พื้นที่หน้าตัดของคอยล์เครื่องเหย (ft^2, m^2)
A_{fin}	พื้นที่ของครีบ (ft^2, m^2)
A_{tube}	พื้นที่ของท่อ (ft^2, m^2)
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ทดสอบ (W/W)
c_p	ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ $(Btu/lb^{\circ}R, kj/kgK)$
D_{Coll}	เส้นผ่านศูนย์กลางคอลาร์ (ft, mm)
D_{Tube}	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อทองแดง (ft, mm)
$E_{comp.}$	กำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ (W)
$E_{motor,cond.}$	กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมเครื่องควบแน่นใช้ (W)
$E_{motor,evap.}$	กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมเครื่องระเหยใช้ (W)
E_{total}	กำลังไฟฟ้ารวม (W)
EER	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ $(Btu/hr/W)$
F_S	ระยะห่างของครีบ (ft, mm)
f	ตัวประกอบแรงเสียดทาน
fpi	ความหนาแน่นครีบ $(ft/Inch)$
G_{air}	ความเร็วเชิงมวลของอากาศ $(lb/ft^2s, kg/m^2s)$
h_C	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย $(Btu/hr.ft^{2\,o}F, W/m^2K)$
h	เอนธาลปีจำเพาะของสารทำความเย็น $(Btu/lb, kj/kg)$
H	ความสูงของคอยล์ (ft, mm)
j	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบ j โคเบิร์นแฟกเตอร์
L	ความยาวของคอยล์ (ft, mm)
LMTD	ค่าความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference) $(^{\circ}F, ^{\circ}C)$
N_{row}	จำนวนแถวของคอยล์
N_{fin}	จำนวนของครีบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์ / คำย่อ	ชื่อ / ความหมาย
N_{tube}	จำนวนของท่อ
Nu	ค่าตัวเลขนัสเซลส์ (Nusselt Number)
P	ความดัน (psi, Pa)
Pr	ค่าตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number)
P_{total}	ค่าความดันอากาศทั้งหมดของเครื่องระเหย (psi, Pa)
$P_{external}$	ค่าความดันอากาศสถิตย์ของเครื่องระเหย (psi, Pa)
ΔP_{HX}	ค่าความดันตกคร่อมของคอยล์เครื่องระเหย (psi, Pa)
Q_t	อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ (Btu / hr, W)
Q_s	อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสของเครื่องปรับอากาศ (Btu / hr, W)
Q_l	อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝงของเครื่องปรับอากาศ (Btu / hr, W)
Re	ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ (Reynolds number)
Re_{Dcoll}	ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์การไหลของอากาศผ่านเส้นผ่าศูนย์กลางคอลาร์
s	เอนโทรปีจำเพาะของสารทำความเย็น (Btu / lb°R, kj / kgK)
St	ค่าตัวเลขสแตนตัน (Stanton Number)
T	อุณหภูมิ (°F, °C)
ΔT	ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศก่อนเข้าและหลังออกจากเครื่องระเหย (°F, °C)
t_{fin}	ความหนาของครีบ (ft, mm)
V_{max}	ความเร็วของอากาศ (ft / s, m / s)
$\dot{V}_{air}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่เครื่องระเหย ($ft^3 / min, m^3 / s$)
ρ_{air}	ความหนาแน่นของอากาศ ($lb / ft^3, kg / m^3$)
Δh	ค่าความแตกต่างของเอนธาลปี (Btu / lb, kJ / kg)
μ_{air}	ค่าความหนืดของอากาศ (lb / ft.s, kg / m.s)
AL	ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา
Blue	ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไฟลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันพลังงานความร้อนได้เข้ามามีบทบาทและมีความสำคัญต่อชีวิตของคนเรามากขึ้น รวมทั้งการเพิ่มขึ้นของประชากรโลกทำให้ความต้องการด้านพลังงานเพิ่มสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ส่งผลให้ความต้องการพลังงานที่เพิ่มสูงขึ้นไม่สอดคล้องกับวัตถุดิบที่ใช้ในการผลิตพลังงาน เช่น น้ำมัน ก๊าซธรรมชาติ และถ่านหิน ที่มีปริมาณน้อยลงและมีราคาแพง จึงได้มีการนำพลังงานจากแหล่งอื่นๆ มาใช้ทดแทน ซึ่งก็จะออกมาในรูปของพลังงานความร้อนแทบทั้งสิ้น

การถ่ายเทความร้อนด้วยการพามีความสำคัญในงานวิศวกรรมและการดำรงชีวิตของมนุษย์ เช่น เครื่องจักรกล เครื่องปรับอากาศ ซึ่งต้องอาศัยขบวนการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาทั้งสิ้น วิศวกรได้มีการคิดค้นหาวิธีการต่างๆ มาใช้พัฒนาขบวนการให้มีประสิทธิภาพสูงสุด แต่ก็จะประสบกับปัญหาอันมีสาเหตุมาจากขีดจำกัดในการเพิ่มสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อน และการที่มีพื้นที่จำกัดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงได้คิดค้นวิธีที่จะเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการติดโลหะแผ่นบางๆ เข้ากับผิวโลหะเดิมเพื่อเพิ่มพื้นที่ซึ่งเรียกว่าครีบหรือฟิน การออกแบบรูปทรงของครีบมีความสำคัญ เนื่องจากการออกแบบที่ดีทำให้การถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพและทำให้พื้นผิวสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากขึ้น ใช้พื้นที่ติดตั้งน้อยและมีการไหลวนของอากาศได้ดี ยังมีวิธีที่ทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้นอีกคือการเพิ่มจำนวนครีบหรือการเพิ่มพื้นที่สัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อน และการเคลือบสารไฮโดรไพลิกที่ครีบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของครีบในสภาพแวดล้อมที่มีไอน้ำมาก ซึ่งน้ำที่สะสมบนพื้นผิวครีบที่มีหยดน้ำขนาดใหญ่จะนำไปสู่การกัดกร่อนผิวครีบ นอกจากนี้การสะสมของหยดน้ำก่อให้เกิดการต้านทานการไหลของอากาศและมีผลกระทบต่อสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการสะสมของหยดน้ำบนพื้นผิวจึงใช้วิธีลดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างหยดน้ำและพื้นผิวครีบลงด้วยการเคลือบสารไฮโดรไพลิก พื้นผิวที่ถูกเคลือบจะทำให้หยดน้ำไม่เกาะผิวเป็นหยดขนาดใหญ่และเวลานานหยดน้ำจะกระจายตัวอย่างรวดเร็ว ช่วยยืดอายุการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำงานอย่างเต็มประสิทธิภาพ และป้องกันการกัดกร่อนของน้ำ

งานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยการปรับปรุงเพิ่มความหนาแน่นของครีบ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก และปรับปรุงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่คอยล์ของเครื่องระเหย ซึ่งจะช่วยให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 สมมติฐานของการศึกษา

ข้อด้อยของเครื่องระเหยคือการมีข้อจำกัดในเรื่องของพื้นที่ติดตั้งและต้องคำนึงถึงต้นทุนในการผลิตทำให้ไม่สามารถออกแบบให้พื้นที่ของคอยล์ที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศให้มีขนาดใหญ่ได้ ซึ่งทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำความเย็นมีค่าต่ำ เนื่องจากพื้นที่ผิวที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นและอากาศมีขนาดเล็ก ส่งผลให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจะลดลงไปด้วย ถ้าทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นโดยเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในคอยล์ของเครื่องระเหยและการเพิ่มความหนาแน่นครีบเพื่อเพิ่มให้มีพื้นที่สัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นและอากาศ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก น่าจะส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทำการปรับปรุงเครื่องระเหย โดยการเพิ่มความหนาแน่นครีบ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก และปรับปรุงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศผ่านคอยล์เครื่องระเหย ทำการทดสอบเพื่อนำผลมาวิเคราะห์หาอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศและความหนาแน่นครีบที่เหมาะสม และเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกเพื่อศึกษาถึงอิทธิพลต่อประสิทธิภาพในการทำความเย็น อิทธิพลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน และวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์และค่าตัวประกอบแรงเสียดทาน

1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อศึกษาอิทธิพลของการเพิ่มความหนาแน่นครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย

2. เพื่อศึกษาเปรียบเทียบการใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

3. เพื่อศึกษาอิทธิพลของการเพิ่มความหนาแน่นครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่มีผลต่อสมรรถนะของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์และตัวประกอบแรงเสียดทาน

4. เพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องระเหยที่มีผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1. ทำการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ขนาด 30,000 Btu/hr

2. ปรับปรุงติดตั้งคอยล์เครื่องระเหยที่มีระยะห่างของครีบแตกต่างกัน 3 ชิ้นคือ ระยะห่าง 2.117 1.814 และ 1.588 mm และปรับปรุงใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

3. ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ โดยการปรับรอบความเร็วของมอเตอร์ อัตราการไหลของอากาศอยู่ที่ 700 810 990 และ 1,170 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที (ft^3/min)

4. การทดสอบภายใต้มาตรฐาน มอก. 1155 - 2536 ตามเงื่อนไข ARI. 210/240 - 84 [1]

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. สามารถทราบถึงอิทธิพลของการเพิ่มความหนาแน่นครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ส่งผลต่อการทำงานของเครื่องควบแน่นและการทำงานของเครื่องระเหย

2. สามารถทราบถึงสมรรถนะของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

3. สามารถทราบถึงสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยเมื่อมีการเพิ่มความหนาแน่นครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ

4. เป็นแนวทางการออกแบบเครื่องปรับอากาศเพื่อให้มีประสิทธิภาพและประหยัดพลังงาน

1.6 ขั้นตอนของการศึกษา

1. ศึกษาข้อมูลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพและการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

2. หาแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องระเหย โดยปรับเพิ่มความหนาแน่นครีบของคอยล์เครื่องระเหย ปรับเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่เครื่องระเหย และเปรียบเทียบการใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

3. ติดตั้งเครื่องปรับอากาศขนาด 30,000 Btu/hr ในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศที่มีการควบคุมสภาวะอากาศ และทำการเก็บข้อมูล

4. ดำเนินการเปรียบเทียบ วิเคราะห์ข้อมูลและสรุปผลการทดลอง

5. จัดทำวิทยานิพนธ์เป็นรูปเล่มฉบับสมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
ทบทวนวรรณกรรม

2.1 บทนำ

ก่อนที่จะทำการออกแบบและพัฒนาเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจำเป็นที่จะต้องทำการศึกษาปัจจัยต่างๆ รวมทั้งงานวิจัยที่มีผู้ทำการศึกษามาก่อน เพื่อให้ทราบถึงข้อมูลและแนวทางที่ใช้ในการปรับปรุงพัฒนาเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องในประเทศ

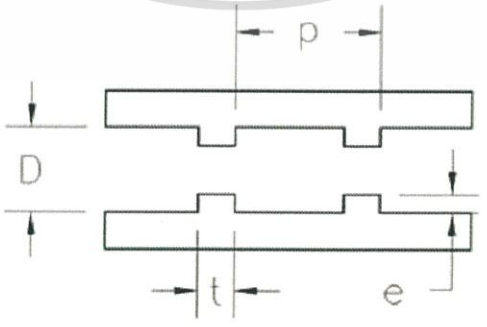
2.2.1 **พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์** [2] ได้ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องปรับอากาศธรรมดากับเครื่องปรับอากาศที่ใช้น้ำกลั่นตัวจากเครื่องระเหยมาใช้ลดอุณหภูมิอากาศโดย ชุดฮีตไปป์และนำไประบายความร้อนที่เครื่องควบแน่น จากการทดลองพบว่าเครื่องปรับอากาศที่ใช้น้ำกลั่นตัวจากเครื่องระเหยมีอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานน้อยกว่าเครื่องปรับอากาศธรรมดาประมาณ 10% และการลดอุณหภูมิอากาศโดยชุดฮีตไปป์สามารถทำได้ในช่วงประมาณ 3 ชั่วโมงแรกเท่านั้น ในส่วนของสัมประสิทธิ์สมรรถนะและประสิทธิภาพการทำความเย็นของทั้งสองระบบค่อนข้างใกล้เคียงกัน

2.2.2 **ชาตรี บ้านเกาะ และคณะ** [3] ได้ทำการศึกษาทดลองการประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศทั่วไปด้วยอินเวอร์เตอร์เฟสเดียว โดยทำการทดลองกับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 Btu/hr และทำการเปรียบเทียบเครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งระบบอินเวอร์เตอร์ที่ทำการความคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์กับเครื่องปรับอากาศที่ไม่ได้ติดตั้ง โดยทดสอบที่สภาวะการทำงานเดียวกัน จากผลการทดลองพบว่าเครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งระบบอินเวอร์เตอร์ เมื่อทำการทดลองที่สภาวะการทำงานที่ภาระความร้อนสัมผัสคงที่ 1,000 W ที่ความร้อนแฝงคงที่ 220 W และที่อุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าเครื่องระเหย 21 °C เป็นระยะเวลา 4 ชั่วโมง เครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งระบบอินเวอร์เตอร์จะใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งสิ้น 1.25 kW ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ไม่ได้ทำการติดตั้งจะใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งสิ้น 1.74 kW ซึ่งสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 28.16% และมีข้อดีคือสามารถควบคุมอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ให้มีความคงที่มากกว่าระบบทั่วไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.3 ณพวุฒิ หฤหรรษพงศ์ [4] ได้นำเสนอผลของการปรับขนาดพัดลมที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 และ 18,000 Btu/hr ด้วยวิธีการเพิ่มอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เครื่องระเหย โดยทำการเปลี่ยนพัดลมที่เครื่องระเหยให้มีขนาดใหญ่ขึ้น เปรียบเทียบผลการทดสอบอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานทั้งก่อนปรับปรุงและหลังการปรับปรุง โดยทดสอบภายใต้เงื่อนไขการทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 1155 - 2536 และประเมินค่าพลังงานที่ประหยัดได้ พบว่าปริมาณพลังงานที่ประหยัดได้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของขนาดพัดลมที่ติดตั้งที่เครื่องระเหย จากผลการทดสอบที่ความเร็วรอบของพัดลมระดับต่ำ กลาง และสูง ของเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 Btu/hr อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 20.73% 21.51% และ 13.58% ตามลำดับ ขณะที่อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศขนาด 18,000 Btu/hr จะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยอยู่ในช่วง 0.4 - 0.7 Btu/hr/W เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องระเหยเพิ่มขึ้นเล็กน้อยขณะที่การใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นมาก

2.2.4 ศรัณย์ พิพัฒน์ศาสตร์ [5] ได้ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของช่องขนานที่มีครีบสี่เหลี่ยมชนิดที่มีฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux) โดยกำหนดให้อากาศเป็นของไหลที่ไหลผ่านแผ่นช่องขนาน ดังแสดงในรูปที่ 2.1 การศึกษาพิจารณาถึงสัดส่วนความสูงของครีบต่อระยะห่างแผ่นความร้อน (e/D) และการจัดรูปแบบแผ่นครีบที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยมีอัตราการไหลในช่วงค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ (Reynolds Number) ระหว่าง 5,000 – 20,000 สัดส่วนความสูงครีบต่อระยะห่างแผ่นช่องขนานความร้อน (e/D) มีค่าเท่ากับ 0.20 และ 0.25 การจัดระยะแผ่นครีบตรงและเยื้อง ระยะพิตช์คงที่เท่ากับ 40 mm โดยผลที่ได้จะทำการศึกษาเปรียบเทียบกับผลของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของแผ่นช่องขนานความร้อนผิวเรียบ ภายใต้สภาวะการทดสอบเดียวกัน จากการทดลองพบว่าการเพิ่มขึ้นของสัดส่วนความสูงครีบต่อระยะห่างแผ่นช่องขนาน (e/D) สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มมากขึ้น แต่ค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นก็มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วยเช่นกัน



รูปที่ 2.1 ค่าตัวแปรแสดงระยะต่างๆ ของช่องขนานที่มีครีบสี่เหลี่ยม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

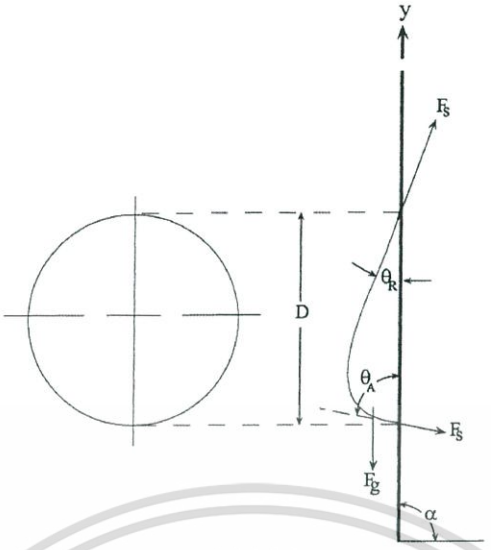
2.2.5 อนุศิษฎ์ อันมานะตระกูล และคณะ [6] ได้ทำการวิจัยและทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดกลุ่มท่อ โดยใช้เครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นติดครีบระบายความร้อนสำหรับระบบปรับอากาศ ได้ทำการติดตั้งครีบกลมตามขวาง ครีบสี่เหลี่ยมจัตุรัสตามขวางและครีบสี่เหลี่ยมตามยาว อากาศที่ความเร็วต่างๆ ไหลผ่านกลุ่มท่อเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็น R-22 การทดลองปรับค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ระหว่าง 21,047 - 113,134 การคำนวณสมรรถนะทางความร้อนของระบบพบว่าตัวเลขเรย์โนลดส์มีค่าเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย และมีค่าคงที่ที่ค่าเรย์โนลดส์เฉลี่ย 65,000 โดยครีบสี่เหลี่ยมติดตามยาวมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าครีบอีกสองแบบ เมื่ออากาศไหลผ่านกลุ่มท่อความเร็วจะลดลงเฉลี่ย 32.86%

2.2.6 วรศิษฐ์ ตรูทัศนวินท์และรุ่ง กิตติพิชัย [7] ได้ทำการศึกษาเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยเครื่องควบแน่นแบบแผ่นดูดซับหรือระบบฟรีคูลลิ่งและใช้น้ำที่กลั่นตัวจากเครื่องระเหยช่วยในการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนที่จะไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่น โดยได้ทำการศึกษากับเครื่องปรับอากาศขนาด 24,000 Btu/hr จากการศึกษาพบว่า เครื่องปรับอากาศที่มีระบบฟรีคูลลิ่งมีความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 11.2 – 13.9% และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 22.6 – 30.2%

2.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องต่างประเทศ

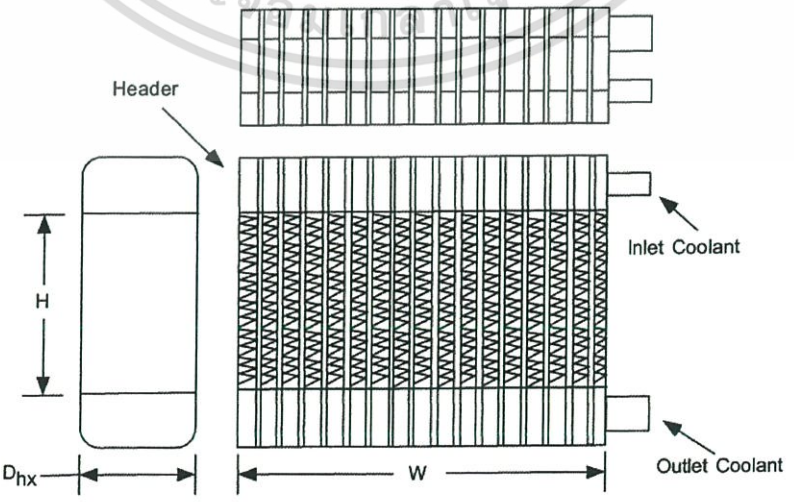
2.3.1 Yin และ Jacobi [8] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของการควบแน่นที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของอากาศ โดยศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบแบบเรียบและครีบแบบคลื่นบานเกล็ด และมีระยะห่างของครีบอยู่ที่ 2.12 1.57 และ 1.27 mm ซึ่งได้ทำการทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะแห้งและเปียก ผลที่ได้จากการทดลองคือ ความร้อนสัมผัส ความดันตกคร่อม และการสะสมน้ำควบแน่น เพื่อช่วยให้ทราบถึงผลกระทบของน้ำควบแน่นที่มีผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ลักษณะของการสะสมน้ำควบแน่นใช้เครื่องมือวัดตามเวลาจริง และในสภาวะมวลคงที่ ความสัมพันธ์ของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์และตัวประกอบแรงเสียดทานถูกพัฒนาขึ้นเพื่อใช้วิเคราะห์มิติและวิเคราะห์ข้อมูลจากการทดลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะแห้งและเปียก รูปแบบการสะสมน้ำเมื่อเกิดการควบแน่นได้พัฒนาขึ้นเพื่อช่วยในการคาดการณ์ปริมาณการสะสมของน้ำเมื่อเกิดการควบแน่นของครีบแบบเรียบ ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะรูปทรง มุมสัมผัส (θ_A) และทิศทางการวาง (α) ดังแสดงในรูปที่ 2.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



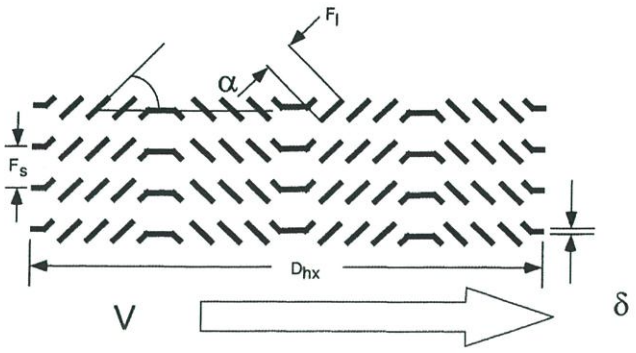
รูปที่ 2.2 ลักษณะของหยดน้ำที่ยึดติดกับครีบ

2.3.2 Tang และ Jacobi [9] ได้ศึกษาผลกระทบการเกิดการควบแน่นต่อประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนอากาศและความดันตกคร่อมที่คอยล์เครื่องระเหยของรถยนต์ โดยภาพรวมของอุปกรณ์แสดงในรูปที่ 2.3 ซึ่งได้ทดลองภายใต้สภาวะเปียกและแห้ง คอยล์เครื่องระเหยใช้ครีบแบบบานเกล็ด ดังแสดงในรูปที่ 2.4 การเกิดการควบแน่นและความร้อนเชิงไฮดรอลิคถูกควบคุมให้คงที่เพื่อกำหนดวิธีการเชิงปริมาณ การสะสมการควบแน่นส่งผลกระทบต่อพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน ปริมาณของการเกิดการควบแน่นและประสิทธิภาพความร้อนเชิงไฮโดรลิคพบว่าขึ้นอยู่กับระยะห่างของครีบ (F_S) ระยะห่างของบานเกล็ด ความกว้างของบานเกล็ด (F_l) ความกว้างของคอยล์ (D_{hx}) และมุมของครีบ (α)



รูปที่ 2.3 รายละเอียดคอยล์รถยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 รายละเอียดของครีบแบบบานเกล็ดของคอยล์รถยนต์

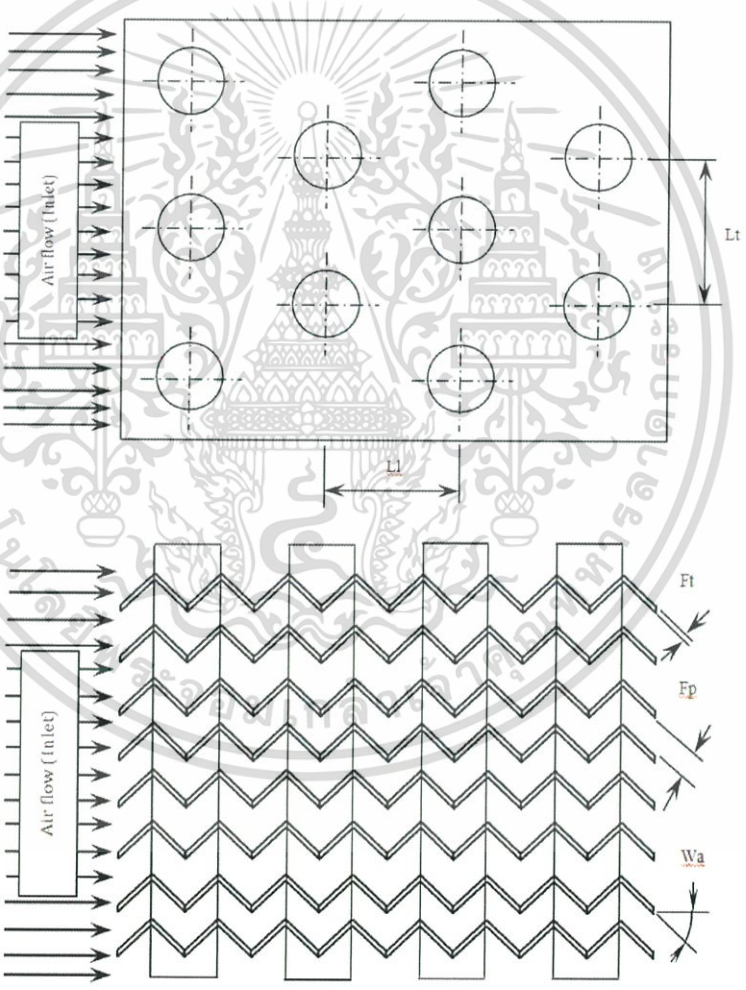
2.3.3 **Kim และ Kang [10]** ได้ศึกษาทดลองตรวจสอบผลกระทบของพื้นผิวที่เคลือบสารไฮโดรไพลิกที่ผนังด้านนอกของท่อทองแดงแต่ละชนิดของคอยล์เครื่องระเหย โดยมีท่อชนิดต่างๆ ดังนี้ ท่อเรียบ ท่อเกลียว ท่อลูกฟูก และท่อติดครีบ ในงานวิจัยนี้ได้เพิ่มความสามารถของการกระจายตัวของน้ำในท่อทองแดงด้วยวิธีเคลือบสารไฮโดรไพลิกที่พื้นผิวโดยใช้เครื่องพลาสม่า ผลการทดลองพบว่าท่อทุกชนิดที่มีการเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีประสิทธิภาพดีกว่าเมื่อเทียบกับท่อชนิดเดียวกันที่ไม่ได้เคลือบ นอกจากนี้ยังพบว่าขั้นตอนการระเหยเป็นไอ พื้นผิวที่ไม่เคลือบสารไฮโดรไพลิกจะก่อให้เกิดฟิล์มของน้ำบนท่อ เมื่อมีชั้นความหนาของฟิล์มเปรียบเสมือนพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ดังนั้นการเคลือบสารไฮโดรไพลิกที่ท่อทำให้ชั้นความหนาของฟิล์มน้ำบางลงส่งผลให้อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น

2.3.4 **Liu และ jacobi [11]** ได้ศึกษาทดลองเพื่อตรวจสอบการระบายน้ำควบแน่น การสะสมน้ำควบแน่น และความร้อนร่วมเชิงไฮดรอลิคที่มีผลกระทบต่อการเปลี่ยนแปลงบนพื้นผิวไฮโดรไพลิกของเครื่องระเหย การทดลองใช้คอยล์ 3 ชิ้นสามารถควบคุมการกระจายตัวของน้ำที่ครอบคลุมถึงช่วงมุมและฐานของคอยล์เครื่องระเหย การทดลองแบบแช่จุ่มในน้ำและการทดลองในอุโมงค์ลมภายใต้เงื่อนไขเดียวกันคือเปียกเต็มที่ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปแบบ j โคเบิร์นแฟกเตอร์ไม่มีอิทธิพลมากจากการเกิดการควบแน่นแต่ตัวประกอบแรงเสียดทานลดลงมากเมื่อมีการเพิ่มประสิทธิภาพพื้นผิวไฮโดรไพลิก การทดลองแบบอุโมงค์ลมมีปริมาณน้ำลดลงเมื่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเพิ่มขึ้นและการเกิดน้ำจะมีความไวต่อค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ของอากาศที่คอยล์เครื่องระเหยที่มีมุมสัมผัสสูงขึ้น

2.3.5 **Bhuiyan และคณะ [12]** ได้ทำการวิเคราะห์เชิงตัวเลขของประสิทธิภาพของอากาศในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบแบบลูกคลื่นและจำนวน 4 แถว โดยใช้โปรแกรม ANSYS CFX 12.0 ในการประมวลผล ซึ่งกำหนดให้อากาศเป็นการไหลต่อเนื่อง อัดตัวไม่ได้ และเป็นการไหลแบบ 3 มิติ โดยจะนำเสนอผลลัพธ์ในรูปของตัวประกอบแรงเสียดทาน j โคเบิร์นแฟกเตอร์และดัชนีประสิทธิภาพ (j/f) ขั้นตอนการวิเคราะห์เชิงตัวเลขได้ถูกตรวจสอบโดยการเปรียบเทียบกับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ของงานวิจัยที่เผยแพร่ ผลของการเปรียบเทียบไปในทิศทางเดียวกัน ในการวิเคราะห์ตัวเลขเพื่อศึกษาอิทธิพลรูปทรงเรขาคณิตรูปแบบต่างๆ ที่มีพื้นที่แตกต่างกันที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อมและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และศึกษาผลกระทบของระยะห่างของท่อในแนวยาว (L_l) ระยะของท่อในแนวขวาง (L_t) ระยะห่างครีบ (F_p) มุมของลูกคลื่น (W_a) และมุมการไหลภายใน (α) ที่มีผลต่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบแบบลูกคลื่น ซึ่งมุมในการไหลเข้าของอากาศคือ 0° +17.5° -17.5° +35° และ -35° ดังแสดงในรูปที่ 2.5 ผลของการศึกษาพบว่า ตัวแปรเหล่านี้มีผลกระทบอย่างมากต่อประสิทธิภาพการไหลของอากาศ ความดันตกคร่อมและประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 2.5 รายละเอียดของครีบแบบลูกคลื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 บทนำ

การออกแบบและพัฒนาเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจำเป็นที่จะต้องทำการศึกษาทฤษฎีและหลักการทำงานของเครื่องปรับอากาศ เพื่อให้ทราบถึงแนวทางการคำนวณและการปรับปรุงพัฒนาเครื่องปรับอากาศ

3.2 หลักการทำความเย็นและปรับอากาศ

การทำความเย็นหมายถึง กระบวนการในการดึงความร้อนออกจากสิ่งใดสิ่งหนึ่งมีผลให้อุณหภูมิลดลงโดยปกติจะหมายถึง ขบวนการเก็บรักษาอาหาร การขจัดความร้อนจากวัตถุในอุตสาหกรรมทางเคมี ปิโตรเลียม ปิโตรเคมีและการทำความเย็นในรูปแบบอื่นๆ ในวงการอุตสาหกรรม เช่น การแช่แข็ง เป็นต้น

การปรับอากาศหมายถึง การปรับสภาวะอากาศให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ โดยปกติจะหมายถึงมากกว่าการทำให้อากาศเย็น แต่จะหมายรวมถึงการควบคุมอุณหภูมิและความชื้น การควบคุมคุณภาพและความสะอาดของอากาศ การควบคุมการไหลเวียนของอากาศ ระดับเสียงในพื้นที่ปรับอากาศ

การควบคุมอุณหภูมิในระบบปรับอากาศจะทำการควบคุมอุณหภูมิให้เหมาะสมกับร่างกายของมนุษย์ คือประมาณ 72 °F ถึง 80 °F ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่สบายสำหรับร่างกายของมนุษย์ โดยปกติอุณหภูมิของร่างกายมนุษย์หรืออุณหภูมิที่ผิวหนังจะอยู่ประมาณ 98.6 °F

การควบคุมความชื้นคือ การปรับสภาพความชื้นของอากาศที่อยู่ภายในห้องโดยการลดความชื้น (Dehumidifier) และการเพิ่มความชื้น (Humidifier) ซึ่งวิธีการที่ทำให้ความชื้นสัมพัทธ์เปลี่ยนแปลงนั้นสามารถทำได้ดังนี้ การเพิ่มความชื้นสัมพัทธ์ทำได้โดยการทำให้ค่าความจุความชื้นของอากาศที่เป็นจริงมีค่าเพิ่มขึ้นหรือลดอุณหภูมิของอากาศลง การลดความชื้นสัมพัทธ์ทำได้โดยการทำให้ค่าความจุความชื้นของอากาศที่เป็นจริงมีค่าลดลงหรือเพิ่มอุณหภูมิของอากาศขึ้น และที่ระดับความชื้นต่ำปริมาณความร้อนที่ออกมาจากร่างกายจะอยู่ในรูปของการระเหยกลายเป็นไอ ดังนั้นช่วงของความสบายของมนุษย์ คือที่ค่าความชื้นสัมพัทธ์ 45% ถึง 50%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 หลักการพื้นฐานของการทำความเย็นแบบอัดไอ

ส่วนใหญ่หลักการของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Cycle) ประกอบด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 4 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 3.1 ได้แก่

1. เครื่องอัดหรือคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์จะอัดไอสารทำความเย็น ซึ่งมีความดันและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น เพื่อส่งต่อไปยังคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นเกิดการไหลเวียนในระบบ และมีอุณหภูมิสูงพอที่จะระบายความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อม

2. เครื่องควบแน่นหรือคอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอที่ความดันและอุณหภูมิสูงเป็นของเหลวที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง การระบายความร้อนอาจใช้วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศหรือน้ำก็ได้

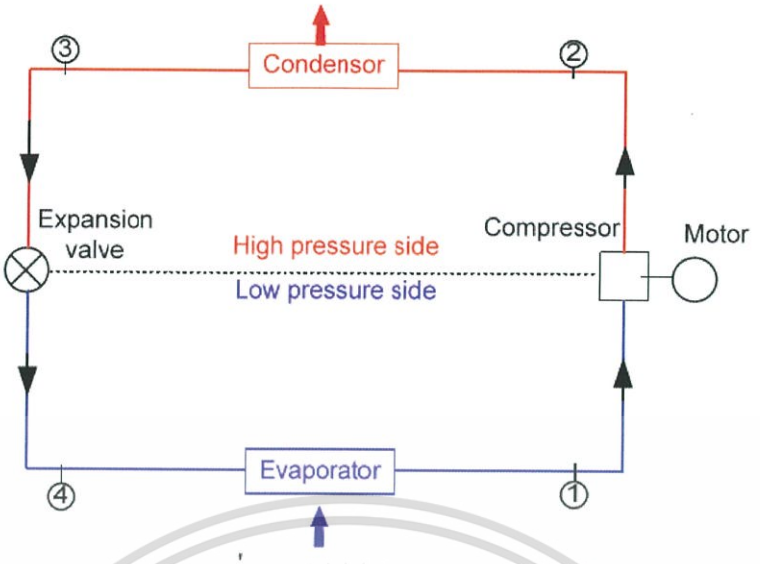
3. วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ทำหน้าที่ลดความดันสารทำความเย็นที่มาจากเครื่องควบแน่น สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวความดันสูง อุณหภูมิสูงเป็นของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำ ก่อนไหลเข้าสู่เครื่องระเหย

4. เครื่องระเหยหรือคอยล์เย็น (Evaporator) ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากอากาศ (หรือน้ำในกรณีของเครื่องทำน้ำเย็น) ที่เคลื่อนผ่านเครื่องระเหย โดยสารทำความเย็นซึ่งไหลอยู่ภายในคอยล์เย็นจะเปลี่ยนสถานะจากของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ความดันต่ำ อุณหภูมิต่ำไปเป็นไอร้อนยิ่งยวดที่ความดันและอุณหภูมิใกล้เคียงกัน

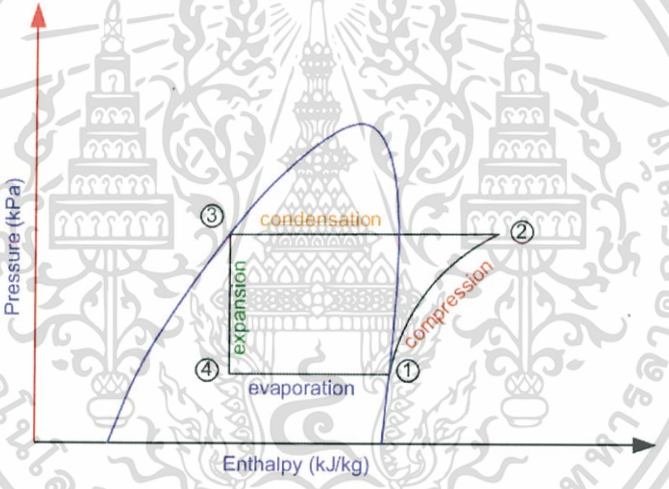
นอกจากนี้เพื่อให้มีสารทำความเย็นเพียงพอ ในระบบขนาดใหญ่ที่ต้องใช้สารทำความเย็นจำนวนมากจะออกแบบให้มีถังพักสารทำความเย็นเหลว (Liquid receiver) อยู่ระหว่างเครื่องควบแน่นกับวาล์วขยายตัวเพื่อทำการสะสมสารทำความเย็นเหลวที่กลั่นตัวเก็บไว้เมื่อจำเป็น สำหรับในระบบขนาดเล็ก เช่น ตู้เย็น ไม่จำเป็นต้องมี แต่จะมีกระเปาะสะสมสารทำความเย็นในสถานะก๊าซ (Accumulator) ระหว่างเครื่องระเหยกับคอมเพรสเซอร์เพียงอย่างเดียว

รูปที่ 3.2 แสดงแผนภูมิการทำงานซึ่งแสดงในรูปแบบแผนภูมิความดัน (Pressure : P) กับปริมาณความร้อนหรือเอนธาลปี (Enthalpy : h) ส่วนในรูปที่ 3.3 แสดงแผนภูมิการทำงานซึ่งแสดงในรูปแบบแผนภูมิอุณหภูมิ (Temperature : T) กับปริมาณเอนโทรปี (Entropy : s) และสำหรับในตารางที่ 3.1 เป็นการสรุปให้เห็นถึงความสัมพันธ์ต่างๆ ของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ

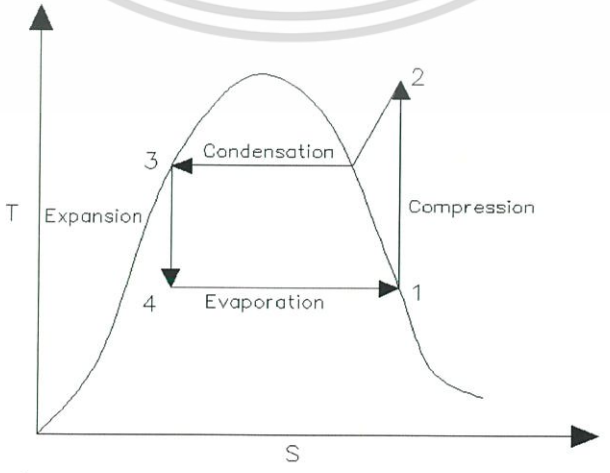
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น



รูปที่ 3.2 แผนภูมิความดันกับเอนธาลปีของสารทำความเย็น



รูปที่ 3.3 แผนภูมิอุณหภูมิกับเอนโทรปีของสารทำความเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระบวนการ 1 - 2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบ Isentropic Compression โดยเครื่องอัดหรือคอมเพรสเซอร์จะทำการอัดสารทำความเย็นในสภาวะไออิ่มตัว ให้มีความดันเท่ากับความดันที่เครื่องควบแน่น

กระบวนการ 2 - 3 เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนที่ความดันคงที่แบบย้อนกลับได้ โดยสารทำความเย็นจะอยู่ในสภาวะไอดง (Superheated vapor) ถูกทำให้เย็นลงจนเกิดการกลั่นตัวของสารทำความเย็น

กระบวนการ 3 - 4 เป็นกระบวนการขยายตัวหรือกระบวนการลดความดัน สารทำความเย็นที่อยู่ในสภาวะของเหลวจะถูกลดความดันลงมากลายเป็นของผสมที่ความดันของเครื่องระเหย

กระบวนการ 4 - 1 เป็นกระบวนการรับความร้อนที่ความดันคงที่ ซึ่งทำให้สารทำความเย็นเดือดจนกลายเป็นไออิ่มตัว

การทำความเย็นเป็นการถ่ายเทความร้อนจากห้องหรือบริเวณที่ต้องการทำความเย็นซึ่งมีอุณหภูมิต่ำไปถ่ายเททิ้งด้านนอกห้องซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่า เนื่องจากเป็นลักษณะการทำงานที่ฝืนกฎตามธรรมชาติของการถ่ายเทความร้อน การทำงานจึงต้องอาศัยกำลังงานจากเครื่องอัดเป็นตัวช่วยให้เกิดการกระทำดังกล่าว การทำงานลักษณะนี้อาศัยความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนกับการกระทำเชิงกลซึ่งเป็นรูปแบบหนึ่งของปรากฏการณ์ทางด้านเทอร์โมไดนามิกส์ เนื่องจากศาสตร์ทางด้านเทอร์โมไดนามิกส์เป็นเรื่องที่ศึกษาเกี่ยวกับการเคลื่อนที่ทางความร้อนในลักษณะต่างๆ ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าวัฏจักรการทำความเย็นเป็นวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์รูปแบบหนึ่ง ทำให้สามารถนำหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์มาใช้อธิบายลักษณะการทำงานและการออกแบบระบบให้ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ตารางที่ 3.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขั้นตอนการทำงาน อุณหภูมิ ความดัน สถานะของสารและอุปกรณ์การทำงาน

ลักษณะขั้นตอนการทำงาน	อุณหภูมิ	ความดัน	สถานะของสารทำความเย็น	อุปกรณ์
1 → 2 อัดสารทำความเย็นให้มีความดันสูง	ต่ำ → สูง	ต่ำ → สูง	ไอ	เครื่องอัด
2 → 3 คายความร้อนสู่บรรยากาศ	สูง	สูง	ไอ→ ของเหลว	เครื่องควบแน่น
3 → 4 ลดความดันสารทำความเย็น	สูง → ต่ำ	สูง → ต่ำ	ของเหลว → (ของเหลว+ไอ)	วาล์วขยายตัว
4 → 1 ดูดซับความร้อนเข้าสู่ระบบ	ต่ำ	ต่ำ	ของเหลว+ไอ	เครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องปรับอากาศ [1]

การทดลองใช้วิธีการทดสอบแบบไซโครเมตริก การทดสอบด้วยวิธีนี้เหมาะสำหรับการทดสอบคุณสมบัติการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนและเหมาะสำหรับการทดสอบพัฒนาผลิตภัณฑ์ใหม่หรือผลิตภัณฑ์ที่มีปัญหาเพื่อวิเคราะห์หาสาเหตุ เนื่องจากการทดสอบด้วยวิธีนี้สามารถทราบข้อมูลการทำงานของเครื่องปรับอากาศทั้งระบบ รวมทั้งสามารถวัดอัตราการไหลเชิงปริมาตรอากาศของเครื่องปรับอากาศได้ด้วย ซึ่งหาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานได้ดังนี้

อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_t = 60\,\dot{V}_{air}\,\rho_{air}\,\Delta h \tag{3.1}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_s = 60\,\dot{V}_{air}\,\rho_{air}\,c_p\,\Delta T \tag{3.2}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝงของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_l = Q_t - Q_s \tag{3.3}$$

ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมดของเครื่องปรับอากาศ

$$E_{total} = E_{comp.} + E_{motor,cond.} + E_{motor,evap.} \tag{3.4}$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

$$EER = \frac{Q_t}{\sum E} \tag{3.5}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

$$COP = \frac{EER}{3.412} \tag{3.6}$$

เมื่อ Q_t คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ (Btu/hr)

Q_s คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสของเครื่องปรับอากาศ (Btu/hr)

Q_l คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝงของเครื่องปรับอากาศ (Btu/hr)

$\dot{V}_{air}$ คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่เครื่องระเหย (ft^3/min)

ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ (lb/ft^3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

c_p คือ ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ (Btu / lb°F)

Δh คือ ค่าความแตกต่างเอนธาลปีของอากาศก่อนเข้าและหลังออกจากเครื่องระเหย (Btu / lb)

ΔT คือ ค่าความแตกต่างอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศก่อนเข้าและหลังออกจากเครื่องระเหย (°F)

$E_{Comp.}$ คือ กำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ (W)

$E_{motor,cond.}$ คือ กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมเครื่องควบแน่นใช้ (W)

$E_{motor,evap.}$ คือ กำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมเครื่องระเหยใช้ (W)

EER คือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศที่ทดสอบ (Btu/hr/W)

COP คือ สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ทดสอบ (W/W)

3.5 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหย

การพาความร้อนระหว่างวัตถุกับของไหลเป็นปรากฏการณ์ที่ซับซ้อนขึ้นอยู่กับรูปร่างของวัตถุ ประเภทของของไหล โครงสร้างของชั้นผิวสัมผัส ฯลฯ อย่างไรก็ตาม การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของฟังก์ชัน j โคเบิร์นแฟกเตอร์ และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน หาได้จากสมการดังนี้

$$j = St\,Pr^{2/3} \tag{3.7}$$

$$f = \frac{2\Delta P_{HX}\rho_{air}}{G_{air}^2}\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right) - \left(1+\left(\frac{A_{min}}{A_{fr}}\right)^2\right)\left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air,out}}-1\right)\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right)\left(\frac{\rho_{air}}{\rho_{air,in}}\right) \tag{3.8}$$

ค่าตัวเลขสแตนตัน (Stanton Number) หาได้จากสมการ

$$St = \frac{Nu}{Re\,Pr} = \frac{h_C}{G_{air}c_p} \tag{3.9}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาเฉลี่ย หาได้จากสมการ

$$h_C = \frac{Q_S}{A_{total}LMTD} \tag{3.10}$$

ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ (Reynolds Number) หาได้จากสมการ

$$Re_{Dcoll} = \frac{G_{air}D_{Coll}}{\mu_{air}} \tag{3.11}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$\rho_{air} = \frac{\rho_{air,in} + \rho_{air,out}}{2} \tag{3.12}$$

$$G_{air} = V_{max}\rho_{air} \tag{3.13}$$

$$V_{max} = \dot{V}_{air} / A_{min} \tag{3.14}$$

พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องเหย หาได้จากสมการ

$$A_{fr} = HL \tag{3.15}$$

$$A_{min} = A_{fr} - (N_{tube,row} D_{coll} L) - (N_{fin} t_{fin} W) \tag{3.16}$$

$$A_{total} = A_{fin} N_{fin} + A_{tube} N_{tube} \tag{3.17}$$

ค่าความดันตกคร่อมของคอยล์เครื่องระเหย (Pressure drop) หาได้จากสมการ

$$\Delta P_{HX} = P_{total} - P_{external} = \frac{E_{motor,evap}}{\dot{V}_{air}} - P_{external} \tag{3.18}$$

3.6 ระดับประสิทธิภาพพลังงาน

การกำหนดระดับประสิทธิภาพและค่าเฉลี่ยของการใช้พลังงานสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กว่า 8,000 W (27,296 Btu/hr) พ.ศ. 2554 [13] แบ่งออกเป็น 5 ระดับ

ระดับที่ 1 ระดับที่มีประสิทธิภาพ ต่ำ มีค่า EER ต่ำกว่า 8.6

ระดับที่ 2 ระดับที่มีประสิทธิภาพ พอใช้ มีค่า EER ตั้งแต่ 8.6 ขึ้นไป แต่ ไม่ถึง 9.6

ระดับที่ 3 ระดับที่มีประสิทธิภาพ ปานกลาง มีค่า EER ตั้งแต่ 9.6 ขึ้นไปแต่ไม่ถึง 10.6

ระดับที่ 4 ระดับที่มีประสิทธิภาพ ดี มีค่า EER ตั้งแต่ 10.6 ขึ้นไป แต่ไม่ถึง 11.6 ขึ้นไป

ระดับที่ 5 ระดับที่มีประสิทธิภาพ ดีมาก มีค่า EER ตั้งแต่ 11.6 ขึ้นไป

หมายเหตุ

1. สำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดตั้งแต่ 8,000 W (27,296 Btu/hr) ถึง 12,000 W (40,944 Btu/hr) ยังคงใช้เกณฑ์ประสิทธิภาพเบอร์ 5 พ.ศ. 2549

2. ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานหมายถึงปริมาณความเย็นที่ผลิตได้ต่อกำลังไฟฟ้าที่ใช้ มีหน่วยเป็น Btu/W หรือ EER = Btu/hr/W สำหรับเครื่องปรับอากาศ

3. ระดับประสิทธิภาพเบอร์ 1 ถึงเบอร์ 5 เป็นไปตามข้อกำหนดของสำนักการจัดการด้านการใช้ไฟฟ้า (Demand Side Management – DSM) ของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย

4. ฉลากระดับประสิทธิภาพ แบ่งออกเป็น 3 ส่วน

ส่วนที่ 1 เป็นแถบโค้งครึ่งวงกลมสีเขียว แสดงตัวเลขบอกระดับประสิทธิภาพตั้งแต่ระดับ 1 ถึง 5 ถ้าฉลากแสดงระดับใด ช่องบรรจุตัวเลขนั้นจะเป็นสีแดง โดยตำแหน่งตรงกลางของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

ส่วนโค้งจะมีตัวเลขบอกระดับประสิทธิภาพอยู่ในวงกลมสีแดง เพื่อเป็นการย้ำเน้นการบอกระดับประสิทธิภาพอย่างชัดเจน

ส่วนที่ 2 เป็นส่วนของการแสดงรายละเอียดของค่าประสิทธิภาพ การใช้พลังงานไฟฟ้าต่อปี และค่าไฟฟ้าต่อปี

ส่วนที่ 3 แสดงเครื่องหมายการค้า รุ่น และขนาดของเครื่องปรับอากาศ

รูปที่ 3.4 เครื่องหมายประหยัดไฟฟ้าเบอร์ 5 ของเครื่องปรับอากาศ

3.7 ตัวอย่างผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

ตัวอย่างการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาดทำความเย็น 30,000 Btu / hr ซึ่งมีรายละเอียดเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย ดังแสดงในตารางที่ 3.2 และผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 30,000 Btu / hr ดังแสดงในตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.2 แสดงข้อมูลเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 30,000 Btu / hr

(ตัวอย่างการทดสอบเครื่องปรับอากาศของบริษัทผู้ผลิตรายหนึ่งในประเทศไทย)

ลำดับ	เครื่องควบแน่น			เครื่องระเหย	
	คอมเพรสเซอร์ รุ่น	คอยล์ ขนาด	มอเตอร์พัดลม (W)	คอยล์ ขนาด	คอยล์ ชนิดครีบ
1	ZR36K3-TFD	$9ft^2$-2R-16fpi	171	$2.97ft^2$-4Row-14fpi	Louver Aluminium Blue Fin
2	QP464PBA	$9ft^2$-2R-16fpi	171	$2.97ft^2$-4Row-14fpi	Louver Aluminium Blue Fin
3	ZR36K3-PFJ	$9ft^2$-2R-16fpi	171	$2.97ft^2$-4Row-14fpi	Louver Aluminium Blue Fin
4	ZR36K3-TFD	$7.5ft^2$-2R-16fpi	171	$3.125ft^2$-3Row-17fpi	Louver Aluminium Blue Fin
5	ZR36K3-PFJ	$7.5ft^2$-2R-16fpi	171	$3.125ft^2$-3Row-17fpi	Louver Aluminium Blue Fin
6	ZR36K3-TFD	$9.03ft^2$-1.6R-16fpi	117	$3.125ft^2$-3Row-17fpi	Louver Aluminium Fin
7	QP464PBA	$7.5ft^2$-1.55R-16fpi	171	$3.125ft^2$-3Row-17fpi	Louver Aluminium Fin
8	ZR36K3-TFD	$7.5ft^2$-1R-17fpi	171	$3.125ft^2$-3Row-17fpi	Louver Aluminium Fin
9	ZR36K3-PFJ	$9.44ft^2$-2R-16fpi	117	$3.53ft^2$-3Row-15fpi	Louver Aluminium Fin

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

139426

หมายเหตุ :

1. คอยล์เครื่องระเหยใช้ท่อทองแดงเกลียวในขนาด 3/8 Inch และใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา

2. คอยล์เครื่องระเหยใช้ท่อทองแดงเกลียวในขนาด 3/8 Inch

3. มอเตอร์พัดลมขนาด 158 W และใช้โบลเวอร์ขนาด 7 Inch x 9 Inch จำนวน 3 ชุด

ตารางที่ 3.3 แสดงผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 30,000 Btu / hr (ตัวอย่างการทดสอบเครื่องปรับอากาศของบริษัทผู้ผลิตรายหนึ่งในประเทศไทย)

ลำดับ	ผลการทดสอบ							
	อัตราการไหล (ft^3/min)	ขีดความสามารถในการทำความเย็น			กำลังไฟฟ้ารวม (W)	EER	ความดันด้านสูง (psi)	ความดันด้านต่ำ (psi)
		Q_t (Btu/hr)	Q_S (Btu/hr)	Q_l (Btu/hr)				
1	1,002	34,904	26,588	8,316	2,645.65	13.19	243.0	81.1
2	1,123	33,196	27,668	5,528	2,622.85	12.66	240.6	84.6
3	1,046	35,421	27,355	8,066	2,740.77	12.92	244.5	81.8
4	1,045	34,146	26,880	7,266	2,698.10	12.66	244.1	77.5
5	1,042	33,712	26,318	7,394	2,734.67	12.33	243.2	77.3
6	1,022	32,804	25,474	7,330	2,742.43	11.96	274.1	77.9
7	1,102	31,934	26,218	5,716	2,850.72	11.20	251.3	79.3
8	1,110	33,106	26,986	6,120	3,079.72	10.75	278.7	79.9
9	992	33,796	27,499	6,297	2,720.00	12.43	251.3	79.6

3.8 วิธีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบทำความเย็น

3.8.1 การลดความดันด้านควบแน่น

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบการทำความเย็นจะมีค่าสูงสุด เมื่ออัตราส่วนของการอัดมีค่าต่ำ ด้วยเหตุนี้จึงต้องทำให้ความดันขณะควบแน่นมีค่าต่ำสุดเท่าที่เป็นไปได้ ส่วนอีกวิธีการหนึ่งที่จะทำให้ประสบผลสำเร็จก็คือ การใช้เครื่องควบแน่นขนาดใหญ่ขึ้น แต่จะต้องพิจารณาอย่างรอบคอบในระหว่างขั้นตอนของการออกแบบระบบใหม่ สำหรับการลงทุนเพิ่มเพื่อที่จะใช้เครื่องควบแน่นที่มีขนาดใหญ่ขึ้น ควรนำมาเปรียบเทียบกับค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องตลอดอายุการใช้งานด้วย ในการติดตั้งขนาดเครื่องควบแน่นเพิ่มมักจะประสบปัญหาความดันของการควบแน่นสูงเกินความจำเป็น ทั้งนี้เพราะบางส่วนของเครื่องควบแน่นอาจเสียหายจากการอุดตันหรือมีสิ่งเจือปนในสารทำความเย็น ซึ่งเป็นสิ่งบกพร่องที่จะไปลดความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.8.2 การเลือกคอมเพรสเซอร์ที่มีประสิทธิภาพที่สุด

ด้วยความก้าวหน้าทั้งทางด้านการออกแบบและเทคโนโลยีทางการผลิต จึงทำให้คอมเพรสเซอร์มีรูปแบบและขนาดต่างๆ เพิ่มมากขึ้นเพื่อให้สอดคล้องกับความต้องการของอุตสาหกรรมการทำความเย็น และความก้าวหน้าอีกอย่างหนึ่งคือ ความมุ่งมั่นในการพัฒนาระบบทำความเย็นให้สามารถนำพลังงานมาใช้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น แต่สิ่งสำคัญที่สุดคือความรอบคอบในการเลือกชนิดของคอมเพรสเซอร์ให้ถูกต้องตรงกับความต้องการที่จะนำไปใช้งานในลักษณะแตกต่างกันไป สิ่งที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ต้องมั่นใจว่าคอมเพรสเซอร์เหมาะกับปริมาณการใช้งานปกติเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้น วิธีการเปลี่ยนขนาดของคอมเพรสเซอร์มีหลากหลายวิธีที่สามารถนำมาใช้ได้ ซึ่งคอมเพรสเซอร์ส่วนใหญ่ที่ใช้กันอยู่ในระบบเครื่องทำความเย็นมีขนาดประมาณ 5 kW ขึ้นไป และมีอุปกรณ์ควบคุมสมรรถนะบางส่วนให้เลือกเพิ่มเติม คำแนะนำการใช้และประสิทธิภาพที่สัมพันธ์กัน สำหรับการเลือกคอมเพรสเซอร์ที่ดีที่สุดเพื่อนำไปใช้งานนั้นยังไม่มีกฎเกณฑ์ที่เหมาะสมและรวดเร็วที่จะสามารถนำมาใช้ได้ ดังนั้นจึงควรพิจารณาภาพรวมทั่วๆ ไปของความเหมาะสมและสอดคล้องกับข้อกำหนดความต้องการเพื่อนำไปใช้ประโยชน์ อย่างไรก็ตามการเปรียบเทียบเพื่อให้เกิดความมั่นใจนั้น ควรเปรียบเทียบบนพื้นฐานของสภาวะการทำงานที่เหมือนๆ กัน

3.8.3 การใช้อีพ็อกซี่และไฮโดรไพลิกเคลือบครีบอลูมิเนียม

ในการพิจารณาสมรรถนะและต้นทุนที่เหมาะสมที่สุดที่จะนำมาใช้เป็นวัสดุสำหรับครีบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคืออลูมิเนียม ซึ่งอลูมิเนียมมีคุณสมบัติส่งผ่านสูง มีความแข็งแรงและน้ำหนักเบา อีกทั้งราคาถูกหาซื้อได้ง่าย อย่างไรก็ตามในสภาพแวดล้อมที่ความเป็นกรดหรือน้ำเค็มทำให้มีการกัดกร่อนสูง ครีบอลูมิเนียมจึงมีอายุการใช้งานที่น้อยลงและประสิทธิภาพก็ลดลง อลูมิเนียมที่เคลือบสารพิเศษจึงนำมาใช้เพื่อยืดอายุการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

วัสดุเคลือบผิวที่ใช้กันมากสำหรับการปกป้องพื้นผิวโลหะจากสภาพแวดล้อมที่เป็นกรดหรือเค็มคือ อีพ็อกซี่ ความต้านทานของการเคลือบอลูมิเนียมด้วยอีพ็อกซี่ให้ผลลัพธ์ที่น่าพึงพอใจสำหรับการทนต่อกัดกร่อน และพบว่าถูกใช้งานมากในหลายอุตสาหกรรม การเคลือบอีพ็อกซี่เป็นวิธีที่ประหยัดและมีประสิทธิภาพอย่างหนึ่ง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในการป้องกันพื้นผิวโลหะที่ถูกกัดกร่อนจากสภาพอากาศชื้นและเค็มในภูมิอากาศทางทะเล

ได้มีการทดลองตัวอย่างหลายตัวอย่างสำหรับอีพ็อกซี่เพื่อหาประสิทธิภาพการทำงานของอีพ็อกซี่เคลือบอลูมิเนียมเพื่อนำมาใช้เป็นครีบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การทดสอบดำเนินการตามมาตรฐาน ASTM B117 (5% NaCl, 35 °C) ตัวอย่างการทดสอบแสดงให้เห็นว่าความต้านทานการกัดกร่อนในสภาวะแวดล้อมที่เค็มของอลูมิเนียมที่เคลือบด้วยอีพ็อกซี่เป็น 4-7 เท่าของอลูมิเนียมที่ไม่ได้เคลือบ นอกจากนี้ความต้านทานของการเคลือบอีพ็อกซี่ที่กรดเจือจาง (2% HCL, 2% H_2S0_4) ยังค่อนข้างสูง การสูญเสียมวลของตัวอย่างอลูมิเนียมที่เคลือบด้วยอีพ็อกซี่ที่แช่อยู่ใน Trichlorethylene เป็นเวลา 5 นาทีมีค่าต่ำกว่า 1% และอลูมิเนียมที่เคลือบด้วยอีพ็อกซี่ยังมีความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต้านทานที่ดีต่อไอน้ำ และไม่มีการเปลี่ยนแปลงสำหรับการเก็บตัวอย่างอีพ็อกซี่ไว้ในอุณหภูมิ 200 °C เป็นเวลา 15 นาที คุณสมบัติเหล่านี้แสดงให้เห็นถึงความสำคัญของการเคลือบอีพ็อกซี่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนที่ใช้งานในสภาพแวดล้อมที่เค็มและเป็นกรด

ในกรณีที่มีผลในการกัดกร่อนของน้ำในสถานะของเหลวเป็นปัจจัยที่สำคัญมากกว่ากรดและเกลือ การเคลือบครีบอลูมิเนียมจึงจำเป็นที่จะไล่น้ำออกจากครีบและไม่ให้น้ำเกาะอยู่บนครีบนานๆ การเคลือบนี้จะถูกจัดอยู่ภายใต้เทอมทั่วไปของไฮโดรไพลิก ซึ่งเทอมนี้จะใช้แทนวัสดุที่ไม่เปียกง่ายและสามารถไล่น้ำออกจากพื้นผิวได้ง่าย การเคลือบไฮโดรไพลิกจะมีประสิทธิภาพอย่างมากในสภาพแวดล้อมที่มีไอน้ำมาก และป้องกันอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากการกัดกร่อนของน้ำ ซึ่งน้ำที่สะสมบนพื้นผิวที่ไม่ได้เคลือบของผิวโลหะที่มีหยดน้ำขนาดใหญ่นั้นจะนำไปสู่การกัดกร่อนผิวโลหะ นอกจากนี้การสะสมของหยดน้ำก่อให้เกิดการต้านทานการไหลของอากาศและมีผลกระทบต่อสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นการกำจัดควบคุมหยดน้ำที่เกิดจากการควบแน่นจึงเป็นประโยชน์อย่างมากสำหรับยืดอายุการใช้งานและทำงานอย่างเต็มประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การเคลือบไฮโดรไพลิกยังมีคุณสมบัติที่ดีในการป้องกันน้ำที่มีอุณหภูมิสูงและสภาพแวดล้อมที่เค็ม ดังนั้นจึงมีการพิสูจน์แล้วว่าพื้นผิวอลูมิเนียมที่เคลือบด้วยไฮโดรไพลิกสีฟ้ามีอายุใช้งานมากว่าพื้นผิวอลูมิเนียมที่ไม่ได้เคลือบ 3 เท่าภายใต้การสเปรย์สาร NaCl 5% ลงบนพื้นผิว นอกจากนี้การเคลือบไฮโดรไพลิกสีฟ้าแล้วเก็บไว้เป็นเวลา 5 นาทีที่อุณหภูมิ 200 °C สังเกตไม่มีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นการเคลือบครีบอลูมิเนียมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยสารไฮโดรไพลิกสีฟ้าสามารถทนการกัดกร่อนของน้ำในสภาพแวดล้อมที่รุนแรงได้ดี ซึ่งสามารถสรุปคุณสมบัติทนต่อการกัดกร่อนของอีพ็อกซี่และสารไฮโดรไพลิกได้ดังตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.4 พื้นที่ของการประยุกต์ใช้ของวัสดุเคลือบ [14]

คุณสมบัติ	อีพ็อกซี่ (Epoxy)	ไฮโดรไพลิก (Hydrophilic)
ความต้านทานต่อ Trichloroethylene	เหมาะสม / ดี	เหมาะสม / ดี
ความต้านทานต่อ M.E.K. (Methyl Ethyl Ketene)	100 impact pairs	200 impact pairs
ความต้านทานต่อกรด (2% HCl, 2% H_2SO_4)	เหมาะสม / ดี	อ่อน
ความต้านทานต่อน้ำเกลือสเปรย์	เหมาะสม / ดี	เหมาะสม / ดี
ความต้านทานต่อไอน้ำ (121°C/30 minutes)	เหมาะสม	เหมาะสม / ปานกลาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.9 การทดสอบการไหลของหยดน้ำ

การทดสอบการไหลเพื่อเปรียบเทียบลักษณะการไหลของหยดน้ำผ่านแผ่นอลูมิเนียมธรรมดาและแผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก ลักษณะของแผ่นอลูมิเนียมทั้งสอง ดังแสดงในรูปที่ 3.5 การทดสอบใช้น้ำสเปรย์ใส่แผ่นอลูมิเนียมทั้งสองแผ่นพร้อมกัน โดยทำการติดตั้งแผ่นอลูมิเนียมทำมุม 90° และ 15° กับพื้น

ก. แผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก ข. แผ่นอลูมิเนียมธรรมดา

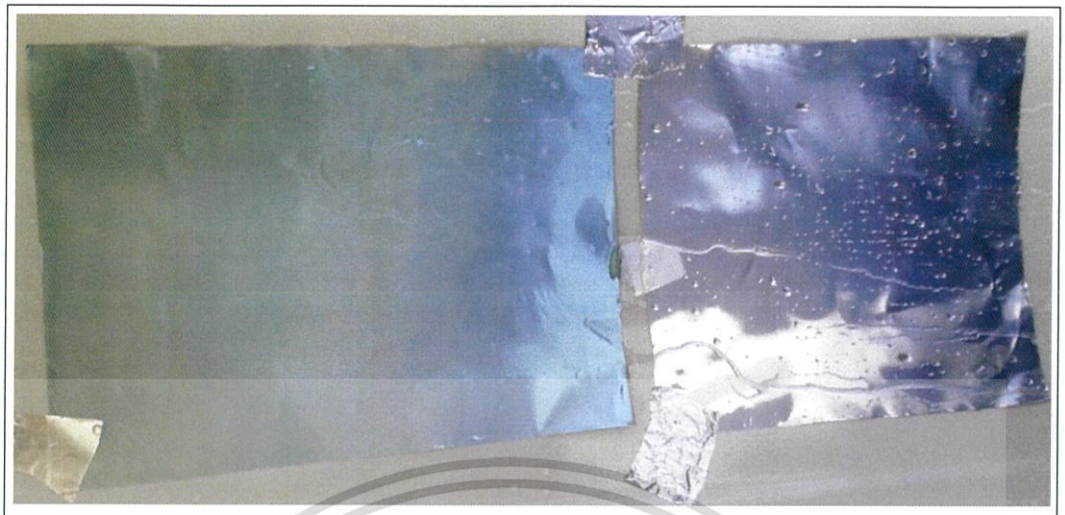
รูปที่ 3.5 แผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิกและแผ่นอลูมิเนียมธรรมดา

การทดลองพบว่า ลักษณะการไหลของหยดน้ำเมื่อผ่านแผ่นอลูมิเนียมธรรมดาจะเป็นหยดน้ำขนาดใหญ่เกาะที่ผิวแผ่นอลูมิเนียมธรรมดา หยดน้ำไม่มีการกระจายตัว ส่วนลักษณะการไหลของแผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก หยดน้ำมีการกระจายตัวอย่างรวดเร็ว ไม่เกาะตัวเป็นหยดขนาดใหญ่ เนื่องจากสารไฮโดรไพลิกเป็นสารที่ไม่เปียกและลดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างหยดน้ำและพื้นผิวลง การเคลือบสารไฮโดรไพลิกโดยอาศัยของแรงตึงผิวต่ำช่วยให้หยดน้ำไหลออกจากพื้นผิวโดยมีค่าความต้านทานต่ำ ลักษณะการไหลดังแสดงในรูปที่ 3.6 และรูปที่ 3.7

ก. แผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก ข. แผ่นอลูมิเนียมธรรมดา

รูปที่ 3.6 การทดสอบการไหลของหยดน้ำในทิศทางทำมุม 90° กับพื้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ก. แผ่นอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก ข. แผ่นอลูมิเนียมธรรมดา

รูปที่ 3.7 การทดสอบการไหลของหยดน้ำในทิศทางทำมุม 15° กับพื้น

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
วิธีการดำเนินงานวิจัย

4.1 บทนำ

สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย ในงานวิจัยนี้จะศึกษาแนวทางการปรับปรุงเครื่องระเหย เนื่องจากเครื่องระเหยเป็นตัวชี้บ่งถึงขนาดทำความเย็น และมีข้อจำกัดในเรื่องของพื้นที่ติดตั้งและขนาด ซึ่งส่งผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการปรับปรุงเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นโดยปรับเปลี่ยนเงื่อนไขต่างๆ ทั้งการเพิ่มความหนาแน่นครีบ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก และการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในคอยล์เครื่องระเหย ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงรายละเอียดที่เกี่ยวกับอุปกรณ์การวัด การบันทึกผลและอุปกรณ์อื่นๆ ที่ใช้ในการทดลอง รวมทั้งวิธีการทดสอบหาค่าต่างๆ ในด้านสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศ เพื่อให้ทราบถึงผลของการเพิ่มความหนาแน่นครีบ การใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก และการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ

4.2 แนวทางการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องระเหย

เครื่องปรับอากาศที่ผลิตขึ้นเพื่อจำหน่ายในท้องตลาดมีสิ่งที่ควรคำนึงและพิจารณาสำหรับการออกแบบในทางวิศวกรรม คือ

1. ประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ
2. อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน
3. การประหยัดพลังงาน
4. ต้นทุนที่ใช้ในการผลิตเครื่องปรับอากาศ
5. ต้นทุนค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงรักษาเครื่องปรับอากาศ

เนื่องจากการปรับปรุงในส่วนของการเพิ่มความหนาแน่นครีบ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกและเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในเครื่องระเหย มีแนวโน้มช่วยเพิ่มสมรรถนะและประสิทธิภาพโดยรวมของเครื่องปรับอากาศ ส่งผลให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น การปรับปรุงคอยล์เครื่องระเหยและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในเครื่องระเหยไม่ส่งผลกระทบต่อต้นทุนที่ใช้ผลิตเครื่องปรับอากาศ และต้นทุนในการบำรุงรักษา เนื่องจากไม่มีการเพิ่มอุปกรณ์เข้ามาในระบบของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้มีแนวทางการปรับปรุงและพัฒนาดังนี้

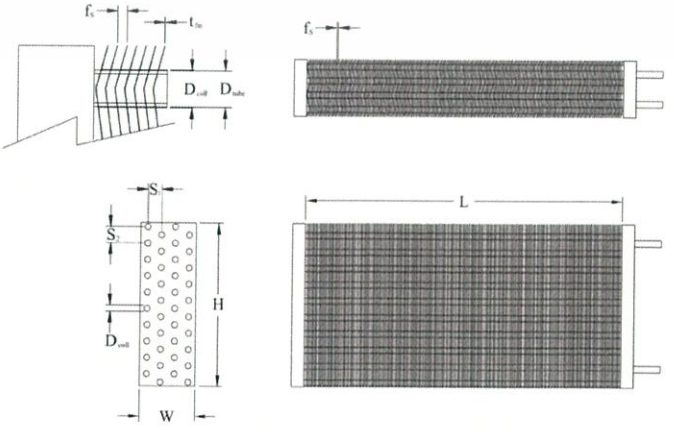
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. แนวทางการปรับปรุงคอยล์ของเครื่องระเหย เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยจะมีค่าแปรผันตามพื้นที่สัมผัสของอากาศ และจากขนาดของคอยล์ที่มีข้อจำกัดเรื่องขนาดจึงต้องปรับปรุงโดยการเพิ่มความหนาแน่นครีบที่คอยล์เครื่องระเหยเพื่อให้ได้พื้นที่สัมผัสของอากาศเพิ่มขึ้น และใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกเพื่อลดความดันตกคร่อมในคอยล์ของเครื่องระเหย

2. แนวทางการปรับปรุงอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านคอยล์ของเครื่องระเหย โดยการปรับรอบความเร็วของมอเตอร์เพื่อให้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเพิ่มขึ้น

4.3 เครื่องระเหยที่ทำการปรับปรุง

คอยล์ของเครื่องระเหยที่ทำการทดลองศึกษาและพัฒนานี้ ได้ออกแบบโดยใช้ท่อทองแดงชนิดเกลียวในขนาด 3/8 Inch และใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ด ทำการติดตั้งในเครื่องระเหยขนาดการทำความเย็น 30,000 Btu / hr ซึ่งรายละเอียดของคอยล์เครื่องระเหยแสดงในรูปที่ 4.1 และรายละเอียดส่วนประกอบของเครื่องปรับอากาศแสดงตามตารางที่ 4.1 และ 4.2 จากงานวิจัยที่ผ่านมาและการทดสอบเบื้องต้นพบว่าเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนใช้เครื่องระเหยที่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้นจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น และการใช้ครีบที่เคลือบสารไฮโดรไพลิกจะช่วยให้น้ำที่เกิดจากการควบแน่นไม่เกาะที่ครีบทำให้อากาศไหลผ่านได้สะดวกและเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น โดยลักษณะครีบและคอยล์เครื่องระเหยแสดงในรูปที่ 4.2 - 4.4 การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เครื่องระเหยจะสามารถช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้เช่นกัน ผู้ทำการวิจัยจึงเลือกที่ทำการปรับปรุงในส่วนของคอยล์เครื่องระเหยสำหรับศึกษาถึงผลกระทบต่อประสิทธิภาพและค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานโดยรวมของเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 4.1 รูปแบบและขนาดของคอยล์เครื่องระเหย

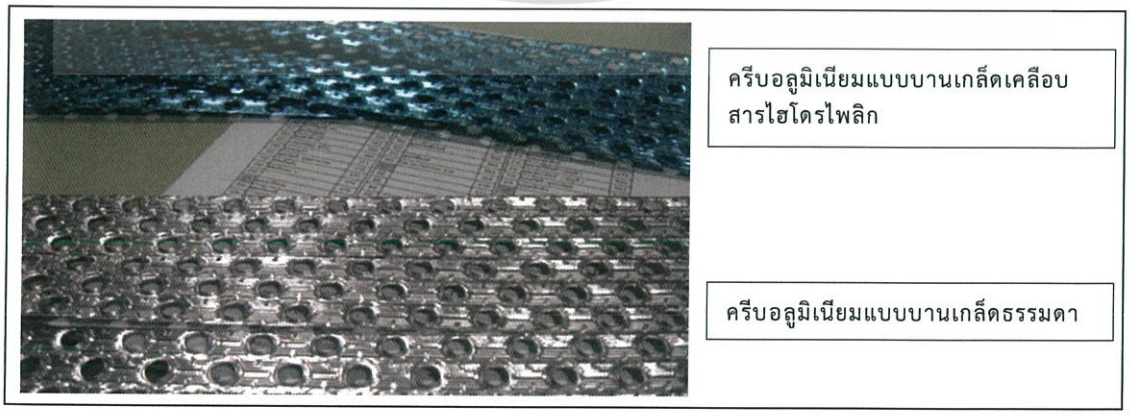
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 แสดงรายละเอียดของเครื่องควบแน่น 30,000 Btu / hr

ส่วนเครื่องควบแน่น	ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ แบบเป่าลมด้านข้าง
คอมเพรสเซอร์	แบบสโครล์ รุ่น ZR36K3-TFD
ระบบไฟฟ้า	380 Volt 3 Ph 50 Hz
พัดลม	ชนิด Propeller ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 22 Inch จำนวน 1 ใบพัด
มอเตอร์	KHF3G-S1300-3 กำลังไฟฟ้า 171 W ความเร็วรอบ 900 รอบต่อนาที ระบบไฟฟ้า 220 Volt 1 Ph 50 Hz
คอยล์	ความสูง 36 Inch x ความกว้าง 36 Inch จำนวน 2 แถว ความหนาแน่นครีบ 16 fpi ท่อทองแดงเกลียวในขนาดท่อ 3/8 Inch
ขนาดเครื่อง	กว้าง 410 mm ยาว 944 mm สูง 936 mm
สารทำความเย็น	R-22

ตารางที่ 4.2 แสดงรายละเอียดของเครื่องระเหยขนาด 30,000 Btu / hr

ส่วนเครื่องระเหย	ชนิดแบบแขวนหรือตั้งพื้น
ระบบไฟฟ้า	220 Volt 1 Ph 50 Hz
พัดลม	ชนิด Multi Blade Centrifugal 7 Inch x 9 Inch จำนวน 3 ชุด
มอเตอร์	DSS4-160-22-501 กำลังไฟฟ้า 158 W ความเร็วรอบ 1,300/1,100/900/700 รอบต่อนาที ระบบไฟฟ้า 220 Volt 1 Ph 50 Hz
คอยล์	ความสูง 10 Inch x ความยาว 43 Inch จำนวน 4 แถว ความหนาแน่นครีบ 12 14 และ 16 fpi ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและเคลือบสารไฮโดรไพลิก ท่อทองแดงเกลียวในขนาดท่อ 3/8 Inch
ขนาดเครื่อง	กว้าง 265 mm ยาว 1,404 mm สูง 663 mm



รูปที่ 4.2 ลักษณะครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและเคลือบสารไฮโดรไพลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.3 คอยล์ของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา

รูปที่ 4.4 คอยล์ของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

4.4 ขั้นตอนการออกแบบและทดสอบเครื่องปรับอากาศ

4.4.1 หลักการออกแบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดแขวนหรือตั้งพื้น

โดยใช้สารทำความเย็น R-22 ตามมาตรฐาน ARI (The Air-Conditioning & Refrigeration Institute)

1. สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยในสถานะไอที่มีอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำไปยังทางด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ กำหนดให้ทำการคำนวณและออกแบบที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น 45 $^{\circ}$F และที่ความดันของสารทำความเย็น 75 psi

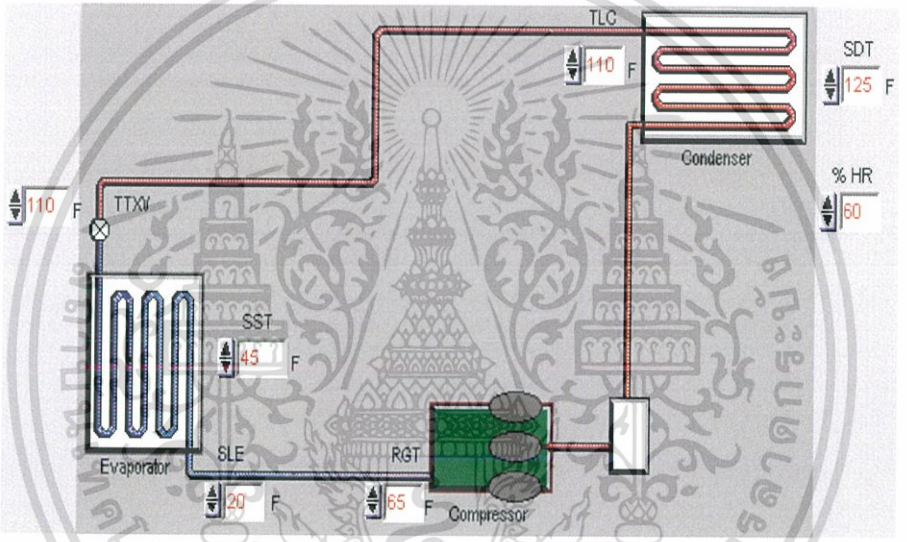
2. สารทำความเย็นในสถานะไอที่ถูกอัดออกจากคอมเพรสเซอร์ทางด้านอัดซึ่งมีอุณหภูมิสูงและความดันสูง กำหนดให้ทำการคำนวณและออกแบบที่อุณหภูมิของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารทำความเย็น 125 °F และที่ความดันของสารทำความเย็น 270 psi ส่งต่อไปที่เครื่องควบแน่นเพื่อระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น

3. ที่เครื่องควบแน่นสารทำความเย็นถูกทำให้มีการเปลี่ยนสถานะจากสถานะไอเป็นสถานะของเหลว เนื่องจากมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับอากาศภายนอกหรือสิ่งแวดล้อม กำหนดให้ทำการคำนวณและออกแบบระบบที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศภายนอก (Ambient Temperature) ที่อุณหภูมิ 95 °F และที่ความชื้นสัมพัทธ์ 60%

4. สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวไปยังวาล์วขยายตัว กำหนดให้ทำการคำนวณและออกแบบที่อุณหภูมิของสารทำความเย็น 110 °F



รูปที่ 4.5 หลักการออกแบบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนชนิดแขวนหรือตั้งพื้นโดยใช้สารทำความเย็น R-22 ตามมาตรฐาน ARI

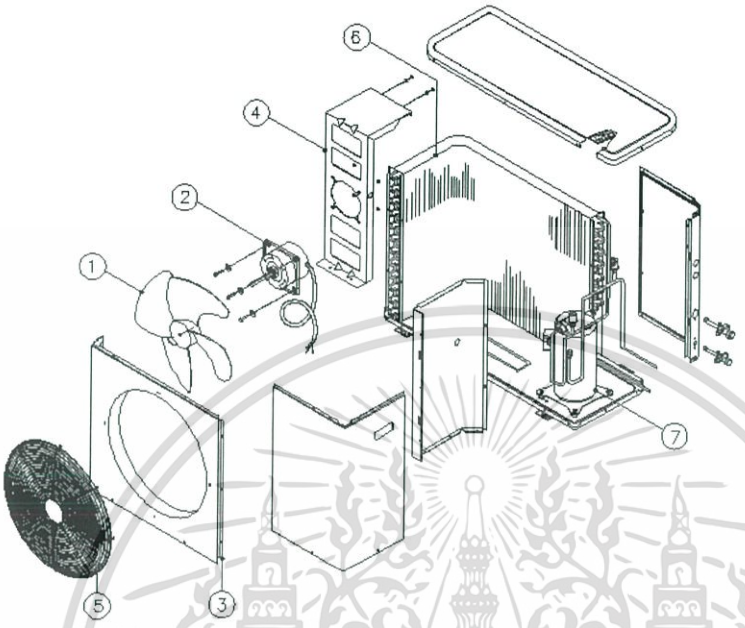
4.4.2 อุปกรณ์การทดลอง

อุปกรณ์การทดลองแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ เครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยขนาดความสามารถในการทำความเย็น 30,000 Btu/hr และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2.1 อุปกรณ์ที่ใช้กับเครื่องควบแน่น

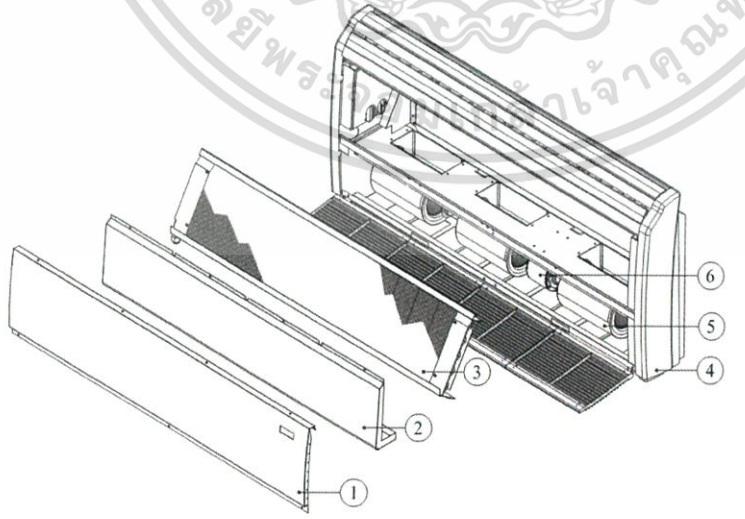
อุปกรณ์ที่ใช้กับเครื่องควบแน่นประกอบด้วยชิ้นส่วนต่างๆ ดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.6 แสดงชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องควบแน่น

4.4.2.2 อุปกรณ์ที่ใช้กับเครื่องระเหย

อุปกรณ์ที่ใช้กับเครื่องระเหยประกอบด้วยชิ้นส่วนต่างๆ ดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.7 แสดงชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องระเหย

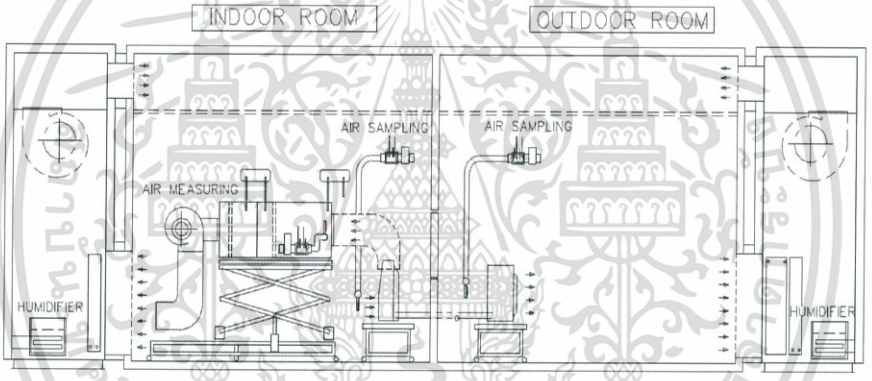
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2.3 อุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศประกอบไปด้วย 2 ห้องคือ ห้องแรกเป็นห้องที่จำลองสภาวะอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ (Outdoor room) หรือห้องเครื่องควบแน่น ห้องที่สองเป็นห้องที่จำลองสภาวะอากาศภายในห้องปรับอากาศ (Indoor room) หรือห้องเครื่องระเหย ซึ่งทั้งสองห้องจะถูกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้คงที่ตลอดเวลา อุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบสมรรถนะของเครื่องระเหยประกอบด้วยส่วนต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

ห้องทดสอบเป็นห้องที่มีการหุ้มฉนวนโดยรอบทั่วทั้งห้อง เพื่อป้องกันการถ่ายเทความร้อนเข้าและออกระหว่างภายในและภายนอกห้องทดสอบ ตารางที่ 4.3 แสดงข้อมูลจำเพาะของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 4.8 ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

รูปที่ 4.9 รูปห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

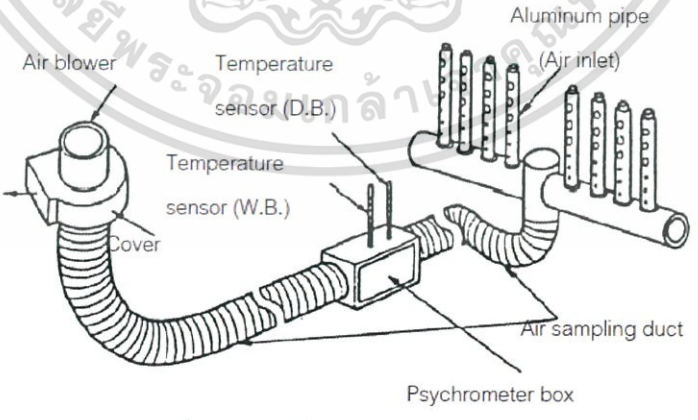
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 แสดงข้อมูลจำเพาะของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

หัวข้อ		ขีดความสามารถ
ความสามารถ	การทำความเย็น	8,000-60,000 Btu / hr
	การทำความร้อน	8,000-72,000 Btu / hr
แหล่งกำเนิดกำลังไฟฟ้า	ความถี่	50 Hz , 60 Hz
	เฟส	1 Phase , 3 Phase
	แรงดันไฟฟ้า	100 – 400 Volt
สภาวะอุณหภูมิ	DRY BULB	Setting +/- 0.5 °C
	WET BULB	Setting +/- 0.3 °C
ขนาดห้องทดสอบ	INDOOR	ความกว้าง 5 m ความยาว 5 m ความสูง 3 m
	OUTDOOR	ความกว้าง 5 m ความยาว 5 m ความสูง 3 m

2. เครื่องสุ่มตัวอย่างอากาศ

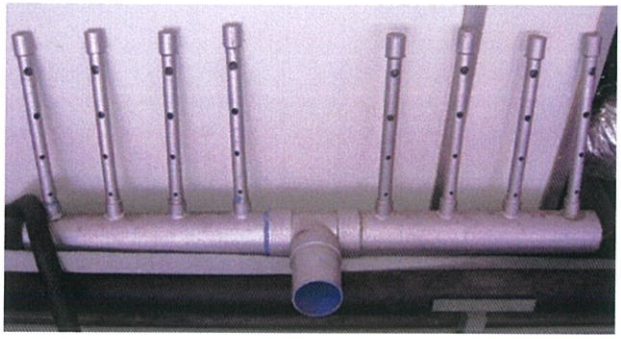
เครื่องสุ่มตัวอย่างอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ซึ่งได้ติดตั้งทั้งในห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกห้องปรับอากาศและห้องจำลองสภาวะอากาศภายในห้องปรับอากาศ รูปที่ 4.10 แสดงส่วนประกอบต่างๆ ดังนี้



รูปที่ 4.10 เครื่องสุ่มตัวอย่างอากาศ

2.1. ชุดท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ เป็นท่อที่ได้ทำการเจาะรูเพื่อให้อากาศไหลผ่านเข้าไปในท่อ ซึ่งถูกติดตั้งที่บริเวณด้านลมเข้าของเครื่องปรับอากาศทั้งในส่วนของเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



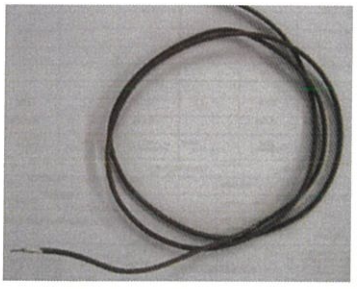
รูปที่ 4.11 ชุดท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ

2.2. ชุดกล่องไซโคมิเตอร์ เป็นกล่องที่ทำให้อากาศไหลผ่านภายในซึ่งต่อมาจากชุดท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ ภายในมีอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ Resistance Temperature Sensor (RTD.) PT100 ความละเอียดในการวัด ± 0.10°C ของ rdg ±1 digit ซึ่งทำหน้าที่วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้ง

รูปที่ 4.12 ชุดกล่องไซโคมิเตอร์

3. เทอร์โมคัปเปิล

เป็นอุปกรณ์ตัวนำสัญญาณที่ใช้ในวัดอุณหภูมิ โดยใช้ชนิด TYPE-T ค่าความละเอียดในการวัด ± 0.5°C หรือ 0.4% ของการอ่าน



รูปที่ 4.13 เทอร์โมคัปเปิล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. เพาว์เวอร์มิเตอร์แบบตัวเลข

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดกำลังไฟฟ้า แรงดันไฟฟ้าและกระแสไฟฟ้าที่ใช้งานทั้งหมดของเครื่องปรับอากาศ “YOKOGAWA” WT130 ความละเอียดในการวัด 0.20%

รูปที่ 4.14 เพาว์เวอร์มิเตอร์แบบตัวเลข

5. อุปกรณ์ปรับแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ

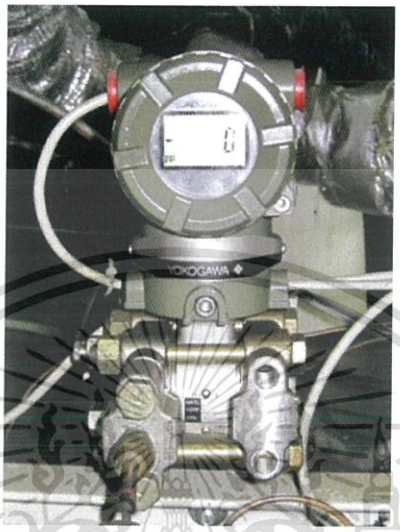
เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับแรงดันไฟฟ้าและทำหน้าที่รักษาระดับแรงดันไฟฟ้าให้คงที่ ค่าความละเอียด 0.5%

รูปที่ 4.15 อุปกรณ์ปรับแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. อุปกรณ์แปลงสัญญาณค่าความดันเกจ

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้แปลงสัญญาณค่าความดันของสารทำความเย็นที่วัดได้ในระบบเครื่องปรับอากาศ ซึ่งมีค่าความละเอียดในการวัด ±0.2 psig



รูปที่ 4.16 อุปกรณ์แปลงสัญญาณค่าความดันเกจ

7. ชุดอุปกรณ์ควบคุม

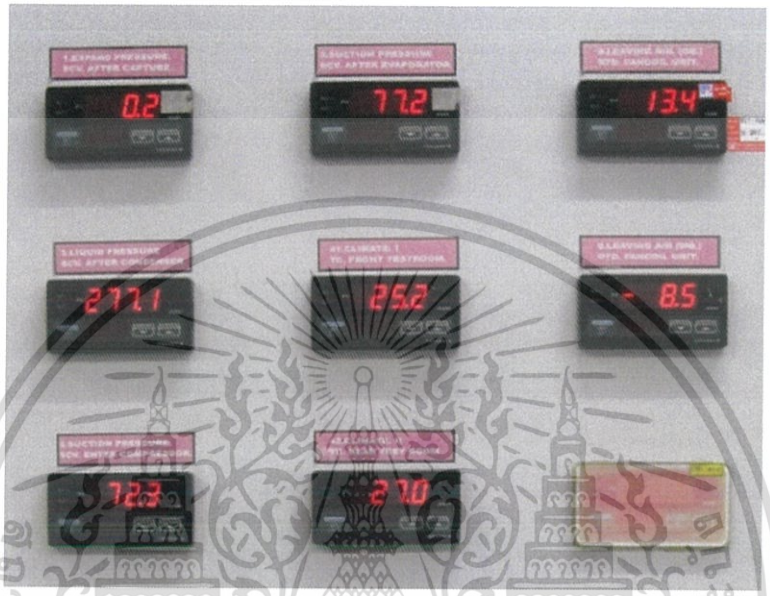
เป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับตั้งค่าสภาวะที่ใช้ในการทดสอบและควบคุมสภาวะการทำงานของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศให้คงที่เพื่อให้เป็นไปตามมาตรฐานการทดสอบ ซึ่งมีค่าความละเอียด ±0.1% of F.S. ± 1 DIGIT.

รูปที่ 4.17 ชุดอุปกรณ์ควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. ชุดอุปกรณ์แสดงผล

เป็นอุปกรณ์ทางไฟฟ้าที่ใช้แสดงผลจากเซนเซอร์ที่วัดค่าได้ในห้องทดสอบ เพื่อให้สามารถดูสถานะการทำงาน หรือความผิดปกติของระบบขณะทำการทดสอบ ซึ่งมีค่าความละเอียด ±0.1% of F.S. ± 1 DIGIT.



รูปที่ 4.18 ชุดอุปกรณ์แสดงผล

9. อุปกรณ์รับสัญญาณและบันทึกผล

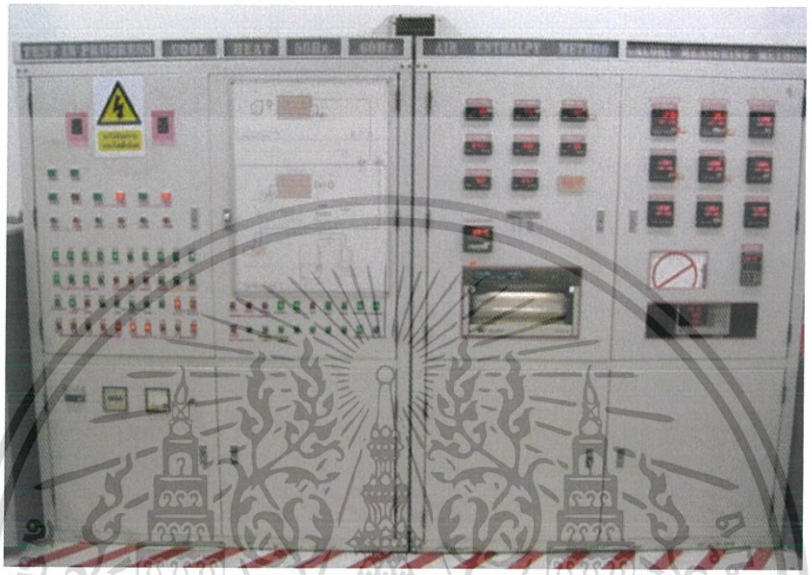
เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับสัญญาณจากเซนเซอร์ทั้งหมดของห้องทดสอบ เครื่องปรับอากาศ จากนั้นนำมาทำการบันทึกผลและส่งต่อไปยังเครื่องคอมพิวเตอร์เพื่อทำการคำนวณ “YOKOGAWA DR230” ค่าความละเอียด 0.10%

รูปที่ 4.19 อุปกรณ์รับสัญญาณและบันทึกผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10. ตู้ควบคุมการทำงานห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

เป็นตู้ควบคุมหลักที่ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ ซึ่งติดตั้งอุปกรณ์หลักสำหรับแสดงผล อุปกรณ์ชุดควบคุมและตั้งค่าสภาวะที่ทำการทดสอบ



รูปที่ 4.20 ตู้ควบคุมการทำงานห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

11. ถังบรรจุสารทำความเย็นชนิด R-22

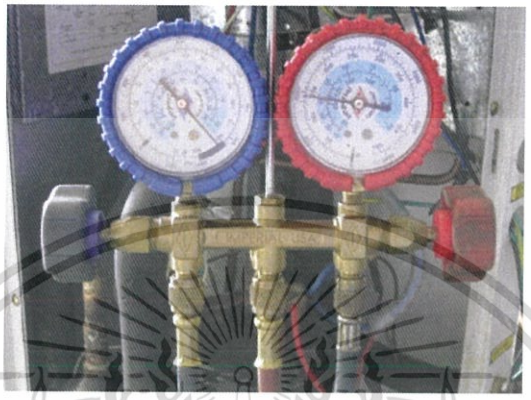
เป็นถังบรรจุสารทำความเย็น R-22 ขนาด 4 kg เพื่อความสะดวกต่อการเคลื่อนย้ายในระหว่างทำการทดสอบ

รูปที่ 4.21 ถังบรรจุสารทำความเย็นชนิด R-22 ขนาดบรรจุ 4 kg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

12. แมนนิโฟลด์เกจ

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันสารทำความเย็นทั้งทางด้านสูงและทางด้านต่ำ และใช้เป็นอุปกรณ์เติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบเครื่องปรับอากาศ เพื่อรักษาปริมาณแรงดันไม่ให้สูงหรือต่ำเกินไปเพราะอาจทำให้เกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ในระบบเครื่องปรับอากาศได้



รูปที่ 4.22 แมนนิโฟลด์เกจ

13. เครื่องชั่งน้ำหนัก

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดน้ำหนักของสารทำความเย็นสำหรับการบรรจุสารทำความเย็นในระบบเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองทั้งก่อนและหลังการทดลอง

รูปที่ 4.23 เครื่องชั่งน้ำหนัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 วิธีการทดลอง

4.5.1 กำหนดเงื่อนไขที่ใช้ในการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

สำหรับเครื่องระเหยของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นชนิดแขวนหรือตั้งพื้น เนื่องจากเครื่องระเหยประเภทนี้มีข้อจำกัดในเรื่องของพื้นที่ติดตั้งและขนาด ซึ่งส่งผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการปรับปรุงคอยล์ของเครื่องระเหยเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนให้สูงขึ้นโดยเพิ่มความหนาแน่นครีบ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก และเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ

เงื่อนไขต่างๆ เหล่านี้จะทำการปรับเปลี่ยนเพื่อนำไปปรับปรุงให้ได้เครื่องระเหยที่ได้ประสิทธิภาพดีที่สุดออกมา ซึ่งตัวแปรต่างๆ มีดังนี้

1. ปรับเปลี่ยนความหนาแน่นครีบ โดยใช้ความถี่คือ 12 14 และ 16 fpi หรือระยะห่างระหว่างครีบคือ 2.117 1.814 และ 1.588 mm ตามลำดับ
2. ปรับเปลี่ยนครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาเป็นครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก
3. ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านคอยล์ของเครื่องระเหย โดยอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศอยู่ที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min

การปรับปรุงตัวแปรเหล่านี้ เพื่อศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อน ประสิทธิภาพการทำความเย็น และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ รวมทั้งเพื่อศึกษาเสถียรภาพระบบของเครื่องปรับอากาศคือ ความดันสารทำความเย็นด้านดูดและด้านอัด อุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าและหลังเข้าคอยล์ของเครื่องระเหย อุณหภูมิของอากาศออกจากคอยล์เครื่องระเหย

4.5.2 การทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

การทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศ เพื่อทดสอบขีดความสามารถการทำความเย็น (Cooling capacity) รวมทั้งวัดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ (Power consumption) เพื่อหาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน นอกจากนี้ยังวัดสภาวะการทำงานต่างๆ ในระบบทั้งอัตราการไหลเชิงปริมาตร อุณหภูมิ ความชื้น ความดัน การทดสอบเป็นแบบวิธีไซโครเมตริก ซึ่งประกอบด้วย 2 ห้อง ห้องแรกเป็นห้องที่จำลองสภาวะอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ ห้องที่สองเป็นห้องที่จำลองสภาวะอากาศภายในห้องปรับอากาศ ซึ่งถูกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้คงที่ตามสภาวะมาตรฐานห้องทดสอบ มอก. 1155 - 2536 ตามเงื่อนไข ARI. 210/240 - 84 ตามตารางที่ 4.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.4 สภาวะมาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ [1]

รายการทดสอบ	ส่วนเครื่องปรับอากาศด้านใน (Indoor)		ส่วนเครื่องปรับอากาศด้านนอก (Outdoor)	
	อุณหภูมิ		อุณหภูมิ	
	กระเปาะแห้ง Dry bulb (°C)	กระเปาะเปียก Wet bulb (°C)	กระเปาะแห้ง Dry bulb (°C)	กระเปาะเปียก Wet bulb (°C)
ความสามารถการทำความเย็น	27	19	35	24

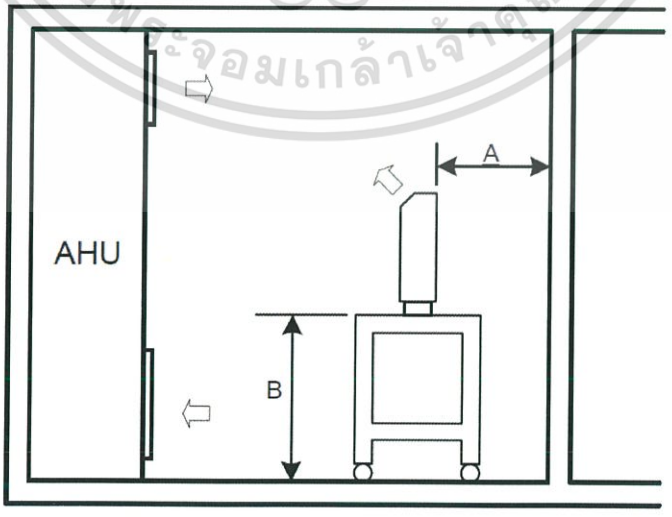
4.5.3 ขั้นตอนการทดสอบประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

ทำการทดลองโดยใช้วิธีการทดสอบตามมาตรฐาน มอก. 1155 - 2536 ตามเงื่อนไข ARI. 210/240-84 ซึ่งมีขั้นตอนการทดสอบดังต่อไปนี้

1. เตรียมอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการทดสอบทั้งหมด

2. ทำการติดตั้งเครื่องปรับอากาศในห้องทดสอบ ต้องจัดวางตำแหน่งของตัวเครื่องไว้ตรงกึ่งกลางของห้องทดสอบ โดยด้านหลังของเครื่องปรับอากาศต้องอยู่ทางด้านผนังกั้นห้องระหว่างห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ และห้องจำลองสภาวะอากาศภายในห้องปรับอากาศ

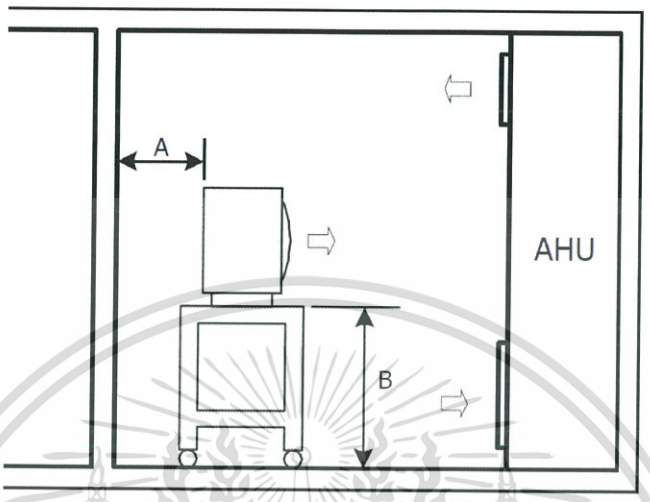
3. ทำการติดตั้งเครื่องระเหยบนชุดขาตั้ง โดยระยะห่างระหว่างด้านหลังของเครื่องระเหยกับผนังกั้นห้อง และระยะห่างพื้นถึงเครื่องระเหย มีลักษณะดังรูปที่ 4.24 โดยมีระยะ A = 300 mm และระยะ B = 500 ถึง 1,000 mm



รูปที่ 4.24 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ทำการติดตั้งเครื่องควบแน่นโดยทำการวางอยู่บนชุดขาตั้ง ซึ่งมีระยะห่างระหว่างด้านหลังของเครื่องควบแน่นกับผนังกั้นห้องตามมาตรฐานที่กำหนด แสดงดังรูปที่ 4.25 โดยมีระยะ A = 200 mm และระยะ B = 200 ถึง 500 mm



รูปที่ 4.25 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องควบแน่น

5. เดินท่อสารทำความเย็นระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นมาตรฐานที่กำหนดซึ่งมีความยาวไม่น้อยกว่า 7.50 m โดยส่วนของท่อสารทำความเย็นที่อยู่ภายในห้องที่ติดตั้งเครื่องระเหยต้องมีความยาวไม่น้อยกว่า 3.00 m และต้องหุ้มฉนวนท่อสารทำความเย็น ซึ่งแสดงวงจรการเดินท่อสารทำความเย็นดังรูปที่ 4.26

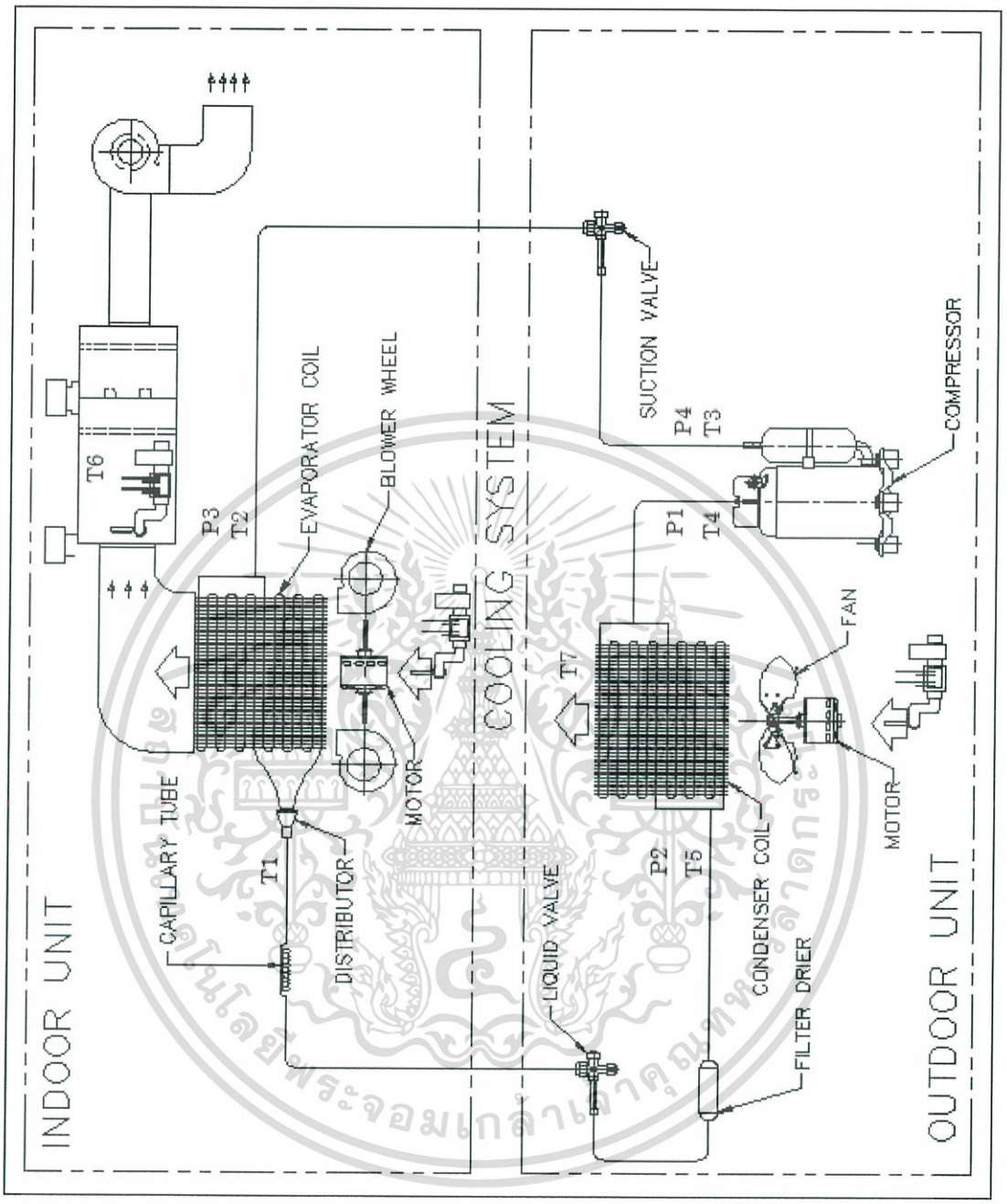
6. ทำสุญญากาศ (Vacuum) ภายในระบบของเครื่องปรับอากาศ ใช้เวลาประมาณ 30 นาที จนเข็มชี้ของแมนนิโฟลด์เกจลดลงต่ำกว่า 29 in.Hg.

7. บรรจุสารทำความเย็นเข้าภายในระบบ โดยทำการชั่งถังที่บรรจุสารทำความเย็นบนเครื่องชั่งเพื่อดูปริมาณสารทำความเย็นทั้งหมดที่ใช้ในระบบปรับอากาศ

8. ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลที่จุดต่างๆ ของเครื่องปรับอากาศเพื่อวัดอุณหภูมิดังนี้ (ดังแสดงในรูปที่ 4.26)

จุดที่ 1 อุณหภูมิของท่อสารทำความเย็นเข้าเครื่องระเหย
จุดที่ 2 อุณหภูมิของท่อสารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหย
จุดที่ 3 อุณหภูมิของท่อสารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์
จุดที่ 4 อุณหภูมิของท่อสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์
จุดที่ 5 อุณหภูมิของท่อสารทำความเย็นหลังออกจากคอยล์เครื่องควบแน่น
จุดที่ 6 อุณหภูมิอากาศออกจากคอยล์เครื่องระเหย
จุดที่ 7 อุณหภูมิอากาศออกจากเครื่องควบแน่น

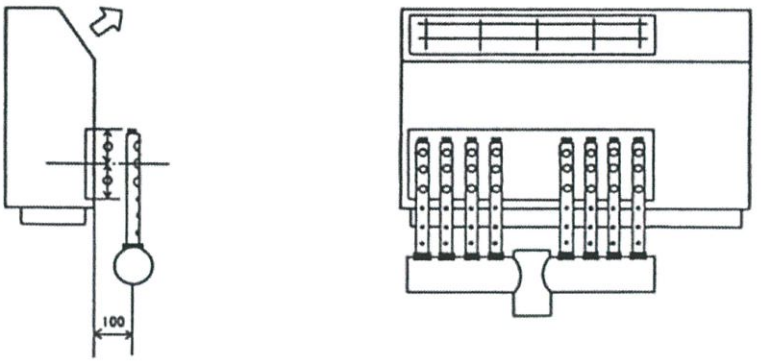
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.26 วงจรการเดินท่อสารทำความเย็นในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ

9. ติดตั้งเครื่องสุ่มตัวอย่างอากาศบริเวณด้านอากาศกลับทั้งในส่วนของเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่น ในตำแหน่งที่สามารถทำการดูดเอาอากาศภายในห้องทดสอบ เพื่อทำการวัดค่าอุณหภูมิและค่าความชื้นสัมพัทธ์ ซึ่งแสดงลักษณะการติดตั้งและระยะการติดตั้ง ดังรูปที่ 4.27 - 4.30

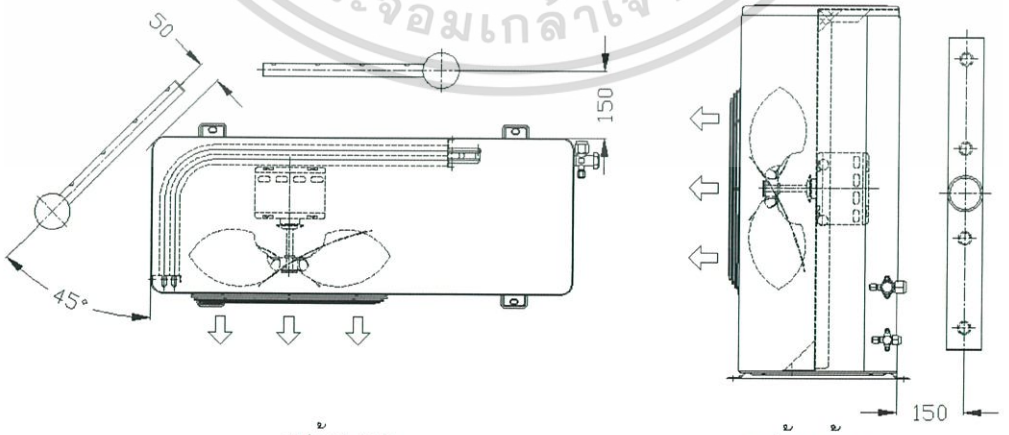
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปด้านข้าง รูปด้านหน้า

รูปที่ 4.27 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องระเหย

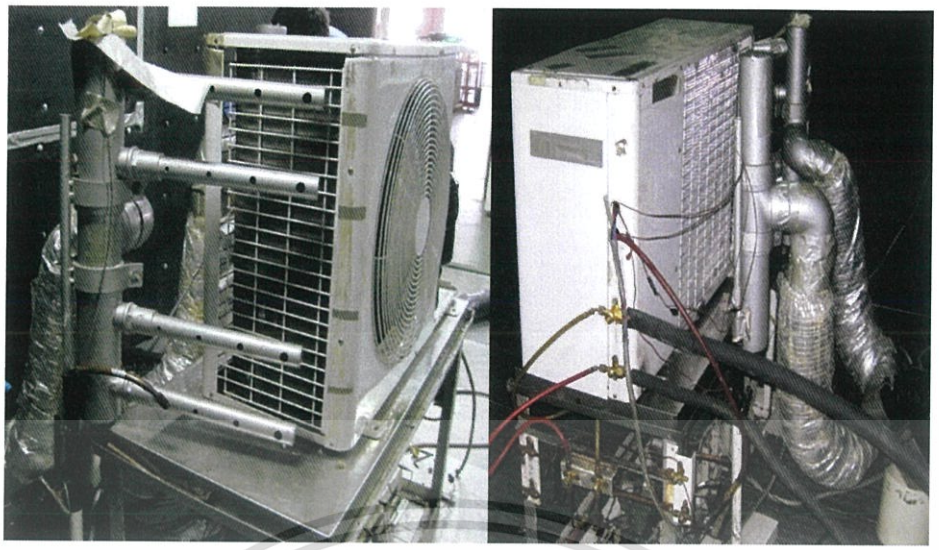
รูปที่ 4.28 รูปการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องระเหย



รูปด้านบน รูปด้านข้าง

รูปที่ 4.29 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องควบแน่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.30 รูปการติดตั้งเครื่องสุ่มอากาศที่เครื่องควบแน่น

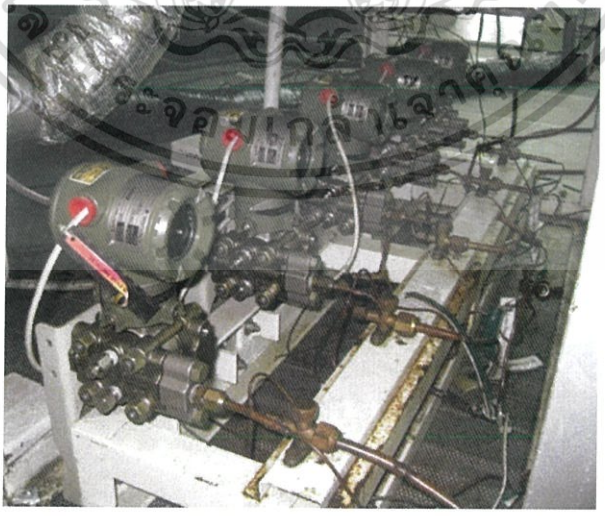
10. ติดตั้งสายท่ออ่อนของสารทำความเย็นเข้ากับอุปกรณ์แปลงสัญญาณความดันเกจ (Gauge Pressure Transmitters) เพื่อทำการวัดความดันที่จุดต่างๆ ของระบบเครื่องปรับอากาศ ดังนี้ (ดังแสดงในรูปที่ 4.26)

จุดที่ 1 ความดันของท่อสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์

จุดที่ 2 ความดันของท่อสารทำความเย็นหลังออกจากคอยล์เครื่องควบแน่น

จุดที่ 3 ความดันของท่อทางเดินสารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหย

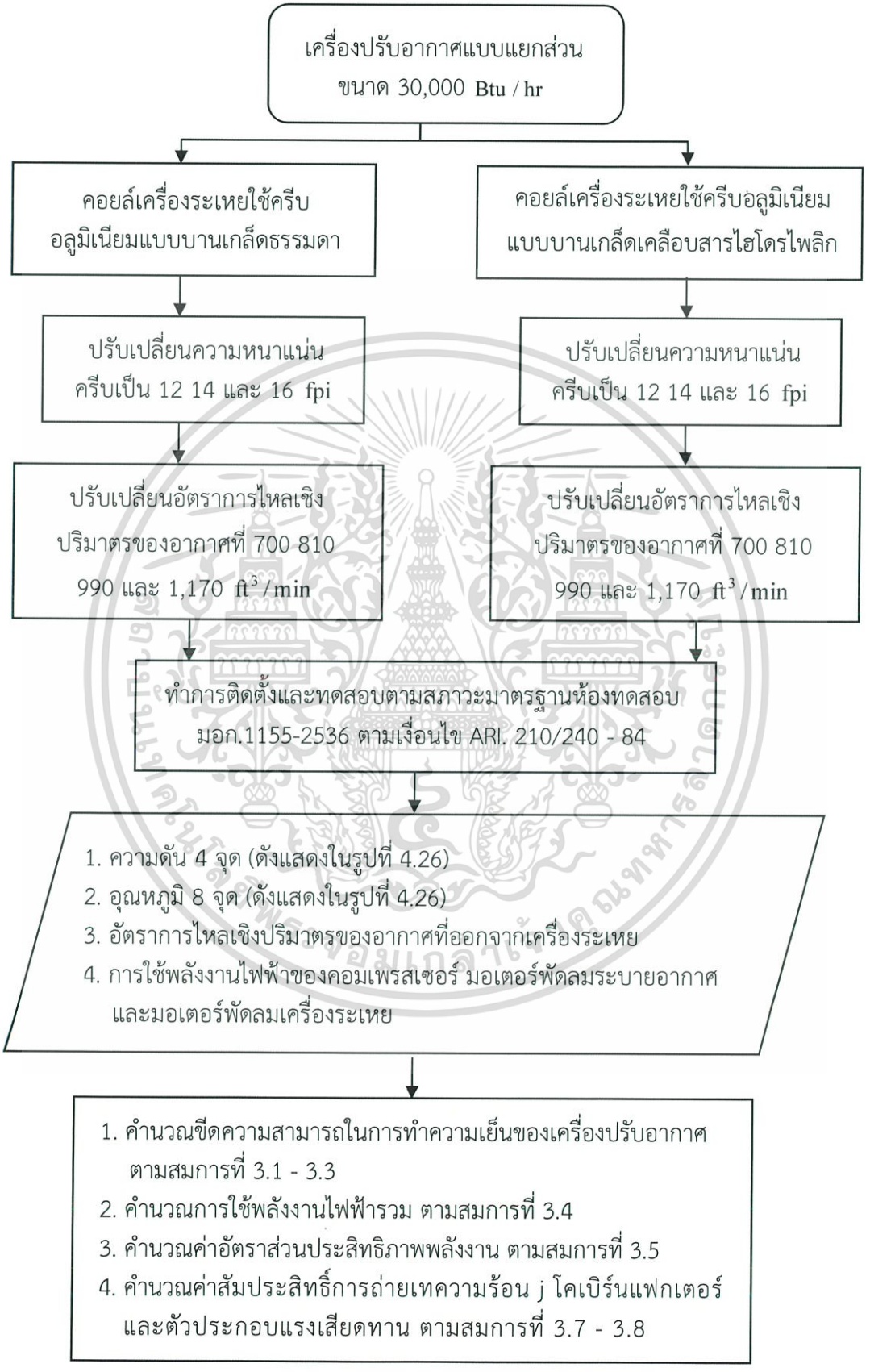
จุดที่ 4 ความดันของท่อทางเดินสารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 4.31 รูปการติดตั้งสายท่ออ่อนเข้ากับอุปกรณ์แปลงสัญญาณความดันเกจ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6 ขั้นตอนการทดลองและนำผลการทดลองมาคำนวณหาค่าต่างๆ



หมายเหตุ สามารถดูตัวอย่างการคำนวณได้ในภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผลการทดลอง

5.1 บทนำ

ในบทนี้จะเป็นผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ในด้านต่างๆ เช่น อุณหภูมิของสารทำความเย็น ความดันของสารทำความเย็น อุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เครื่องระเหย ขีดความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้ารวมที่ใช้ และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจากการปรับเปลี่ยนเงื่อนไขต่างๆ ทั้งการเพิ่มความความหนาแน่นครีบ ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก และการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศในเครื่องระเหย ซึ่งแสดงผลการทดสอบและการวิเคราะห์ค่าต่างๆ ไว้ในบทนี้

5.2 การศึกษาอิทธิพลของการเพิ่มความหนาแน่นครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านคอยล์เครื่องระเหย

ในการศึกษาได้ติดตั้งคอยล์เครื่องระเหยที่มีระยะห่างของครีบแตกต่างกัน 3 ค่าโดยความหนาแน่นของครีบอยู่ที่ 12 14 และ 16 fpi หรือระยะห่างระหว่างครีบ 2.117 1.814 และ 1.588 mm พร้อมทั้งปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ โดยอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศอยู่ที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min ควบคู่กันไป เปรียบเทียบครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา (Aluminium fin) และครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก (Blue fin) ซึ่งได้ทำการทดลองกับเครื่องควบแน่นเดียวกันภายใต้เงื่อนไขการทดสอบตามมาตรฐานห้องทดสอบ มอก. 1155 - 2536 ตามเงื่อนไข ARI. 210/240 - 84

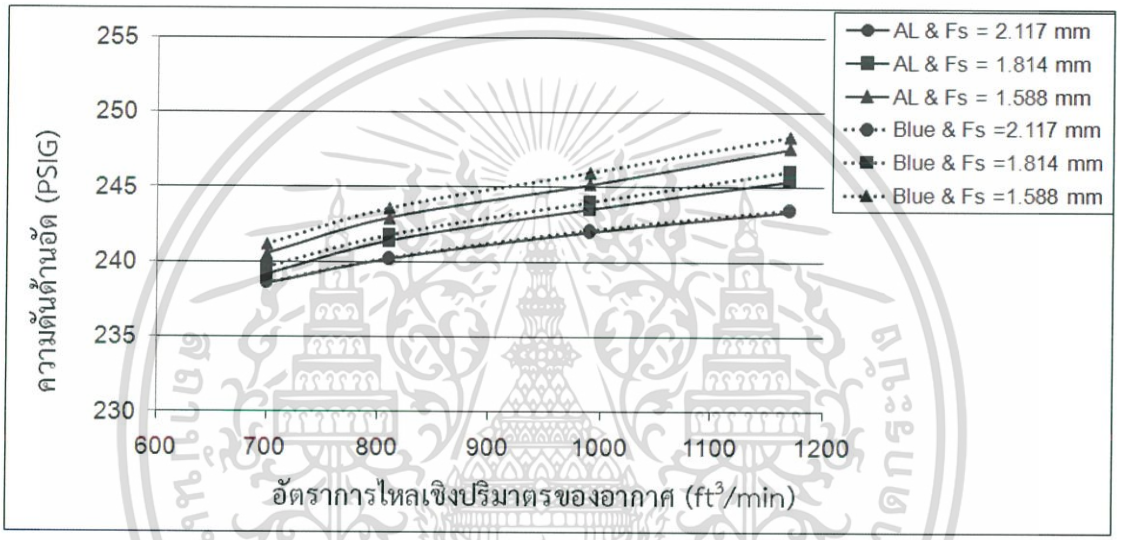
5.2.1 การศึกษาอิทธิพลต่อเครื่องควบแน่น

การศึกษาได้ทำการเปรียบเทียบการปรับเปลี่ยนระยะห่างของครีบ การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ และทำการเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก ซึ่งอิทธิพลเหล่านี้มีผลต่อการทำงานของเครื่องควบแน่นคือ ความดันของสารทำความเย็นด้านอัดและด้านดูด และการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์

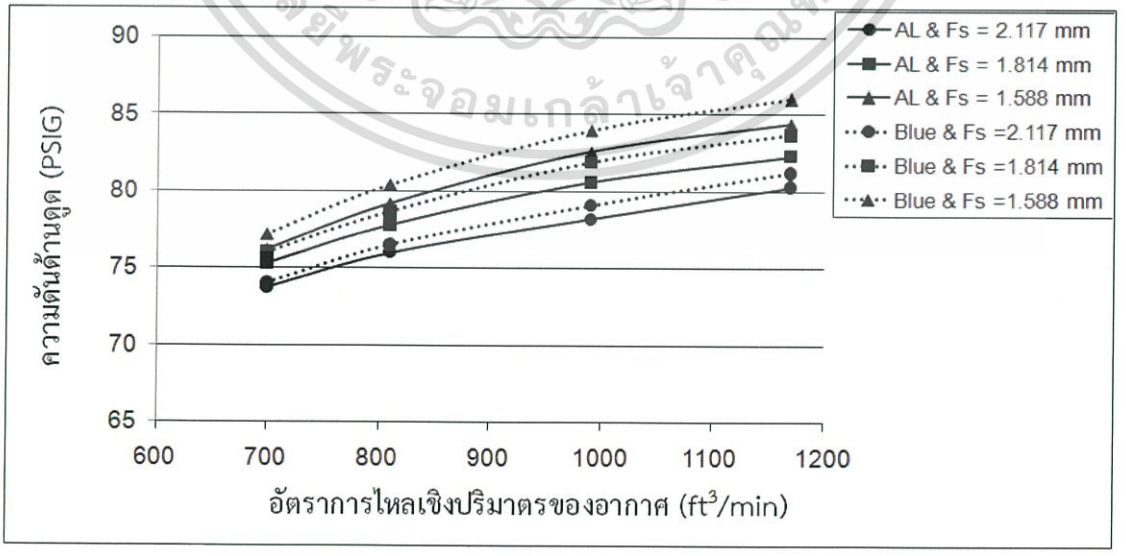
จากผลการทดลองพบว่า เมื่อทำการปรับเพิ่มความหนาแน่นของครีบคือการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน รวมทั้งการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่คอยล์ของเครื่องระเหยส่งผลให้อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น เครื่องระเหยทำหน้าที่เป็นตัวดึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนเข้ามาในสารทำความเย็น การที่อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ส่งผลให้สถานะของสารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหยกลายเป็นไอร้อนยิ่งยวดมากขึ้น ซึ่งอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นของสารทำความเย็นมีความสัมพันธ์ส่งผลให้ความดันด้านดูดสูงขึ้นด้วย ดังรูปที่ 5.1 และเมื่อความดันด้านดูดสูงขึ้นจะทำให้ความดันด้านอัดจะสูงขึ้นตาม ดังรูปที่ 5.2 เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิด พบว่าคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าความดันด้านดูดและด้านอัดสูงกว่าคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาเนื่องจากสมรรถนะเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าสูงกว่า



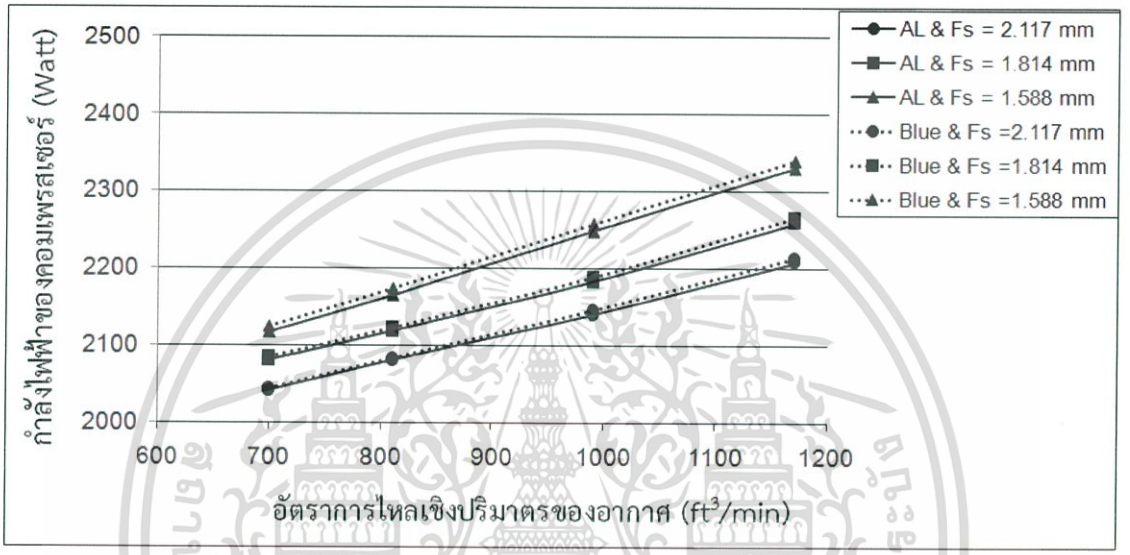
รูปที่ 5.1 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อความดันด้านอัด



รูปที่ 5.2 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อความดันด้านดูด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มขึ้นของความดันทั้งด้านอัดและด้านดูด ทำให้คอมเพรสเซอร์ต้องใช้กำลังอัดมากขึ้นเพื่อที่จะระบายความร้อนออกจากระบบ ส่งผลให้การใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นตาม เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิดพบว่า คอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ใช้พลังงานสูงกว่าคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา เนื่องจากสมรรถนะของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าสูงกว่า ดังรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์

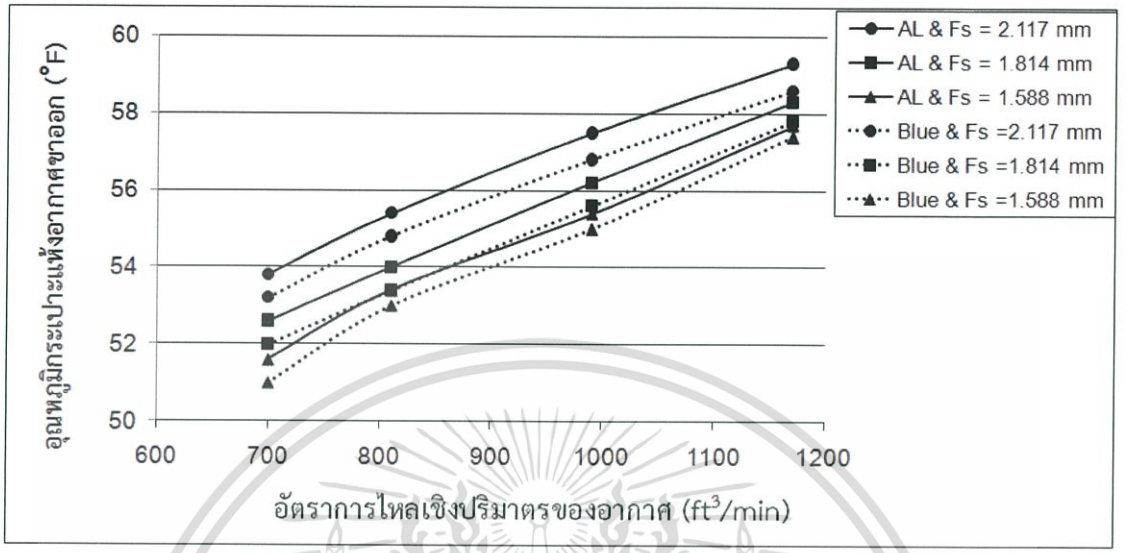
5.2.2 การศึกษาอิทธิพลต่อเครื่องระเหย

การศึกษาอิทธิพลของการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหยโดยการเพิ่มความหนาแน่นของครีบ การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ และทำการเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก ซึ่งอิทธิพลเหล่านี้มีผลต่อการทำงานของเครื่องระเหยคือ อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหย อุณหภูมิของสารทำความเย็นเข้าและออกเครื่องระเหย และการใช้พลังงานของมอเตอร์พัดลม

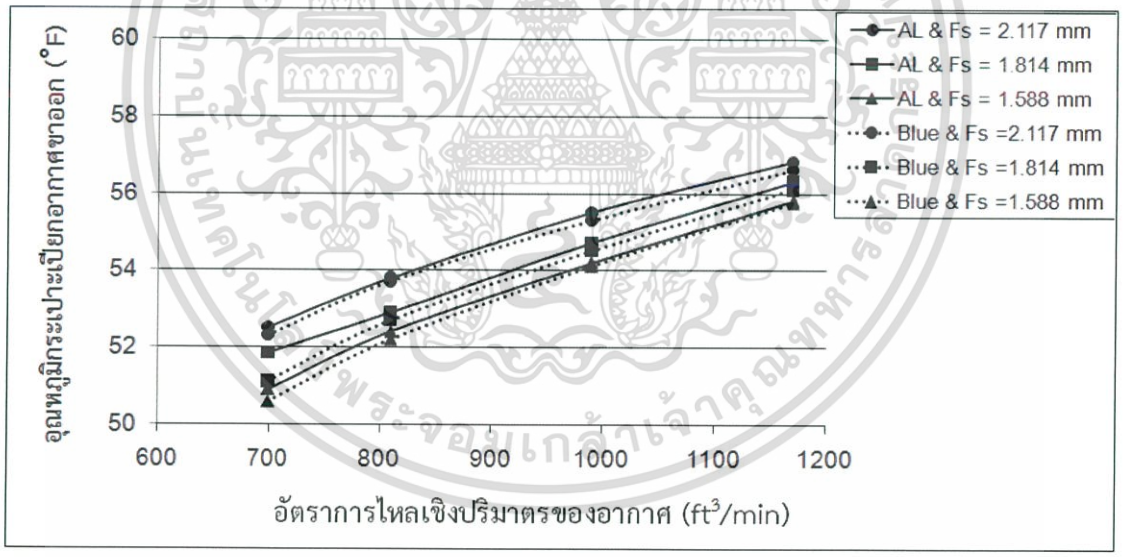
จากการทดลองพบว่า การเพิ่มความหนาแน่นของครีบส่งผลให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยลดลง เนื่องจากพื้นที่สัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นและอากาศเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อากาศที่ไหลผ่านคอยล์เครื่องระเหยมีอุณหภูมิลดลง ดังรูปที่ 5.4 และรูปที่ 5.5 การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านพื้นที่สัมผัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่คงที่ทำให้ความเร็วของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ไหลผ่านพื้นที่สัมผัสแลกเปลี่ยนความร้อนเร็วขึ้น ทำให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 5.4 และรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.4 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิกระเปาะแห้ง



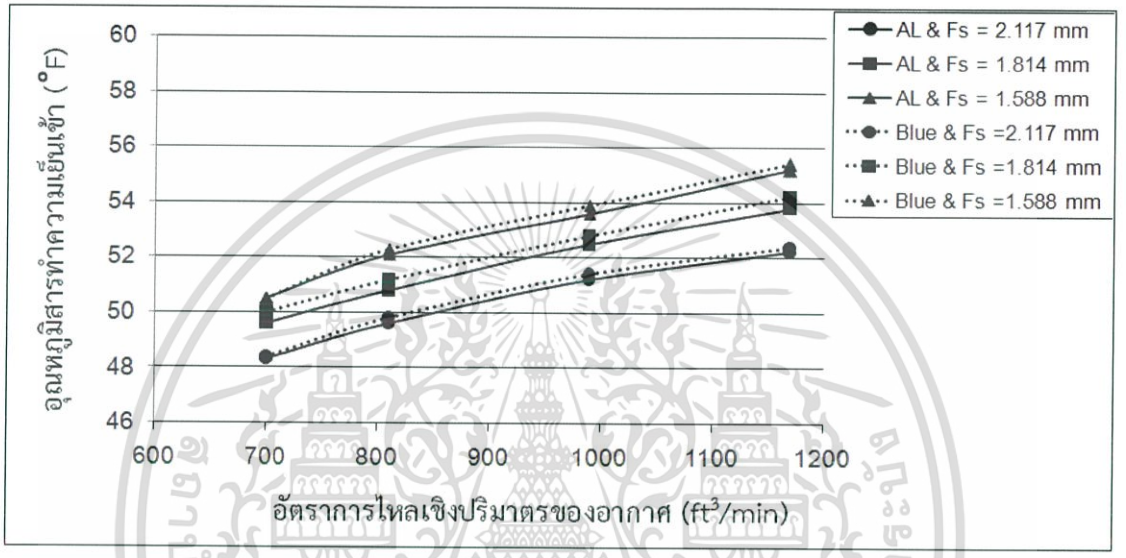
รูปที่ 5.5 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิกระเปาะเปียก

รูปที่ 5.6 และรูปที่ 5.7 แสดงการเพิ่มความหนาแน่นของครีบที่มีผลต่ออุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าและออกคอยล์เครื่องระเหยตามลำดับ เมื่อพื้นที่สัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นและอากาศเพิ่มขึ้น ทำให้สารทำความเย็นดูดซับความร้อนมากขึ้น ส่งผลให้ให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์เครื่องระเหย

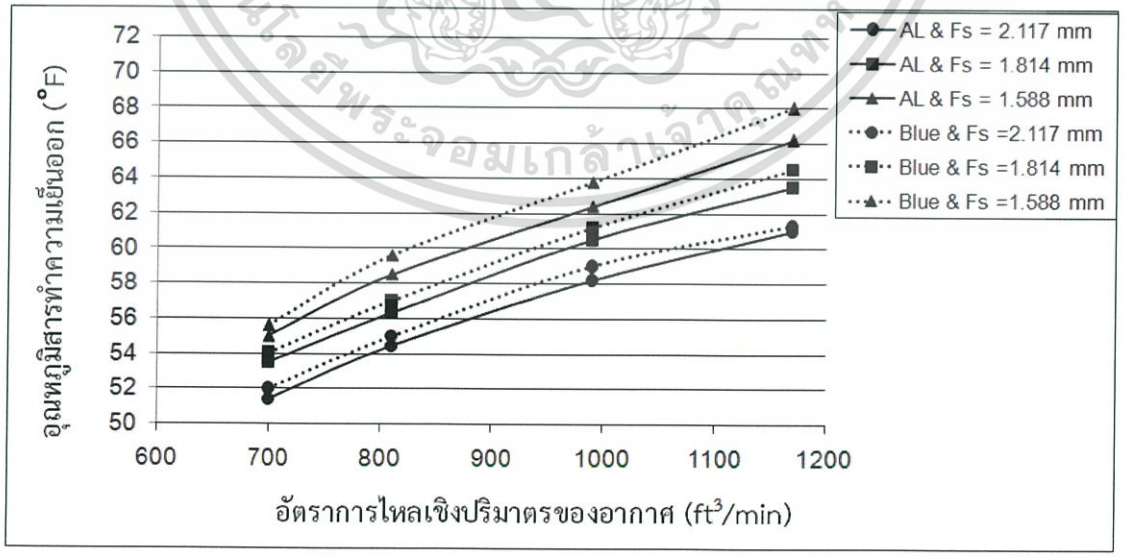
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพิ่มขึ้น เมื่อระบบอยู่ในสภาวะสมดุลจะทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าคอยล์เครื่องระเหยสูงขึ้นตาม

การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านพื้นที่สัมผัสแลกเปลี่ยนความร้อนคือการเพิ่มค่าอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหย ดังนั้นจึงทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์เครื่องระเหยสูงขึ้น เมื่อระบบอยู่ในสภาวะสมดุลจะทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่เข้าคอยล์เครื่องระเหยสูงขึ้นตาม



รูปที่ 5.6 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิสารทำความเย็นที่เข้าคอยล์เครื่องระเหย

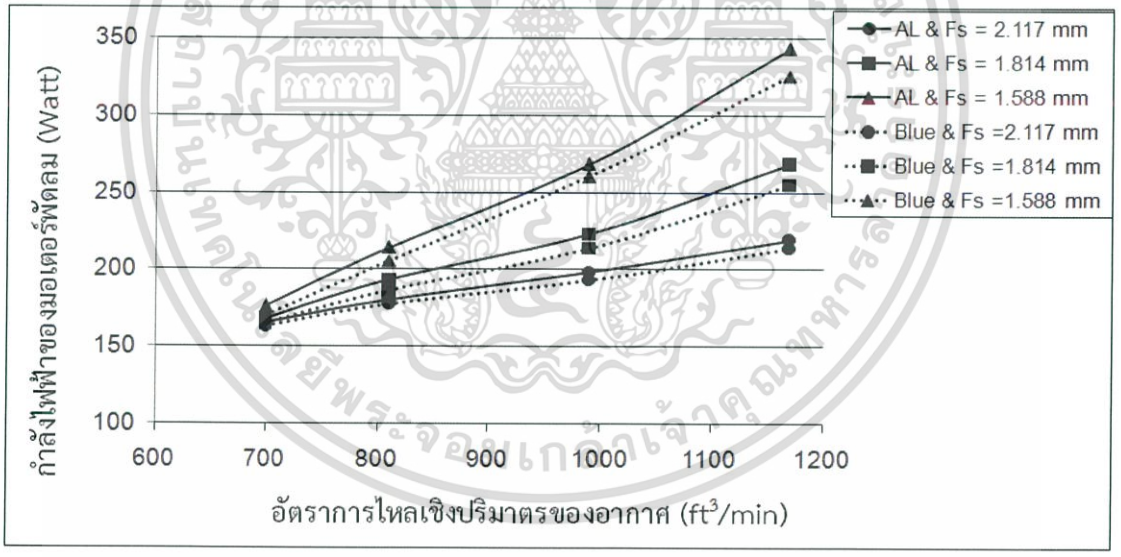


รูปที่ 5.7 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่ออุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกคอยล์เครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มความหนาแน่นของครีบคือการลดระยะห่างของครีบลงทำให้พื้นที่ช่องว่างสำหรับให้อากาศไหลผ่านลดลงจึงเกิดแรงดันตกคร่อมมากขึ้น การใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์พัดลมจึงสูงขึ้น และการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศโดยการปรับรอบความเร็วของมอเตอร์ เมื่อรอบการหมุนของมอเตอร์เพิ่มขึ้น การใช้พลังงานของมอเตอร์พัดลมเพิ่มขึ้นตาม ดังแสดงในรูปที่ 5.8

เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิดพบว่า การเคลือบครีบอลูมิเนียมด้วยสารไฮโดรไพลิกจะทำให้ผิวของครีบมันเรียบ เมื่อมีการเกิดหยดน้ำควบแน่นจะทำให้น้ำไม่เกาะที่ผิวครีบ การไหลผ่านของอากาศก็สะดวก ความดันตกคร่อมก็ลดลง ดังนั้นการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกดีกว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา ทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยต่ำกว่า และในด้านอุณหภูมิสารทำความเย็นจะสูงกว่าเล็กน้อย เนื่องจากไม่มีชั้นผิวของหยดน้ำที่เกาะอยู่ผิวครีบทำให้อากาศและสารทำความเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากขึ้น การใช้พลังงานของมอเตอร์พัดลมน้อยกว่าเพราะไม่มีชั้นผิวของน้ำที่เกาะอยู่ผิวครีบทำให้อากาศไหลได้สะดวก



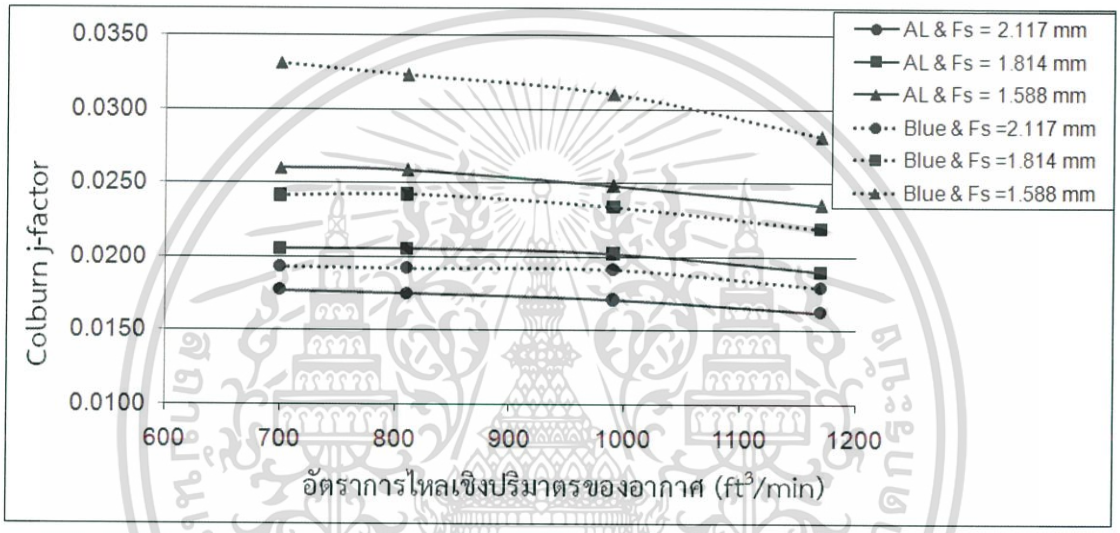
รูปที่ 5.8 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมใช้

5.2.3 การศึกษาอิทธิพลต่อสมรรถนะของคอยล์เครื่องระเหย

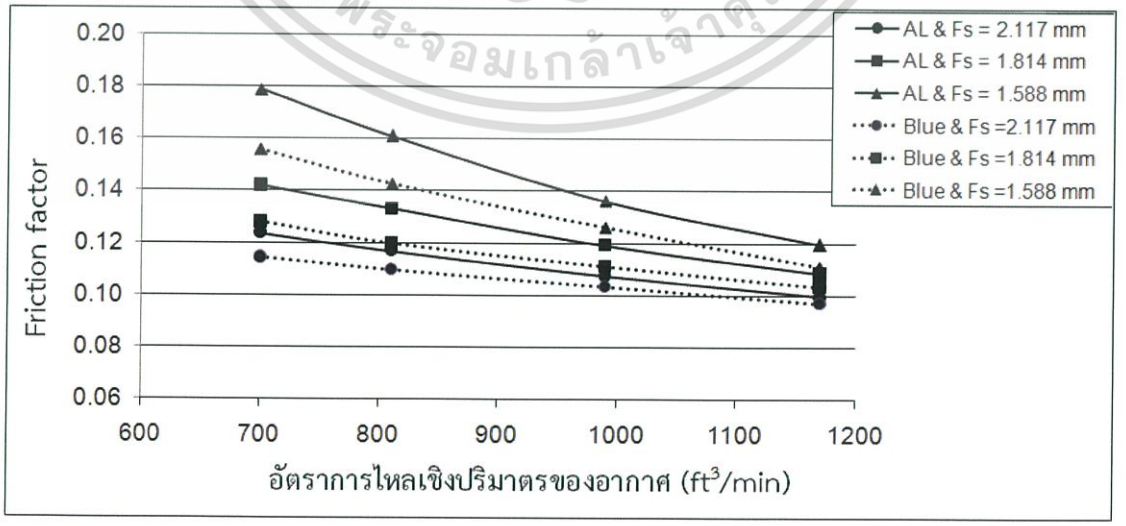
การศึกษาอิทธิพลการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหย โดยการเพิ่มความหนาแน่นของครีบ การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ และทำการเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก ซึ่งอิทธิพลเหล่านี้มีผลกระทบต่อสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยคือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบ j โคเบิร์นแฟกเตอร์

เอกสารนี้มีลิขสิทธิ์ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และตัวประกอบแรงเสียดทาน ผลการทดลองพบว่า การเพิ่มความหนาแน่นของครีบทำให้พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์ก็เพิ่มขึ้นตาม และเมื่อความหนาแน่นของครีบเพิ่มขึ้นทำให้ช่องว่างสำหรับไหลผ่านของอากาศลดลง เกิดความดันตกคร่อมมากขึ้น ส่งผลให้ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นตาม การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ผ่านพื้นที่สัมผัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่คงที่ ทำให้ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านพื้นที่สัมผัสแลกเปลี่ยนความร้อนมีเร็วขึ้น ส่งผลให้ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์ลดลง



รูปที่ 5.9 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์



รูปที่ 5.10 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อค่าตัวประกอบแรงเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิดพบว่า การเคลือบสารไฮโดรไพลิกทำให้ผิวครีบมันเรียบ ส่งผลให้ไม่มีชั้นผิวของหยดน้ำเกาะอยู่ผิวครีบทำให้อากาศและสารทำความเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากขึ้น และการไม่มีชั้นผิวของน้ำหรือหยดน้ำที่เกาะอยู่ผิวครีบทำให้อากาศไหลได้สะดวก ความดันตกคร่อมก็ลดลง ดังนั้นคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าตัวประกอบแรงเสียดทานน้อยกว่าและค่า j โคเบิร์นแฟกเตอร์มีค่ามากกว่า ดังรูปที่ 5.9 และรูปที่ 5.10

5.2.4. การศึกษาอิทธิพลต่อเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

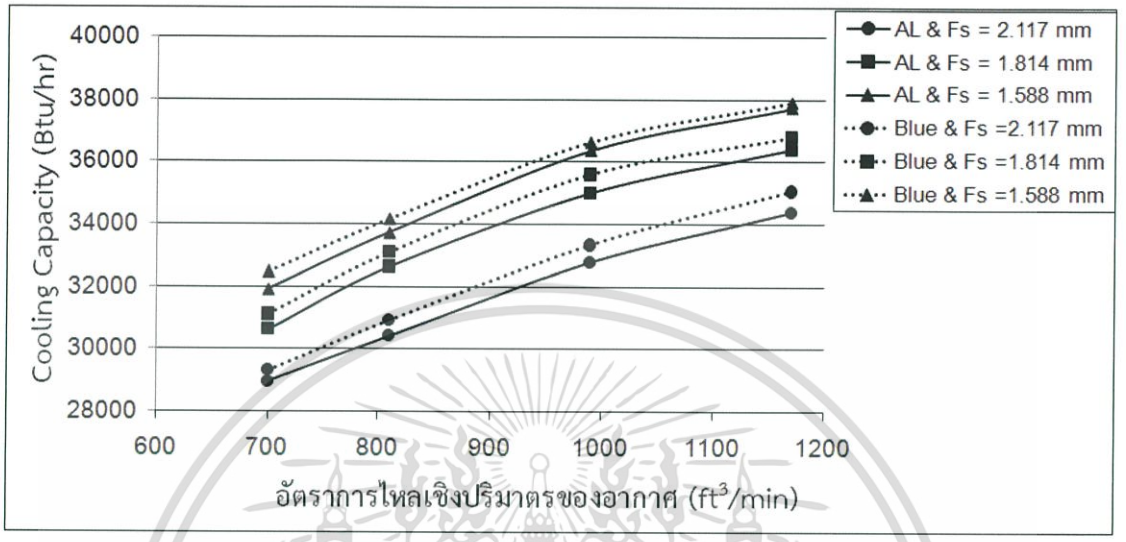
การศึกษาอิทธิพลการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหย โดยการเพิ่มความหนาแน่นของครีบ การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ และทำการเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก อิทธิพลเหล่านี้มีผลต่อขีดความสามารถในการทำความเย็น พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

จากการทดลองพบว่า การปรับเพิ่มความหนาแน่นของครีบคือการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมทั้งการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่คอยล์เครื่องระเหยส่งผลให้อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนสูงขึ้น การทดลองที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาสำหรับคอยล์เครื่องระเหย เมื่อมีการปรับเพิ่มความหนาแน่นครีบจาก 12 fpi เป็น 14 fpi ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเดียวกันพบว่า ขีดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้น และเมื่อทำการปรับเพิ่มความหนาแน่นครีบจาก 14 fpi เป็น 16 fpi พบว่า ขีดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นเช่นกัน แต่เมื่อเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็น การปรับเพิ่มความหนาแน่นครีบจาก 12 fpi เป็น 14 fpi มีเปอร์เซ็นต์เพิ่มขึ้นมากกว่าในทำนองเดียวกันคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นเช่นเดียวกันกับคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา ซึ่งสรุปเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นไว้ในตารางที่ 5.1

การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศจาก 700 เป็น 810 ft^3/min เพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศจาก 810 เป็น 990 ft^3/min และเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศจาก 990 เป็น 1,170 ft^3/min ที่ความหนาแน่นของครีบเดียวกัน พบว่าขีดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นทั้ง 3 กรณี แต่เมื่อเปรียบเทียบเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นพบว่า การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรจาก 810 เป็น 990 ft^3/min มีเปอร์เซ็นต์เพิ่มขึ้นมากกว่าในทำนองเดียวกันคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

เอกสารนี้ ผู้ใช้งานสามารถใช้ได้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ในเชิงการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นเช่นเดียวกันกับคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา ซึ่งสรุปเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นไว้ในตารางที่ 5.2



รูปที่ 5.11 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อขีดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

รูปที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก เมื่อใช้ความหนาแน่นของครีบที่ 12 fpi และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min พบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีขีดความสามารถในการทำความเย็นมากกว่าเฉลี่ย 1.64% และเมื่อใช้ความหนาแน่นของครีบที่ 14 fpi และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min พบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีขีดความสามารถในการทำความเย็นมากกว่าเฉลี่ย 1.44% และเมื่อความหนาแน่นของครีบที่ 16 fpi และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min พบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีขีดความสามารถในการทำความเย็นมากกว่าเฉลี่ย 1.04%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.1 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นเมื่อทำการเพิ่มความหนาแน่นครีบ

	ความหนาแน่นของครีบ (fpi)	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (ft^3/min)			
		700	810	900	1,170
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา	12 ⟶ 14	5.49	6.77	6.36	5.55
	14 ⟶ 16	4.04	3.23	3.78	3.54
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก	12 ⟶ 14	5.73	6.54	6.35	4.77
	14 ⟶ 16	4.18	3.10	2.88	2.88

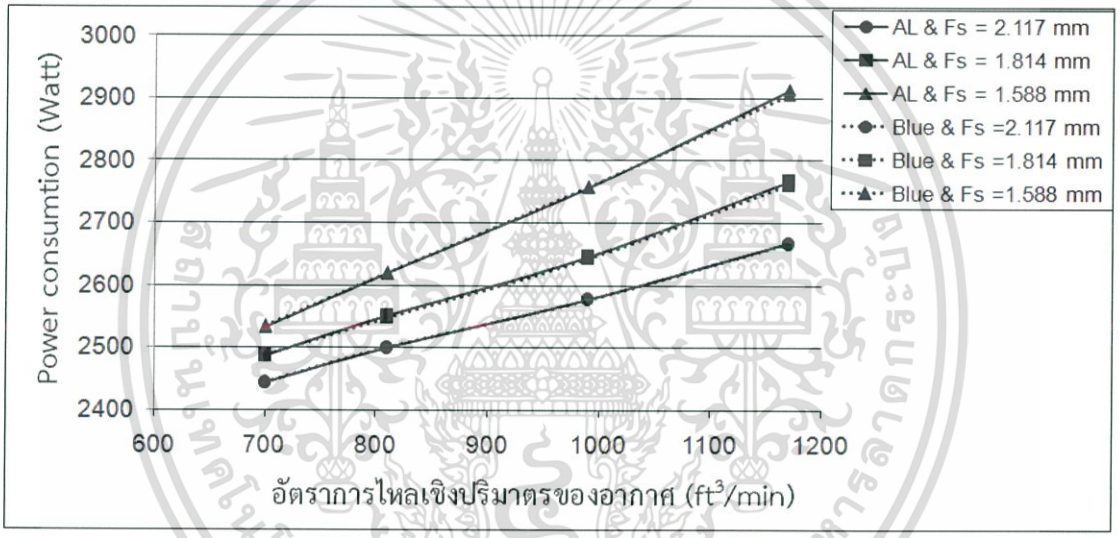
ตารางที่ 5.2 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของขีดความสามารถในการทำความเย็นเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ

	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (ft^3/min)	ความหนาแน่นของครีบ (fpi)		
		12	14	16
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา	700 ⟶ 810	4.85	6.14	5.35
	810 ⟶ 990	7.16	6.75	7.28
	990 ⟶ 1,170	4.68	3.85	3.61
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก	700 ⟶ 810	5.18	6.00	4.94
	810 ⟶ 990	7.20	7.00	7.28
	990 ⟶ 1,170	4.92	3.32	3.31

การใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศ เมื่อทำการทดลองใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาสำหรับคอยล์เครื่องระเหยและปรับเพิ่มความหนาแน่นครีบจาก 12 fpi เป็น 14 fpi ที่อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเดียวกันพบว่าการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้น และทำการปรับเพิ่มความหนาแน่นครีบจาก 14 fpi เป็น 16 fpi พบว่าการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นเช่นกัน เมื่อคำนวณเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศ ความหนาแน่นของครีบเพิ่มขึ้นเปอร์เซ็นต์การใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ในทำนองเดียวกันคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกันกับการใช้พลังงานรวมของคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา ซึ่งสรุปเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศไว้ในตารางที่ 5.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศจาก 700 เป็น 810 ft^3/min เพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศจาก 810 เป็น 990 ft^3/min และเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศจาก 990 เป็น 1,170 ft^3/min ที่ความหนาแน่นของครีบเดียวกันพบว่าการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นทั้ง 3 กรณี เมื่อคำนวณเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศ อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเพิ่มขึ้นเปอร์เซ็นต์การใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ในทำนองเดียวกันคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศเดียวกันกับคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา ซึ่งสรุปเปอร์เซ็นต์การเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานรวมของเครื่องปรับอากาศไว้ในตารางที่ 5.4



รูปที่ 5.12 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมธรรมดาและครีบอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก เมื่อความหนาแน่นของครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเพิ่มขึ้น การใช้พลังงานรวมไม่แตกต่างกัน เนื่องจากพิจารณาการใช้พลังงานไฟฟ้าด้วยกัน 2 ส่วนคือ ส่วนของเครื่องควบแน่น (คอมเพรสเซอร์และมอเตอร์พัดลมระบายอากาศ) อีกส่วนคือเครื่องระเหย (มอเตอร์พัดลม) เมื่อพิจารณาที่ความหนาแน่นของครีบมากมอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบแบบอลูมิเนียมธรรมดาจะใช้พลังงานมากกว่ามอเตอร์พัดลมของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิก และคอมเพรสเซอร์ของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมเคลือบสารไฮโดรไพลิกจะใช้พลังงานมากกว่า ดังนั้นเมื่อรวมการใช้พลังงานทั้ง 2 ส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมจึงไม่แตกต่างกัน ดังแสดงในรูปที่ 5.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.3 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานเมื่อเพิ่มความหนาแน่นครีบ

	ความหนาแน่นของครีบ (fpi)	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (ft^3/min)			
		700	810	900	1,170
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา	12 ⟶ 14	1.77	2.04	2.55	3.61
	14 ⟶ 16	1.78	2.60	4.05	5.04
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก	12 ⟶ 14	1.80	1.88	2.45	3.43
	14 ⟶ 16	1.81	2.72	4.22	5.01

ตารางที่ 5.4 เปอร์เซ็นการเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานเมื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ

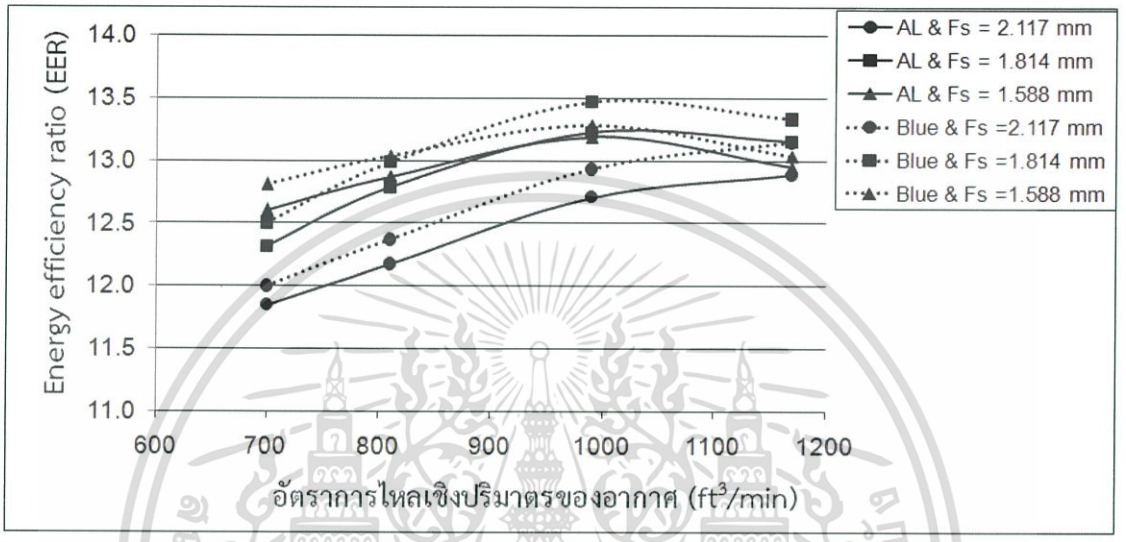
	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ (ft^3/min)	ความหนาแน่นของครีบ (fpi)		
		12	14	16
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา	700 ⟶ 810	2.24	2.51	3.32
	810 ⟶ 990	3.06	3.57	5.01
	990 ⟶ 1,170	3.34	4.39	5.39
ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก	700 ⟶ 810	2.27	2.35	3.26
	810 ⟶ 990	2.97	3.54	5.03
	990 ⟶ 1,170	3.33	4.30	5.09

การเพิ่มความหนาแน่นของครีบและการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่มีผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน จากการทดลองพบว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานคือค่าพลังงานที่ได้หารด้วยพลังงานที่ใช้ (ความเย็นที่ได้หารด้วยพลังงานไฟฟ้าที่ใช้) ซึ่งเมื่อความหนาแน่นและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเพิ่มขึ้นส่งผลให้ขีดความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้นแต่การใช้พลังงานก็เพิ่มขึ้นตาม ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจึงขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของสมรรถนะของเครื่องควบแน่นและสมรรถนะของเครื่องระเหย ดังแสดงในรูปที่ 5.13

เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก ความหนาแน่นของครีบที่ 12 fpi และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min พบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมากกว่าเฉลี่ย 1.64% เมื่อความหนาแน่นของครีบที่ 14 fpi และอัตราการไหลเชิงปริมาตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของอากาศที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min พบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมากกว่าเฉลี่ย 1.54% และเมื่อใช้ความหนาแน่นของครีบที่ 16 fpi และอัตราการไหลของอากาศที่ 700 810 990 และ 1,170 ft^3/min พบว่าคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมากกว่าเฉลี่ย 1.07%



รูปที่ 5.13 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่มีผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
บทสรุปและข้อเสนอแนะ

6.1 บทสรุป

การศึกษาเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาดทำความเย็น 30,000 Btu/hr เพื่อศึกษาผลกระทบของการเพิ่มสมรรถนะเครื่องระเหยที่มีผลต่อการทำงานของเครื่องควบแน่น โดยการเพิ่มความหนาแน่นของครีบ การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ และเปรียบเทียบสมรรถนะคอยล์ของเครื่องระเหยที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดาและครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก

สำหรับการทดลองจะใช้เครื่องควบแน่นเดียวกัน แต่จะใช้คอยล์เครื่องระเหยต่างกัน 6 ชิ้น โดยจะแบ่งเป็นคอยล์ที่ใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา 3 ชิ้น และใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก 3 ชิ้น ซึ่งคอยล์ทั้งสองชนิดจะมีระยะห่างของครีบที่แตกต่างกัน โดยมีระยะห่างระหว่างครีบคือ 2.117 1.814 และ 1.588 mm และทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เครื่องระเหยโดยการปรับรอบความเร็วของมอเตอร์พัดลมและอัตราการไหลเชิงปริตรของอากาศอยู่ที่ 700 810 990 และ 1170 ft^3/min และทำการทดสอบในห้องจำลองสภาวะอากาศมีการควบคุมสภาวะอากาศตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก. 1155 - 2536

จากการทดลองพบว่า การเพิ่มความหนาแน่นของครีบและการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ส่งผลต่อเครื่องควบแน่น เมื่อความหนาแน่นของครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ความดันด้านอัดและด้านดูดเพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิดพบว่า ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกส่งผลต่อความดันด้านอัดและด้านดูดเพิ่มขึ้นมากกว่า

การศึกษาการเพิ่มความหนาแน่นของครีบและการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ส่งผลต่อเครื่องระเหยพบว่า เมื่อความหนาแน่นของครีบเพิ่มขึ้นจะทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยลดลง อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอยล์เครื่องระเหยเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศส่งผลให้อุณหภูมิของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น อุณหภูมิสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอยล์เครื่องระเหยก็เพิ่มขึ้นตาม การใช้พลังงานของมอเตอร์พัดลมเมื่อความหนาแน่นของครีบเพิ่มขึ้นการใช้พลังงานก็เพิ่มขึ้นตาม และการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศโดยการเพิ่มรอบความเร็วของมอเตอร์เมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นส่งผลให้การใช้พลังงานเพิ่มขึ้นตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิดพบว่า ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกส่งผลต่อมอเตอร์พัดลมใช้พลังงานน้อยกว่า

การศึกษาการเพิ่มความหนาแน่นของครีบและการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ส่งผลต่อคอยล์เครื่องระเหยพบว่า การเพิ่มความหนาแน่นของครีบทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์เพิ่มขึ้นตาม และค่าตัวประกอบแรงเสียดทานก็เพิ่มขึ้นตามความหนาแน่นครีบที่เพิ่มขึ้นด้วย การเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศส่งผลให้ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์ลดลง เมื่อเปรียบเทียบคอยล์เครื่องระเหยที่ใช้ครีบทั้งสองชนิดพบว่า การใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานน้อยกว่า และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน j โคเบิร์นแฟกเตอร์มากกว่า

การศึกษาการเพิ่มความหนาแน่นของครีบและการเพิ่มอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่ส่งผลต่อเครื่องปรับอากาศพบว่า การเพิ่มความหนาแน่นครีบสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มมากขึ้น และการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่เครื่องระเหยทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเช่นกัน แต่การใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของเครื่องก็เพิ่มขึ้นตามความหนาแน่นของครีบและอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของตัวแปรทั้งสอง การใช้ครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิกจะมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมากกว่า โดยค่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศมีค่า 990 ft^3/min และระยะห่างของครีบมีค่า 1.814 mm จะทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศสูงสุดที่ค่า 13.47

6.2 ข้อเสนอแนะ

จากผลการทดลองและสรุปผลการทดลองพบว่าการศึกษาการเพิ่มค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ โดยการพัฒนาเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหยสามารถช่วยให้ทราบถึงความเหมาะสมระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องควบแน่นเพื่อการประหยัดพลังงานไฟฟ้า ซึ่งเป็นการส่งเสริมการใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างจำกัดให้เกิดประโยชน์สูงสุด และช่วยประหยัดเชื้อเพลิงที่ใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้าที่นับวันยิ่งมีราคาแพงขึ้น งานวิจัยนี้ได้มีข้อเสนอแนะให้กับผู้ที่จะนำไปเป็นแนวทางในการออกแบบและพัฒนาเครื่องปรับอากาศเพื่อการประหยัดพลังงานดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. จากผลของการใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์พัดลม เมื่อใช้ครีบที่มีการเคลือบสารไฮโดรไพลิกทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง ซึ่งถ้าหาวิธีการออกแบบลักษณะครีบที่สามารถลดการเกาะตัวของน้ำที่เกิดจากการควบแน่นและสามารถให้อากาศไหลได้สะดวก น่าจะทำให้สมรรถนะของคอยล์เพิ่มมากขึ้นและยังช่วยให้การใช้จำนวนครีบน้อยลงด้วย

2. จากผลการศึกษาค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้งานรวมทั้งหมดของเครื่องปรับอากาศ พบว่าโดยส่วนใหญ่มาจากกำลังไฟฟ้าที่ใช้งานของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งถ้าสามารถหาวิธีที่ทำให้คอมเพรสเซอร์มีภาระการทำงานลดลงได้ น่าจะทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมีค่าเพิ่มมากขึ้นได้

3. จากการทดสอบเป็นการจำลองสภาวะอากาศคงที่เมื่อใช้งานจริงอุณหภูมิภายนอกอาจมีค่าเปลี่ยนแปลงไปจากการจำลองอุณหภูมิทดสอบ ทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเปลี่ยนไป ดังนั้นการออกแบบเครื่องปรับอากาศจึงมีการใช้ค่าแฟกเตอร์ให้เครื่องควบแน่นมีสมรรถนะมากกว่าเครื่องระเหยเพื่อลดภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

[1] มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม, 2536, **เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ**, 19 หน้า.

[2] พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์ และคณะ **"การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำควบแน่นจากอีวาปอเรเตอร์"** การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1 จังหวัดชลบุรี, 2548

[3] ชาตรี บ้านเกาะ, วีระพล โมนยะกุล, ศิริชัย เทพา และ สุกิจ นิตินัย **"การประหยัดพลังงานในเครื่องปรับอากาศทั้วไปด้วยอินเวอร์เตอร์เฟลเดียว"** วารสารวิจัยและพัฒนา มจธ., ปีที่ 28, ฉบับที่ 1, 2548.

[4] ณพวุฒิ หฤหรรษพงศ์ **"ผลของการปรับขนาดพัดลมที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน"** วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าธนบุรี. 2549.

[5] ศรัณย์ พิพัฒน์ศาสตร์ **"การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานที่มีครีบ"** การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20 จังหวัดนครราชสีมา, 2549

[6] อนุศิษฎ์ อันมานะตระกูล และคณะ **"สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกลุ่มท่อติดครีบระบายความร้อน"** การประชุมวิชาการทางวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ครั้งที่ 6, 2551

[7] วรศิษฐ์ ตรูทัศนวินท์ และรุ่ง กิตติพิชัย **"การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วยชุดพรีคูลลิ่งคอนเดนเซอร์จากน้ำเย็นที่ กลั่นตัวจากอีแวปปอเรเตอร์"** วารสารวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2553

[8] J. Yin และ A. M. Jacobi. **"Condensate Retention Effects on the Air-Side Heat Transfer Performance of Plain and Wavy-Louvered Heat Exchangers."** Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept, Project 91, ACRC TR-158, 2000

[9] A. D. Tang and A. M. Jacobi. **"Air-Side Heat Transfer with Highly Interrupted Surfaces: An Experimental Study of Condensate Retention Effects."** Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept, Project 110, ACRCTR-185, 2001

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง (ต่อ)

[10] H.-Y. Kim และ B.H. Kang. **"Effects of hydrophilic surface treatment on evaporation heat transfer at the outside wall of horizontal tubes."** Applied Thermal Engineering 23, 2003, pp 449–458

[11] Liping Liu และ Anthony M. jacobi. **"The Effects of Hydrophilicity on Water Drainage and Condensate Retention on Air-Conditioning Evaporators."** International Refrigeration and Air Conditioning Conference Paper 847, 2006

[12] Arafat A. Bhuiyan, A. K. M. Sadrul Islam, M. Ruhul Amin. **"Numerical Study of 3D Thermal and Hydraulic Characteristics of Wavy Fin and Tube Heat Exchanger."** Frontiers in Heat and Mass Transfer, 2012

[13] การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, 2552, **"คู่มือ โครงการฉลากประหยัดไฟฟ้า เบอร์ 5 เครื่องปรับอากาศ"**, 48 หน้า.

[14] Friterm A.Ş. **"Epoxy and hydrophilic coatings used in aluminium finned heat exchangers."** [Online]. Available : http://www.friterm.com/Articles.aspx. 2004

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

ตัวอย่างการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณหาขีดความสามารถทำความเย็นและประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_t = 60\,\dot{V}_{air}\,\rho_{air}\,\Delta h \tag{3.1}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_s = 60\,\dot{V}_{air}\,\rho_{air}\,c_p\,\Delta T \tag{3.2}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝงของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_l = Q_t - Q_s \tag{3.3}$$

ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมดของเครื่องปรับอากาศ

$$E_{total} = E_{comp.} + E_{motor,cond.} + E_{motor,evap.} \tag{3.4}$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

$$EER = \frac{Q_t}{\sum E} \tag{3.5}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

$$COP = \frac{EER}{3.412} \tag{3.6}$$

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหย

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในรูปของฟังก์ชัน j โคเบิร์นแฟกเตอร์ และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน หาได้จากสมการดังนี้

$$j = St\,Pr^{2/3} \tag{3.7}$$

$$f = \frac{2\Delta P_{HX}\rho_{air}}{G_{air}^2}\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right) - \left(1 + \left(\frac{A_{min}}{A_{fr}}\right)^2\right)\left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air,out}} - 1\right)\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right)\left(\frac{\rho_{air}}{\rho_{air,in}}\right) \tag{3.8}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าตัวเลขสแตนตัน (Stanton Number) หาได้จากสมการ

$$St = \frac{Nu}{Re\,Pr} = \frac{h_C}{G_{air} c_p} \tag{3.9}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาเฉลี่ย หาได้จากสมการ

$$h_C = \frac{Q_S}{A_{total} LMTD} \tag{3.10}$$

ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ (Reynolds Number) หาได้จากสมการ

$$Re_{Dcoll} = \frac{G_{air} D_{Coll}}{\mu_{air}} \tag{3.11}$$

โดยที่

$$\rho_{air} = \frac{\rho_{air,in} + \rho_{air,out}}{2} \tag{3.12}$$

$$G_{air} = V_{max} \rho_{air} \tag{3.13}$$

$$V_{max} = \dot{V}_{air} / A_{min} \tag{3.14}$$

พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องเหย หาได้จากสมการ

$$A_{fr} = HL \tag{3.15}$$

$$A_{min} = A_{fr} - (N_{tube,row} D_{coll} L) - (N_{fin} t_{fin} W) \tag{3.16}$$

$$A_{total} = A_{fin} N_{fin} + A_{tube} N_{tube} \tag{3.17}$$

ค่าความดันตกคร่อมของคอยล์เครื่องระเหย (Pressure drop) หาได้จากสมการ

$$\Delta P_{HX} = P_{total} - P_{external} = \frac{E_{motor,evap}}{\dot{V}_{air}} - P_{external} \tag{3.18}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขการทดสอบ

1. กรณีที่ใช้คอยล์ที่มีครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดธรรมดา ความหนาแน่นของครีบคือ 14 fpi ($F_S = 1.814\,mm$) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศคือ 990 ft^3/min ได้ค่าต่างๆ ดังนี้

อุณหภูมิของอากาศ

$T_{air,in,DB} = 80.6^\circ F = 27^\circ C$ $T_{air,in,WB} = 66.2^\circ F = 19^\circ C$

$T_{air,out,DB} = 56.2^\circ F = 13.44^\circ C$ $T_{air,out,WB} = 54.7^\circ F = 12.61^\circ C$

อุณหภูมิของสารทำความเย็นเข้าและออกเครื่องระหย

$T_{r,in} = 52.5^\circ F = 11.39^\circ C$ $T_{r,out} = 60.5^\circ F = 15.83^\circ C$

จาก Psychometric chart จะได้

$h_{in} = 30.87\,Btu/lb$ $h_{out} = 23.0288\,Btu/lb$

คุณสมบัติของอากาศ

$$\rho_{air,in} = 0.0735\,\frac{lb}{ft^3} = 1.177\,\frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{air,out} = 0.0769\,\frac{lb}{ft^3} = 1.2338\,\frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{air} = 0.0752\,\frac{lb}{ft^3} = 1.2054\,\frac{kg}{m^3}$$

$$c_p = 0.2404\,\frac{Btu}{lb^\circ F} = 1.005\,\frac{kj}{kgK}$$

$$Pr_{average} = 0.7130$$

จากสมการที่ 3.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_t = (\frac{60\,min}{1hr})(990\,\frac{ft^3}{min})(0.0752\,\frac{lb}{ft^3})(30.87\,\frac{Btu}{lb} - 23.0288\,\frac{Btu}{lb})$$

$$Q_t = 34{,}988\,Btu/hr$$

จากสมการที่ 3.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_s = (\frac{60\,min}{1hr})(990\,\frac{ft^3}{min})(0.0752\,\frac{lb}{ft^3})(0.2404\,\frac{Btu}{lb^\circ F})(80.6^\circ F - 56.2^\circ F)$$

$$Q_s = 26{,}174\,Btu/hr$$

จากสมการที่ 3.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝงของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_l = 34{,}988\,\frac{Btu}{hr} - 26{,}174\,\frac{Btu}{hr})$$

$$Q_l = 8{,}814\,Btu/hr$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ 3.4 ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมด

$$\sum E = 2{,}183 + 239.9 + 222.5$$
$$\sum E = 2{,}645.42\ W$$

จากสมการที่ 3.5 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

$$EER = \left(\frac{34{,}988\ Btu\ /\ hr}{2{,}645.42\ W}\right)$$
$$EER = 13.23\ \frac{Btu\ /\ hr}{W}$$

จากสมการที่ 3.6 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$COP = (13.23\ \frac{Btu\ /\ hr}{W})/(3.412\ \frac{Btu\ /\ hr}{W})$$
$$COP = 3.878$$

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์และตัวประกอบแรงเสียดทาน

ขนาดของคอยล์	$L = 10\,inch = 0.254\ m$
	$H = 43\,inch = 1.0922\ m$
จำนวนท่อต่อแถว	$N_{tube,row} = 10$
จำนวนแถวคอยล์	$N_{row} = 4$
จำนวนครีบ	$N_{fin} = 602\ pcs$
ความหนาของครีบ	$t_{fin} = 0.115\ mm$
เส้นผ่านศูนย์กลางคอลาร์	$D_{coll} = 9.755\ mm$

จากสมการที่ 3.15 - 3.17 พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องเหย

$$A_{fr} = HL \tag{3.15}$$
$$A_{fr} = (0.254\ m)(1.0922\ m)$$
$$A_{fr} = 0.2774\ m^2$$

$$A_{min} = A_{fr} - (N_{tube,row} D_{coll} L) - (N_{fin} t_{fin} H) \tag{3.16}$$
$$A_{min} = (0.2774\ m^2) - \{(10)(0.009755\ m)(1.0922\ m)\} - \{(602)(0.000115\ m)(0.254)\}$$
$$A_{min} = 0.1533\ m^2$$

$$A_{total} = A_{fin} N_{fin} + A_{tube} N_{tube} \tag{3.17}$$
$$A_{total} = (0.02324\ m^2)(602) + (0.03135\ m^2)(40)$$
$$A_{total} = 15.25\ m^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ

$$V_{max} = \dot{V}_{air} / A_{min} \quad (3.14)$$

$$V_{max} = (990 \frac{ft^3}{min})(0.028316 \frac{m^3}{ft^3})(\frac{1}{60}\frac{min}{s}) / (0.1533\, m^2)$$

$$V_{max} = 3.048 \frac{m}{s}$$

$$G_{air} = V_{max} \rho_{air} \quad (3.13)$$

$$G_{air} = (3.048 \frac{m}{s})(1.2054 \frac{kg}{m^3})$$

$$G_{air} = 3.675 \frac{kg}{m^2 s}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาเฉลี่ย หาได้จากสมการ

$$h_C = \frac{Q_S}{A_{total} LMTD} \quad (3.10)$$

$$h_C = \frac{(26{,}174\, Btu/hr)/(3.412 \frac{Btu/hr}{W})}{(15.25\, m^2)(5.38°C)}$$

$$h_C = 93.5 \frac{W}{m^2 . °C}$$

ค่าตัวเลขสแตนตัน (Stanton Number) หาได้จากสมการ

$$St = \frac{h_C}{G_{air} c_p} \quad (3.9)$$

$$St = \frac{93.5 \frac{W}{m^2 . °C}}{(3.675 \frac{kg}{m^2 s})(1005 \frac{j}{kgK})}$$

$$St = 0.02530$$

ค่าความดันตกคร่อมของคอยล์เครื่องระเหย (Pressure drop) หาได้จากสมการ

$$\Delta P_{HX} = P_{total} - P_{external} = \frac{E_{motor,evap}}{\dot{V}_{air}} - P_{external} \quad (3.18)$$

$$\Delta P_{HX} = \frac{222.5\, W}{(990 \frac{ft^3}{min})(0.028316 \frac{m^3}{ft^3})(\frac{1}{60}\frac{min}{s})} - 409.75 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P_{HX} = 66.55 \frac{N}{m^2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์

$$j = St\,Pr^{2/3} \tag{3.7}$$

$$j = (0.02530)(0.7130^{2/3})$$

$$j = 0.0201920$$

ตัวประกอบแรงเสียดทาน

$$f = \frac{2\Delta P_{HX}\rho_{air}}{G_{air}^2}\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right) - \left(1+\left(\frac{A_{min}}{A_{fr}}\right)^2\right)\left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air,out}} - 1\right)\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right)\left(\frac{\rho_{air}}{\rho_{air,in}}\right) \tag{3.8}$$

$$f = \frac{2(66.55\,\frac{N}{m^2})(1.2054\,\frac{kg}{m^3})}{(3.675\,\frac{kg}{m^2 s})^2}\left(\frac{0.1533\,m^2}{15.25\,m^2}\right) - \left(1+\left(\frac{0.1533\,m^2}{0.2774\,m^2}\right)^2\right)\left(\frac{1.177\,\frac{kg}{m^3}}{1.2338\,\frac{kg}{m^3}} - 1\right)\ldots$$

$$\ldots\left(\frac{0.1533\,m^2}{15.25\,m^2}\right)\left(\frac{1.2054\,\frac{kg}{m^3}}{1.177\,\frac{kg}{m^3}}\right)$$

$$f = 0.1191417$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขการทดสอบ

2. กรณีที่ใช้คอยล์ที่มีครีบอลูมิเนียมแบบบานเกล็ดเคลือบสารไฮโดรไพลิก ความหนาแน่นของครีบคือ 14 fpi ($F_S = 1.814\,mm$) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศคือ 990 ft^3/min ได้ค่าต่างๆ ดังนี้

อุณหภูมิของอากาศ

$T_{air,in,DB} = 80.6^\circ F = 27^\circ C$ $T_{air,in,WB} = 66.2^\circ F = 19^\circ C$

$T_{air,out,DB} = 55.6^\circ F = 13.11^\circ C$ $T_{air,out,WB} = 54.5^\circ F = 12.50^\circ C$

อุณหภูมิของสารทำความเย็นเข้าและออกเครื่องระหย

$T_{r,in} = 52.8^\circ F = 11.56^\circ C$ $T_{r,out} = 61.2^\circ F = 16.22^\circ C$

จาก Psychometric chart จะได้

$h_{in} = 30.87\,Btu/lb$ $h_{out} = 22.90\,Btu/lb$

คุณสมบัติของอากาศ

$$\rho_{air,in} = 0.0735\,\frac{lb}{ft^3} = 1.177\,\frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{air,out} = 0.0770\,\frac{lb}{ft^3} = 1.2353\,\frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{air} = 0.07525\,\frac{lb}{ft^3} = 1.2062\,\frac{kg}{m^3}$$

$$c_p = 0.2404\,\frac{Btu}{lb^\circ F} = 1.005\,\frac{kj}{kgK}$$

$$Pr_{average} = 0.7130$$

จากสมการที่ 3.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมสุทธิของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_t = (\frac{60\,min}{1hr})(990\,\frac{ft^3}{min})(0.07525\,\frac{lb}{ft^3})(30.87\,\frac{Btu}{lb} - 22.90\,\frac{Btu}{lb})$$

$$Q_t = 35{,}582\,Btu/hr$$

จากสมการที่ 3.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมผัสของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_s = (\frac{60\,min}{1hr})(990\,\frac{ft^3}{min})(0.07525\,\frac{lb}{ft^3})(0.2404\,\frac{Btu}{lb^\circ F})(80.6^\circ F - 55.6^\circ F)$$

$$Q_s = 26{,}832\,Btu/hr$$

จากสมการที่ 3.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนแฝงของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_l = 35{,}582\,\frac{Btu}{hr} - 26{,}832\,\frac{Btu}{hr})$$

$$Q_l = 8{,}750\,Btu/hr$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ 3.4 ผลรวมของกำลังไฟฟ้าทั้งหมด

$$\sum E = 2{,}189 + 239.5 + 213.5$$
$$\sum E = 2{,}642.01\,W$$

จากสมการที่ 3.5 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

$$EER = \left(\frac{35{,}582\ Btu\ /\ hr}{2{,}642.01\,W}\right)$$
$$EER = 13.47\ \frac{Btu\ /\ hr}{W}$$

จากสมการที่ 3.6 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$COP = (13.47\ \frac{Btu\ /\ hr}{W})/(3.412\ \frac{Btu\ /\ hr}{W})$$
$$COP = 3.95$$

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์และตัวประกอบแรงเสียดทาน

ขนาดของคอยล์ $L = 10\,inch = 0.254\,m$

$H = 43\,inch = 1.0922\,m$

จำนวนท่อต่อแถว $N_{tube,row} = 10$

จำนวนแถวคอยล์ $N_{row} = 4$

จำนวนครีบ $N_{fin} = 602\,pcs$

ความหนาของครีบ $t_{fin} = 0.115\,mm$

เส้นผ่านศูนย์กลางคอลาร์ $D_{coll} = 9.755\,mm$

จากสมการที่ 3.15 - 3.17 พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องเหย

$$A_{fr} = HL \qquad (3.15)$$

$$A_{fr} = (0.254\,m)(1.0922\,m)$$
$$A_{fr} = 0.2774\,m^2$$

$$A_{min} = A_{fr} - (N_{tube,row} D_{coll} L) - (N_{fin} t_{fin} H) \qquad (3.16)$$

$$A_{min} = (0.2774\,m^2) - \{(10)(0.009755\,m)(1.0922\,m)\} - \{(602)(0.000115\,m)(0.254)\}$$
$$A_{min} = 0.1533\,m^2$$

$$A_{total} = A_{fin} N_{fin} + A_{tube} N_{tube} \qquad (3.17)$$

$$A_{total} = (0.02324\,m^2)(602) + (0.03135\,m^2)(40)$$
$$A_{total} = 15.25\,m^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ

$$V_{max} = \dot{V}_{air} / A_{min} \quad (3.14)$$

$$V_{max} = (990 \frac{ft^3}{min})(0.028316 \frac{m^3}{ft^3})(\frac{1}{60} \frac{min}{s}) / (0.1533\, m^2)$$

$$V_{max} = 3.048 \frac{m}{s}$$

$$G_{air} = V_{max} \rho_{air} \quad (3.13)$$

$$G_{air} = (3.048 \frac{m}{s})(1.2062 \frac{kg}{m^3})$$

$$G_{air} = 3.677 \frac{kg}{m^2 s}$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาเฉลี่ย หาได้จากสมการ

$$h_C = \frac{Q_S}{A_{total} LMTD} \quad (3.10)$$

$$h_C = \frac{(26{,}832\, Btu/hr)/(3.412 \frac{Btu/hr}{W})}{(15.25 m^2)(4.76°C)}$$

$$h_C = 108.3 \frac{W}{m^2 .°C}$$

ค่าตัวเลขสแตนตัน (Stanton Number) หาได้จากสมการ

$$St = \frac{h_C}{G_{air} c_p} \quad (3.9)$$

$$St = \frac{108.3 \frac{W}{m^2 .°C}}{(3.677 \frac{kg}{m^2 s})(1005 \frac{j}{kgK})}$$

$$St = 0.02930$$

ค่าความดันตกคร่อมของคอยล์เครื่องระเหย (Pressure drop) หาได้จากสมการ

$$\Delta P_{HX} = P_{total} - P_{external} = \frac{E_{motor,evap}}{\dot{V}_{air}} - P_{external} \quad (3.18)$$

$$\Delta P_{HX} = \frac{213.5 W}{(990 \frac{ft^3}{min})(0.028316 \frac{m^3}{ft^3})(\frac{1}{60} \frac{min}{s})} - 394.81 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta P_{HX} = 62.15 \frac{N}{m^2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์เครื่องระเหยในรูปแบบของ j โคเบิร์นแฟกเตอร์

$$j = St\,Pr^{2/3} \tag{3.7}$$

$$j = (0.02930)(0.7130^{2/3})$$

$$j = 0.0233845$$

ตัวประกอบแรงเสียดทาน

$$f = \frac{2\Delta P_{HX}\rho_{air}}{G_{air}^2}\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right) - \left(1+\left(\frac{A_{min}}{A_{fr}}\right)^2\right)\left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air,out}} - 1\right)\left(\frac{A_{min}}{A_{total}}\right)\left(\frac{\rho_{air}}{\rho_{air,in}}\right) \tag{3.8}$$

$$f = \frac{2(62.15\,\frac{N}{m^2})(1.2062\,\frac{kg}{m^3})}{(3.675\,\frac{kg}{m^2 s})^2}\left(\frac{0.1533\,m^2}{15.25\,m^2}\right) - \left(1+\left(\frac{0.1533\,m^2}{0.2774\,m^2}\right)^2\right)\left(\frac{1.177\,\frac{kg}{m^3}}{1.2353\,\frac{kg}{m^3}} - 1\right)\ldots$$

$$\ldots\left(\frac{0.1533\,m^2}{15.25\,m^2}\right)\left(\frac{1.2062\,\frac{kg}{m^3}}{1.177\,\frac{kg}{m^3}}\right)$$

$$f = 0.1112000$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 27

16-18 ตุลาคม 2556 พัทยา จังหวัดชลบุรี

sea of innovation

ME-NETT 2013

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาการเพิ่มอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

Study of Energy Efficiency Ratio Enhancement of Split-Type Air Conditioner

มนต์ศักดิ์ พิมสาร[1] และ อักษา ทองคำ[2]*

[1,2] สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520
*ติดต่อ: E-mail: aksa.thong@gmail.com, Tel. 088-1224490

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันธุรกิจเครื่องปรับอากาศมีการแข่งขันค่อนข้างสูง โดยตัวชี้วัดคุณภาพของเครื่องปรับอากาศคือค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน(EER, Energy efficiency ratio) ซึ่งเป็นตัวบอกถึงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศในการทำความเย็น งานวิจัยนี้เน้นศึกษาการพัฒนาในส่วนของการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหยด้วยการใช้ครีบแบบบานเกล็ด ตัวแปรระยะห่างของครีบที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยและอัตราการไหลของอากาศถูกนำมาศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาค่าที่เหมาะสม ในการทดลองระยะห่างของครีบมีค่า 2.117, 1.814, และ 1.588 มิลลิเมตร และอัตราการไหลของอากาศในช่วง 700 - 1170 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที การศึกษาแสดงให้เห็นผลของตัวแปรทั้งสองต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของ Colburn j-factor ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน(Friction factor) ที่ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน จากการทดลองพบว่า ความหนาแน่นของครีบที่เพิ่มขึ้นสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มมากขึ้น แต่ค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นก็มีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วยเช่นกัน และการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศที่เครื่องระเหยทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นได้ แต่กำลังไฟฟ้าที่ใช้ก็เพิ่มขึ้นตามและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน Colburn j-factor ลดลงตาม และเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่า 990 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที และระยะห่างของครีบมีค่า 1.814 มิลลิเมตร จะทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศสูงสุดที่ค่า 13.23

คำหลัก: เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน, เครื่องระเหย

Abstract

In present, air conditioning business is highly competitive. A measure of air conditioning quality is energy efficiency ratio, indicating the efficiency of the air conditioner in cooling. This research focuses on the development of evaporator capacity with the use of a louver fin. The parameters used in the experimental study are fin density in evaporator coil and air flow rate. In the experiments, the fin spacing used are 2.117, 1.814, and 1.588 mm, and air flow rate are varied from 700 to 1170 cfm. The study shows effect of these two variables on the heat transfer coefficient in the form of the Colburn j-factor, coefficient of friction in evaporator coil and the energy efficiency ratio of air conditioner. The experimental

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

results show that if fin density is increased, the heat transfer is also enhanced. However, this results in higher pressure drop. And increase of air flow rate on evaporator coil yields higher heat transfer, but the compressor power input is increased as well and the Colburn j-factor is reduced. Moreover, when air flow rate is 990 cfm and fin spacing is 1.814 mm, the energy efficiency ratio of air conditioning is maximum, 13.23.

Keywords: Split-Type Air Conditioner, Energy efficiency ratio, Evaporator

1. บทนำ

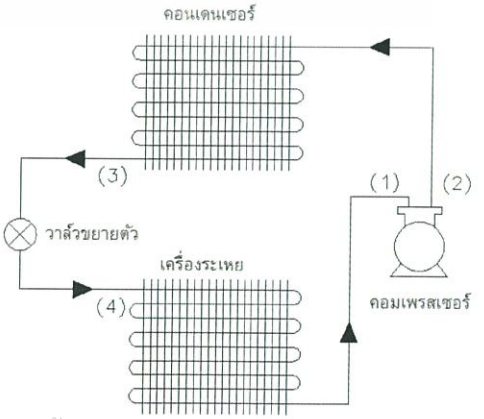
เครื่องปรับอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ใช้กำลังไฟฟ้าค่อนข้างสูง ผู้ใช้จึงต้องตระหนักถึงความคุ้มค่าในการใช้พลังงานไฟฟ้า โดยพิจารณาจากค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน จึงได้มีงานวิจัยหลายงานที่ศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน โดยงานวิจัยส่วนมากจะมุ่งเน้นไปที่การประหยัดพลังงานในส่วนของคอมเพรสเซอร์ และการเพิ่มสมรรถนะของคอนเดนเซอร์ แต่ไม่ได้กล่าวถึงการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหย จากงานวิจัยที่เคยศึกษาดังนี้ A.D. Tang and A.M. Jacobi[2] ได้ศึกษาผลกระทบของการเกิดคอนเดนเสทต่อประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนอากาศและความดันตกคร่อมที่แผงคอยล์เย็นของรถยนต์ พบว่าปริมาณของการเกิดคอนเดนเสท และประสิทธิภาพความร้อนเชิงไฮโดรลิคขึ้นอยู่กับระยะห่างของครีบ, ระยะห่างของบานเกล็ด, ความกว้างของบานเกล็ด, ความกว้างและมุมของครีบ อนุศิษฎ์ อันมานะตระกูล และคณะ[4] ได้ศึกษาทดลองหาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลก-เปลี่ยนความร้อนชนิดกลุ่มท่อ โดยติดตั้งครีบชนิดกลมตามขวาง ครีบสี่เหลี่ยมจัตุรัสตามขวางและครีบสี่เหลี่ยมตามยาว อากาศที่ความเร็วต่างๆไหลผ่านกลุ่มท่อเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็น R-22 การทดลองปรับค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ระหว่าง 21047-113134 พบว่าตัวเลขเรย์โนลดส์มีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น วิษณุ อำไพจิตร[5] ได้ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบสามเหลี่ยมและปีกโดยการทำการทดลองที่ สภาวะผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ และของไหลที่ใช้ในการทดลองคือ อากาศ ในการทดลองจะใช้ ความเร็วอากาศต่างๆกัน โดยค่าตัวเลขเรย์โนลดส์อยู่ในช่วง 4,000-25,000 จากการทดลองพบว่าท่อที่มีการใส่ครีบและ/หรือติดตั้งปีกที่ทางเข้าให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มสูงมากขึ้น

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงศึกษาผลของการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องระเหยโดยการปรับปรุงเพิ่มความหนาแน่นของครีบและอัตราการไหลของอากาศที่ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย ที่มีผลต่อให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

2. ทฤษฎี

2.1 หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

การวิเคราะห์ซึ่งจะวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิคส์ โดยวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น ซึ่งมีอุปกรณ์หลักประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ วาล์วขยายตัว และเครื่องระเหย ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอเบื้องต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 สมมติฐานในการวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

ในการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิคส์จะถือว่า

1. ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว
2. ไม่คิดความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ทดสอบ
3. สภาวะของสารทำความเย็นก่อนเข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์เป็นไออิ่มตัวและไอร้อนยิ่งยวดตามลำดับ
4. สภาวะของเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัวหรือของเหลวเย็นเยือก

ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์ตามกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิคส์ สำหรับอุปกรณ์ความร้อนต่างๆ จะถือว่าเป็นระบบปริมาตรควบคุม อาศัยหลักการไหลแบบสม่ำเสมอ จะได้ว่า

$$\dot{Q}_{cv}+\sum \dot{m}_i\left[h_i+\frac{v_i^2}{2}+gZ_i\right]=\sum \dot{m}_e\left[h_e+\frac{v_e^2}{2}+gZ_e\right]+\dot{W}_{cv} \quad (1)$$

โดยที่

$\dot{Q}_{cv}$ = อัตราความร้อนที่เข้าและออกจากอุปกรณ์ในระบบปริมาตรควบคุม, kW

$\dot{m}_i, \dot{m}_e$ = อัตราการไหลของสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ, kg/s

h_i, h_e = เอนธาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ, kJ/kg

v_i, v_e = ความเร็วของมวลสารทำความเย็นเข้าและออกจากระบบ, m/s

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก 9.81 m/s^2

Z_i, Z_e = ระยะความสูงจากระดับอ้างอิง, m

$\dot{W}_{cv}$ = งานที่ได้หรืองานที่ให้กับอุปกรณ์ในระบบ, kW

2.3 การถ่ายโอนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศ [3]

$$\dot{Q}=\dot{m}(h_{in}-h_{out}) \quad (2)$$

โดยที่

$\dot{Q}$ = อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องปรับอากาศ, kW

$\dot{m}$ = อัตราการไหลโดยมวลของลมของเครื่องปรับอากาศ, kg/s

h_{in} = ค่าเอนธาลปีของอากาศด้านทางเข้า, kJ/kg

h_{out} = ค่าเอนธาลปีของอากาศด้านทางออก, kJ/kg

เมื่อ

$$\dot{m}=\frac{\dot{V}}{v}$$

โดยที่

$\dot{V}$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของลม, m^3/s

v = ปริมาตรจำเพาะของลม, m^3/kg

2.4 สมรรถนะของวัฏจักรในเทอมของสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ(COP) และสมรรถนะในเทอมของอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

$$COP=\frac{Q_E}{W_c}=\frac{(h_1-h_4)}{(h_2-h_1)} \quad (3)$$

$$EER=\frac{Q_E}{W_c}x3.412 \quad (4)$$

โดยที่

EER = อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน, $\frac{Btu/hr}{W}$

Q_E = อัตราความร้อนที่ออกจากระบบ, W

W_c = พลังงานที่เข้าสู่ระบบ, W

2.5 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในรูปแบบของ Colburn j-factor และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

คำนวณได้จากสมการของ J. Yin and A. M. Jacobi (2000) [1] ดังต่อไปนี้

$$j_{wet}=0.4393(Re_{Dcoll})^{-0.3894}\left(\frac{f_s}{D_{Coll}}\right)^{0.7028} \quad (5)$$

$$f_{wet}=0.437(Re_{Dcoll})^{-0.3357}\left(\frac{f_s}{D_{Coll}}\right)^{-0.4745} \quad (6)$$

โดยที่

Re_{Dcoll} = ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ของการไหลของอากาศผ่านเส้นผ่านศูนย์กลางคอลาร์

f_s = ระยะห่างของครีบ, m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

D_{Coll} = เส้นผ่านศูนย์กลางคอลาร์, m

เมื่อ

$$Re_{Dcoll} = \frac{G_{air} D_{Coll}}{\mu_{air}} \quad (7)$$

$$G_{air} = V_{max} \rho_{air} \quad (8)$$

$$V_{max} = V_{air} \left(\frac{A_{fr}}{A_{min}} \right) \left(\frac{\rho_{air,in}}{\rho_{air}} \right) \quad (9)$$

โดยที่

G_{air} = ความเร็วเชิงมวลของอากาศ, kg/m^2s

V_{max} = ความเร็วของอากาศ, m/s

A_{fr} = พื้นที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, m^2

A_{min} = พื้นที่ไหลผ่านของอากาศ, m^2

$\rho_{air} = (\rho_{air,in} + \rho_{air,out}) / 2$

3. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

การทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศ เพื่อใช้ทดสอบขีดความสามารถการทำความเย็น รวมทั้งวัดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศเพื่อหาประสิทธิภาพการทำความเย็น นอกจากนี้ยังสามารถวัดสภาวะการทำงานต่างๆ ทั้งอัตราการไหล, อุณหภูมิ, ความชื้น, ความดันที่จุดต่างๆในระบบเครื่องปรับอากาศ วิธีการทดสอบเป็นแบบวิธีไซโครเมตริก ห้องทดสอบประกอบด้วย 2 ห้อง ห้องแรกเป็นห้องที่จำลองสภาวะอากาศภายนอกห้องปรับอากาศ ห้องที่สองเป็นห้องที่จำลองสภาวะอากาศภายในห้องปรับอากาศ ซึ่งจะถูกควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้คงที่ตามสภาวะมาตรฐานห้องทดสอบตาม มอก.1155-2536 ตามเงื่อนไข ARI.210/240-84 ตามตารางที่ 1

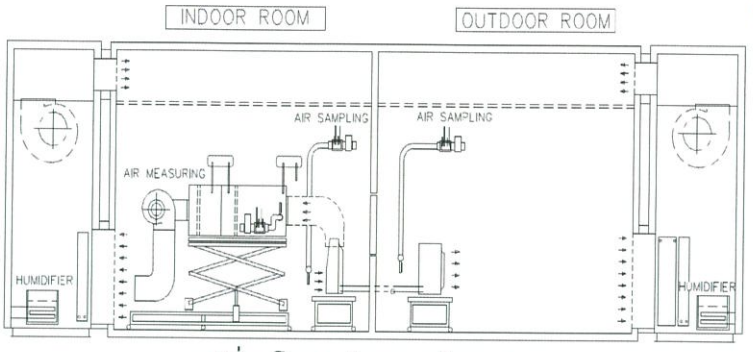
3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง เครื่องมือและอุปกรณ์หลัก

1. ชุดทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ขนาด 30,000 BTU/hr
2. เครื่องคอมพิวเตอร์บันทึกผล
3. Hybrid Recorder "YOKOGAWA" DR230 ความละเอียดในการวัด 0.10%
4. Digital Power Meter "YOKOGAWA" WT1030 ความละเอียดในการวัด 0.10%
5. Digital Power Meter "YOKOGAWA" WT130 ความละเอียดในการวัด 0.20%
6. Digital Indicating Controller ความละเอียดในการวัด ± 0.1% of F.S. ± 1 DIGIT.
7. Digital Indicating with Alarm ความละเอียดในการวัด ± 0.1% of F.S. ± 1 DIGIT.
8. Resistance Temperature Sensor(RTD.) ความละเอียดในการวัด ± 0.10 °C
9. Differential Pressure Transmitter ความละเอียดในการวัด ± 0.05 มิลลิเมตรน้ำ
10. Gauge Pressure Transmitter ความละเอียดในการวัด ± 0.2 PSIG.
11. Power Distributor ความละเอียดในการวัด ± 0.2% of span
12. เทอร์โมคัปเปิลแบบ T-TYPE ความละเอียดในการวัด ± 0.5 °C หรือ 0.4% of Reading
13. Integral Type Magnetic Flow Meter ความละเอียดในการวัด 0.2%
14. AC VOLTAGE STABILISER "WATFORD CONTROL"EM5H-3P-510B-380 ความละเอียดในการวัด 0.5%

ตารางที่1 สภาวะมาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ [6]

รายการทดสอบ	ส่วนด้านในเครื่องปรับอากาศ		ส่วนด้านนอกเครื่องปรับอากาศ	
	อุณหภูมิ		อุณหภูมิ	
	กระเปาะแห้ง (°C)	กระเปาะเปียก (°C)	กระเปาะแห้ง (°C)	กระเปาะเปียก (°C)
ความสามารถในการทำความเย็น	27	19	35	24

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น ทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2 โครงสร้างของห้องทดสอบ

15. ท่อเก็บตัวอย่างลมกลับ(Return Air)
16. ท่อเก็บตัวอย่างลมส่ง(Supply Air)
17. เครื่องวัดปริมาณลมส่ง
18. เครื่องวัดอากาศ(Air Sampling)

3.2 ขั้นตอนวิธีการทดลอง

1. ในการทดลองจะใช้ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยที่มีขนาดเท่ากัน 3 ชิ้น แต่มีระยะห่างของครีบที่แตกต่างกัน โดยมีระยะห่างที่ 2.117, 1.814, และ 1.588 มิลลิเมตร

2. ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย โดยการปรับรอบความเร็วของมอเตอร์ และอัตราการไหลของอากาศอยู่ที่ 700, 810, 990, และ 1170 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที

3. ติดตั้งเครื่องระเหยในห้องจำลองสภาวะอากาศภายในและติดตั้งชุดคอนเดนซิ่งในห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกที่มีการควบคุมสภาวะอากาศ ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก.1155-2536 ตามตารางที่ 1

4. ทำการเดินเครื่องปรับอากาศและตรวจเช็คปริมาณสารทำความเย็นในระบบโดยดูจากความดัน ณ จุดทำงานของสารทำความเย็นหลังจากเครื่องปรับอากาศทำงานจนอุณหภูมิและสภาวะห้องทดสอบได้ตามมาตรฐานการทดสอบตามตารางที่ 1 แล้ว และเมื่ออุณหภูมิและสภาวะห้องทดสอบเข้าสู่จุดคงที่แล้วเป็นระยะเวลา 1 ชั่วโมงจึงทำการเก็บข้อมูลต่างๆ ดังนี้

- พลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้กับเครื่องปรับอากาศ
- อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศทั้งส่วนลมส่งและส่วนลมกลับ
- อัตราการไหลของอากาศที่ส่วนลมส่ง

ข้อมูลทั้งหมดจะถูกส่งไปยังที่ตู้ควบคุมการทำงานห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ และทำการบันทึกข้อมูลโดยเครื่องคอมพิวเตอร์ที่ทุกๆ 30 วินาที เป็นระยะเวลา 30 นาที

5. ทำการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

6. เปรียบเทียบผลการทดสอบของเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการปรับเพิ่มระยะความหนาแน่นของครีบและการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศ

7. สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะเพื่อเป็นแนวทางในการนำไปประยุกต์ใช้และการศึกษาต่อไป

3.3 การคำนวณหาประสิทธิภาพการทำความเย็น

1. นำค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของลมจ่ายและลมกลับที่วัดได้จากเครื่องวัดปริมาณลมส่งซึ่งจะทำงานร่วมกับเครื่องผสมอากาศ ไปหาเอนธาลปี(h) และปริมาตรจำเพาะ(V_f) จากกราฟไซโคเมตริก

2. วัดค่ากระแสและแรงดันไฟฟ้า

- วัดแรงดันไฟฟ้าขณะเครื่องกำลังทำงาน มีหน่วยเป็นโวลต์ (Volt)
- วัดกระแสไฟฟ้าขณะเครื่องกำลังทำงาน มีหน่วยเป็นแอมแปร์ (A)
- คำนวณหากำลังไฟฟ้า (P) ดังนี้

$$P = VI\cos\phi \qquad (10)$$

โดยที่ $\cos\phi$ เป็นค่า Power Factor

3. การคำนวณขีดความสามารถการทำความเย็น

4. การคำนวณหาอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

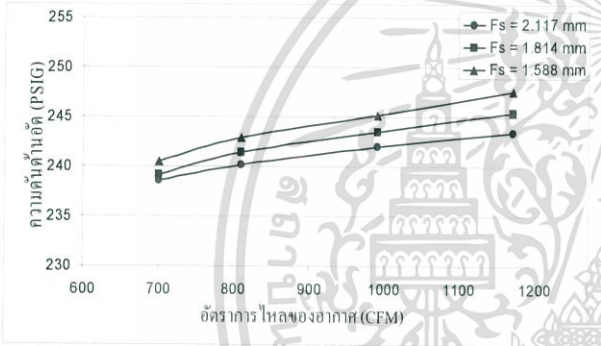
เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ผลการทดลอง

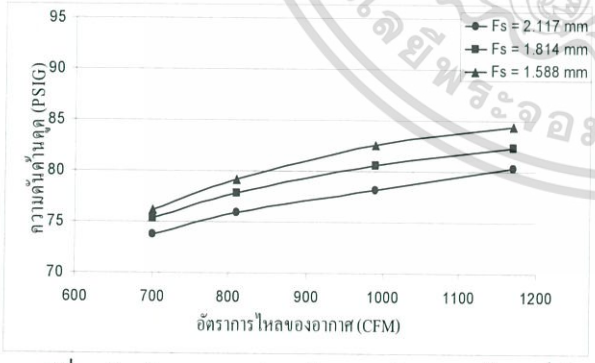
4.1 การศึกษาอิทธิผลของการเพิ่มระยะห่างของครีบและอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย

1) การศึกษาอิทธิผลต่อชุดคอนเดนซิ่ง

การเพิ่มสมรรถนะเครื่องระเหยส่งผลกระทบต่อการทำงานของชุดคอนเดนซิ่งที่จะต้องระบายความร้อนมากขึ้น ดังนั้นเมื่อระยะห่างของครีบลดลงทำให้ความดันด้านอัดและด้านดูดเพิ่มขึ้น และเมื่ออัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านอัดและด้านดูดเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3 และรูปที่ 4

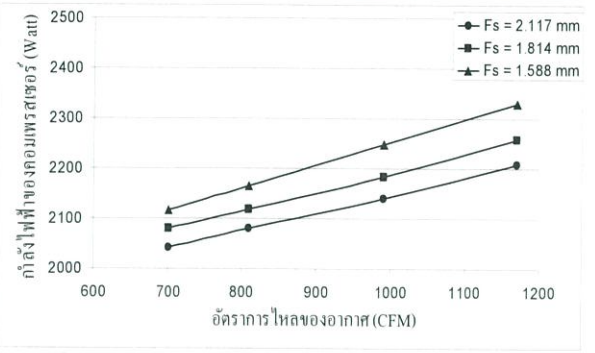


รูปที่ 3 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อความดันด้านอัด



รูปที่ 4 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อความดันด้านดูด

เมื่อชุดคอนเดนซิ่งระบายความร้อนมากขึ้นเนื่องจากการเพิ่มสมรรถนะเครื่องระเหยส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ใช้กำลังอัดสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นและทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าของเพิ่มขึ้นตาม ดังแสดงในรูปที่ 5

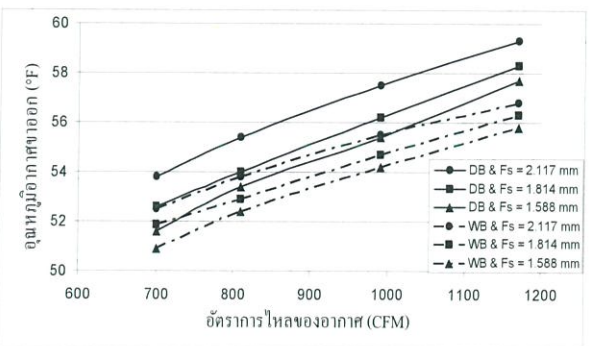


รูปที่ 5 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์

2). การศึกษาอิทธิผลต่อเครื่องระเหย

จากผลการทดสอบพบว่าการปรับเพิ่มระยะห่างของครีบทำให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศลดลงส่งผลให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น และทำให้อุณหภูมิสารทำความเย็นเข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยลดลง ดังแสดงในรูปที่ 6 และรูปที่ 7 ตามลำดับ

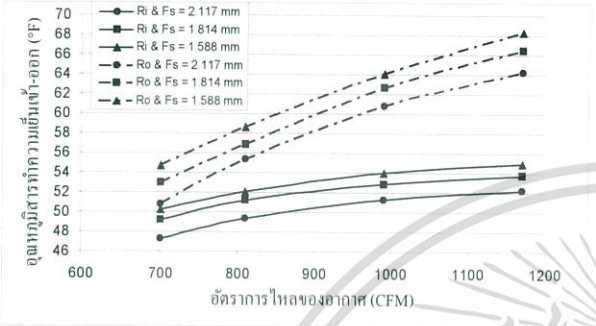
การเพิ่มอัตราการไหลของอากาศทำให้อากาศไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยมีความเร็วขึ้นส่งผลให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของอากาศที่ออกจากเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น และทำให้อุณหภูมิสารทำความเย็นเข้าและออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 6 และรูปที่ 7 ตามลำดับ



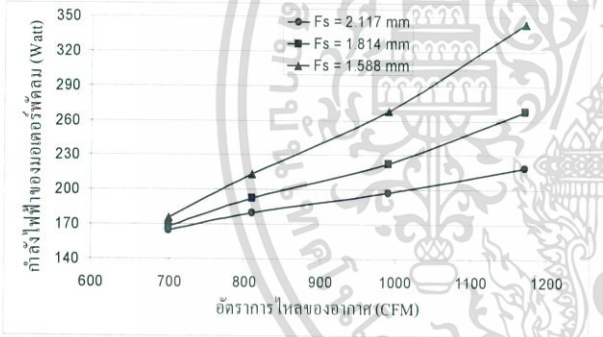
รูปที่ 6 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่ออุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียก

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มระยะห่างของครีบทำให้ความดันตกคร่อมที่เครื่องระเหยลดลงทำให้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์พัดลมใช้ลดลง และการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศโดยการปรับรอบมอเตอร์ส่งผลให้การใช้พลังงานไฟฟ้าของมอเตอร์พัดลมเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 8



รูปที่ 7 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่ออุณหภูมิสารทำความเย็นเข้าและออก



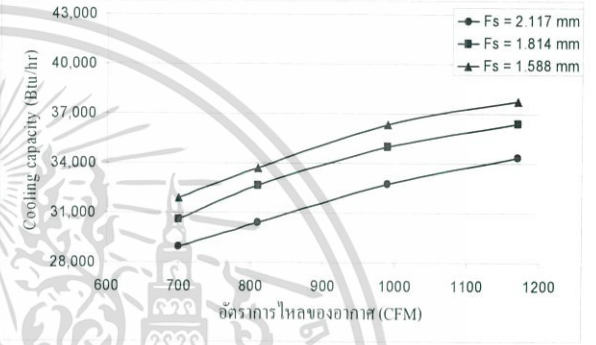
รูปที่ 8 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์พัดลมใช้

3). การศึกษาอิทธิผลต่อเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

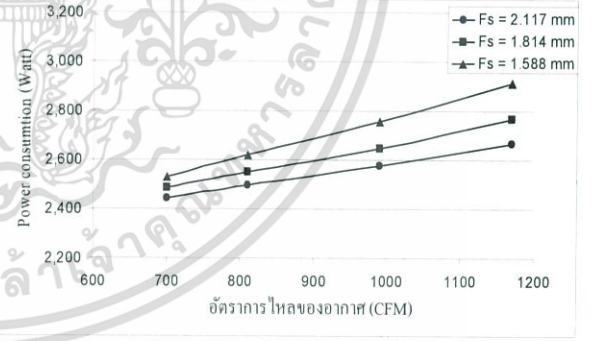
การปรับระยะห่างของครีบจาก 1.588 เป็น 1.814 และจาก 1.814 เป็น 2.117 มิลลิเมตรทำให้ขีดความสามารถในการทำความเย็นลดลงเฉลี่ย 3.65% และ 6.04% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 9 และทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศลดลงเฉลี่ย 2.93% และ 3.18% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 10

การปรับอัตราการไหลของอากาศจาก 700 เป็น 810, จาก 810 เป็น 990 และจาก 990 เป็น 1170 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที ทำให้ขีดความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 5.45%, 7.06%, และ 4.05% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 9 และทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 2.80%, 3.27%, และ 4.57% ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 10

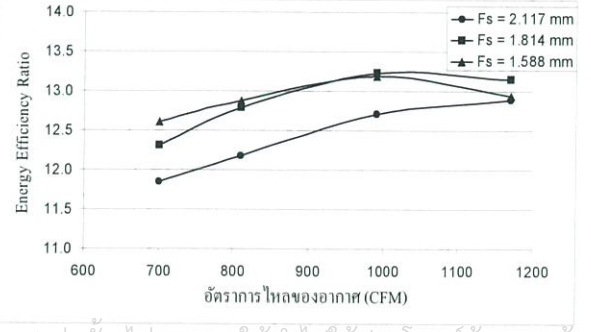
ขีดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้การใช้พลังงานไฟฟ้าสูงขึ้น ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศจะมีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 11



รูปที่ 9 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อขีดความสามารถในการทำความเย็น



รูปที่ 10 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อกำลังไฟฟ้ารวม

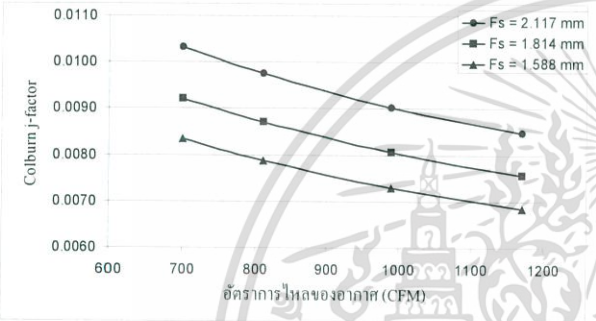


รูปที่ 11 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

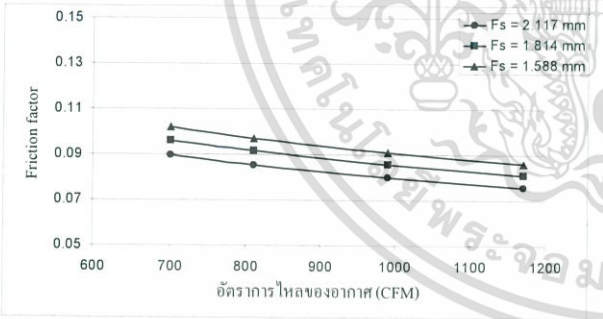
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเอกสารนี้ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4). การศึกษาอิทธิผลต่อสมรรถนะแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหย

จากผลการทดสอบพบว่าการปรับเพิ่มระยะห่างของครีบทำให้ Colburn j-factor เพิ่มขึ้น และการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศทำให้ Colburn j-factor ลดลง ดังแสดงในรูปที่ 12 และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะลดลงเมื่อระยะห่างของครีบและอัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 13



รูปที่ 12 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อ Colburn j-factor



รูปที่ 13 อิทธิพลระยะห่างครีบและอัตราการไหลที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

5. สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองพบว่า การเพิ่มความหนาแน่นของครีบและอัตราการไหลของอากาศสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องระเหยได้ แต่จะทำให้เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าสูงขึ้นเนื่องจากชุดคอนเดนซิ่งต้องระบายความร้อยมากขึ้น จึงส่งผลให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานลดลงไปด้วย

ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของตัวแปรทั้งสอง โดยค่าอัตราการไหลของอากาศมีค่า 990 ลูกบาศก์ฟุตต่อนาทีและระยะห่างของครีบมีค่า 1.814 มิลลิเมตรจะทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศสูงสุดที่ค่า 13.23

6. เอกสารอ้างอิง

[1] J. Yin and A. M. Jacobi (2000). Condensate retention effects on the air-side heat transfer performance of plain and wavy-louvered heat exchangers, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept.

[2] A. D. Tang and A. M. Jacobi (2001). Air-side heat transfer with highly interrupted surfaces: an experimental study of condensate retention effects, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept.

[3] Shan K. Wang (2000). handbook of air conditioning and refrigeration, 2nd edition, ISBN 0-07-068167-8.

[4] อนุศิษฏ์ อันมานะตระกูล, และคณะ(2551), สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกลุ่มท่อติดครีบระบายความร้อน, การประชุมวิชาการทางวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ครั้งที่ 6

[5] วิษณุ อำไพจิตร, และคณะ(2551). การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมโดยใช้ครีบและปีก, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต

[6] มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม, (2536). เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศ, 19 หน้า.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้เขียน	นายอักษา ทองคำ
วัน เดือน ปีเกิด	25 ตุลาคม พ.ศ. 2531 ที่จังหวัดยโสธร
ที่อยู่	166/145 ชั้น 7 ตึก C2 เมืองทองบางนา ถ.วัดศรีวารีน้อย ตำบลบางโฉลง อำเภอบางพลี จังหวัดสมุทรปราการ 10540 โทร. 088-1224490
ประวัติการศึกษา	2553 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
ประสบการณ์การทำงาน	
พ.ศ. 2553 - ปัจจุบัน	ตำแหน่งวิศวกรออกแบบและพัฒนาผลิตภัณฑ์ บริษัท ยูนิแอร์ คอร์ปอเรชั่น จำกัด

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้