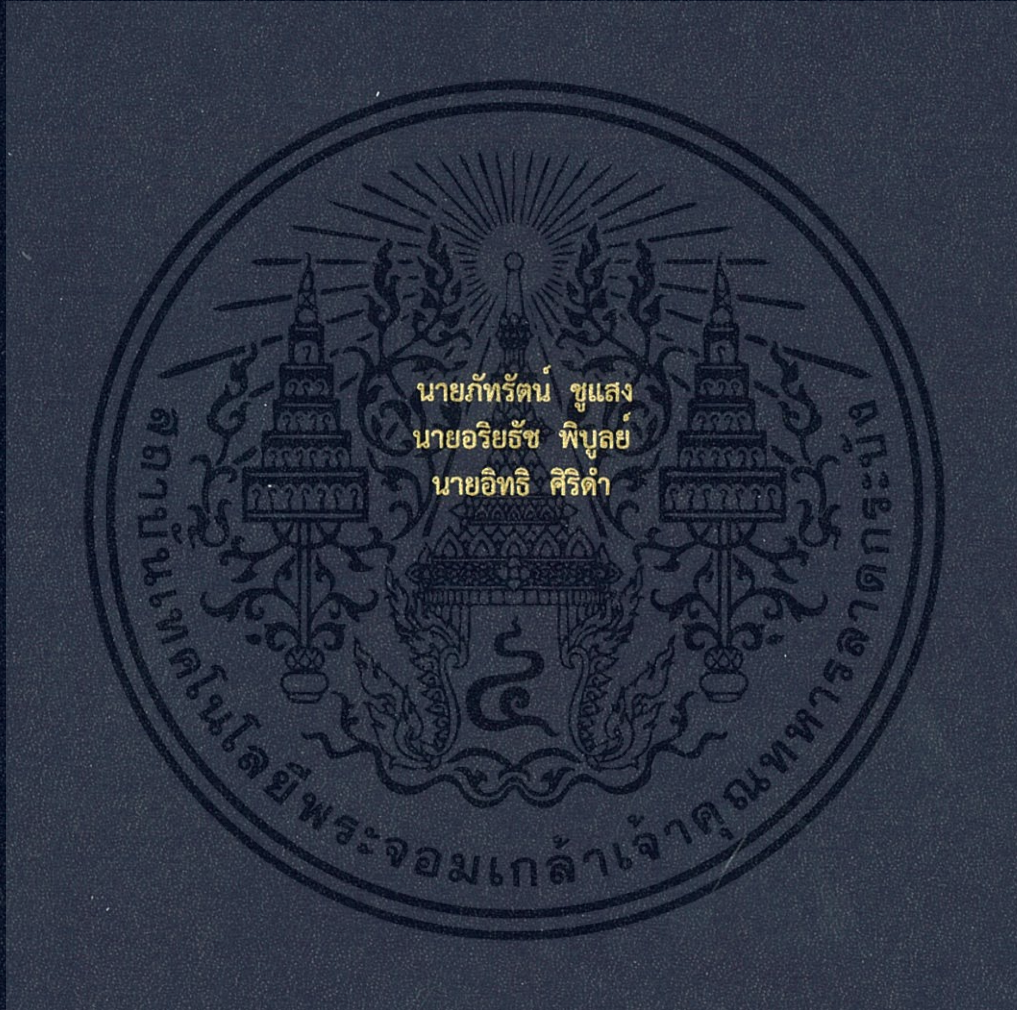


การศึกษาเชิงทดลองของระบบปรับอากาศที่ใช้ท่อแบบไมโครกรูฟ
The experimental study of an air conditioner using micro-grooved tube



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2559

การศึกษาเชิงทดลองของระบบปรับอากาศที่ใช้ท่อแบบไมโครกรูฟ
The experimental study of an air conditioner using micro-grooved tube



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2559

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The experimental study of an air conditioner using micro-grooved tube



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

2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2559

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาเชิงทดลองของระบบปรับอากาศที่ใช้ท่อแบบไมโครกรูฟ

The experimental study of an air conditioner using micro-grooved tube

ผู้จัดทำ

1. นาย ภัทรรัตน์ ชูแสง รหัสประจำตัว 56010917
2. นาย อริยธัช พิบูลย์ รหัสประจำตัว 56011431
3. นาย อธิธิ ศิริดำ รหัสประจำตัว 56011464



(Handwritten signature)

อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเชิงทดลองของระบบปรับอากาศที่ใช้ท่อแบบไมโครกรูฟ

นาย ภัทรรัตน์	ชูแสง	56010917
นาย อริยธัช	พิบูลย์	56011431
นาย อธิธิ	ศิริดำ	56011464

รศ.ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2559

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เกี่ยวกับการออกแบบโครงสร้างและทดลองเครื่องระเหยที่ใช้ท่อไมโครกรูฟในเครื่องปรับอากาศ เครื่องระเหย 3 รูปแบบที่ใช้ท่อไมโครกรูฟที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 7 มม. ระยะห่างระหว่างท่อ 12.7x21 มม. และ 19.05x25.4 มม. ส่วนในท่อขนาด 9.525 มม. มีระยะห่างระหว่างท่อ 19.05x25.4 มม. โดยให้มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเครื่องระเหย 3,080 ตร.ซม. การทดลองจะทดลองโดยเปลี่ยนความเร็วลมและภาระเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ(COP) เครื่องปรับอากาศในการทดลองนี้ใช้เครื่องระเหยที่ดัดแปลงให้ใช้ได้ทั้งท่อเรียบและท่อไมโครกรูฟ ผลของการทดลองพบว่า ท่อไมโครกรูฟ ความเร็วลม และระยะห่างระหว่างท่อ คือตัวแปรที่มีผลต่อค่า COP ของเครื่องปรับอากาศอย่างมีนัยสำคัญ จากผลการทดลอง ค่าที่เหมาะสมสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาด 1 ตันความเย็น ที่ใช้ท่อไมโครกรูฟควรให้ความเร็วลม 275 CFM และระยะห่างระหว่างท่อ 19.05x25.4 มม. ได้ค่า COP เท่ากับ 3.69

The experimental study of an air conditioner using micro-grooved tube

Pattarat	Chusaeng	56010917
Ariyathush	Pibool	56011431
Itti	Siridam	56011464
Assoc.Prof. Dr. Mongkol Mongkolwongroj		Advisor
Year 2559		

Abstact

This project presents the design construction and experiment an evaporator using microgrooved tube for air conditioner. The three different evaporators with microgrooved tube were constructed with 7 mm. diameter, 12.7x21 mm. and 19.05x25.4 mm. pitch and the third evaporator with microgrooved was constructed with 9.525 mm. diameter, 19.05x25.4 mm. pitch. Heating area of the evaporators are the same and equal to 3080 cm^2 . The experiment were setup and tested with variable supply fan speeds and constant load to investigate the coefficient of performance. The new modified evaporators were developed using both microgrooved tube and plain tube. The tested results showed the microgrooved tube ,fan speed and tube pitch are the significant on the coefficient of performance of air conditioning unit. From the test results ,the optimal 1 ton capacity air conditioner with microgrooved evaporator trend to operate at 275 CFM fan speed and 19.05x25.4 mm. pitch and the coefficient of performance of the optimal AC is 3.69

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี ก็เพราะด้วยความเอาใจใส่ แนะนำ และช่วยเหลือในด้านต่าง ๆ เสมอมาจาก รศ.ดร.มงคล มงคลวงโรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา พี่ช่างที่ช่วยในการติดตั้งชุดทดลอง และ พี่คุมห้องเวิร์คช็อป ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก และขอขอบคุณอาจารย์ภาควิศวกรรมเครื่องกลทุก ๆ ท่านที่ช่วยอบรมสั่งสอนความรู้ ให้คำแนะนำอันเป็นประโยชน์ต่อการศึกษา

ขอขอบคุณบริษัท ไต่กิน อินดัสทรีส์ (ประเทศไทย) จำกัด ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์มอบห้องแดงแบบไมโครกรุฟเพื่อใช้ในการงานปริญญาบัตรนี้สำเร็จได้ตามวัตถุประสงค์

ขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำหรับสถานที่ บุคลากรและวัสดุอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในการวิจัยนี้ รวมทั้ง เพื่อนๆ พี่ๆ น้อง ๆ ในภาควิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำแนะนำและ กำลังใจที่ดีเสมอมา

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจเอาใจใส่เสมอมา ในทุก ๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย ภัทรรัตน์ ชูแสง
นาย อริยธัช พิบูลย์
นาย อิทธิ ศิริดำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	VI
สารบัญตาราง.....	VII
คำย่อและสัญลักษณ์.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	1
1.3 ขอบเขตการศึกษา.....	1
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.2.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ.....	3
2.2.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอจริง.....	4
2.2.3 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ.....	5
2.2.4 ส่วนประกอบเครื่องปรับอากาศในงานวิจัย.....	6
บทที่ 3 วิธีดำเนินงานวิจัย.....	9
3.1 แนวคิดในการออกแบบเครื่องปรับอากาศ.....	9
3.1.1 การออกแบบพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมระบบทำความเย็น.....	9
3.1.2 การออกแบบเครื่องระเหย.....	11
3.1.3 การออกแบบเครื่องอัด.....	14
3.1.4 การออกแบบเครื่องควบแน่น.....	14
3.1.5 การออกแบบวาล์วขยาย.....	15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 แนวคิดการออกแบบชุดทดลอง	15
3.2.1 อุปกรณ์การทดลอง	15
3.3 วิธีการทดลอง	15
บทที่ 4 ผลการทดลอง.....	20
4.1 การทดลองหาค่าเอนทัลปี.....	20
4.2 การทดลองหาค่ากำลังที่ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ	23
4.3 การคำนวณค่าความร้อนที่ดูดซับ	24
4.3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น	25
4.4 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)	26
4.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม.....	31
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	32
5.1 สรุปผลการทดลอง.....	32
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	32
เอกสารอ้างอิง	33



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

ชื่อรูป	หน้า
รูปที่ 2.1 P-H DIAGRAMของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ	4
รูปที่ 2.2 T-S DIAGRAMวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอจริง	5
รูปที่ 3.1 ต้นแบบชุดทดลองเครื่องระเหย ชุดทดลองที่ 1,2,3 และ 4.....	12
รูปที่ 3.2 ต้นแบบชุดทดลองเครื่องระเหย ชุดทดลองที่ 5 และ 6.....	12
รูปที่ 3.3 ชุดทดลองเครื่องระเหย	12
รูปที่ 3.4 ระยะห่างระหว่างท่อของชุดทดลองเครื่องระเหย.....	14
รูปที่ 3.5 แผนภาพชุดทดลองเครื่องปรับอากาศ	16
รูปที่ 3.6 ชุดทดลองเครื่องระเหย	17
รูปที่ 3.7 ชุดทดลองเครื่องควบแน่น	17
รูปที่ 3.8 อุปกรณ์วัดความดัน.....	18
รูปที่ 3.9 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ	18
รูปที่ 3.9 ชุดทดลองเครื่องระเหยที่ถูกเปลี่ยน	19
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)	26
ระหว่างชุดทดลองที่ 1 และชุดทดลองที่ 2.....	26
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)	27
ระหว่างชุดทดลองที่ 3 และชุดทดลองที่ 4.....	27
รูปที่ 4.3 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)	28
ระหว่างชุดทดลองที่ 5 และชุดทดลองที่ 6.....	28
รูปที่ 4.4 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)	29
ระหว่างชุดทดลองที่ 1 และชุดทดลองที่ 3.....	29
รูปที่ 4.5 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)	30
รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องระเหย ชุดทดลองที่5.....	31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ชื่อตาราง	หน้า
ตารางที่ 3.1 ตารางแสดงรูปแบบที่กำหนดในการออกแบบ.....	10
ตารางที่ 3.2 ตารางแสดงรูปแบบโครงสร้างของเครื่องระเหยที่กำหนดในการออกแบบ.....	11
ตารางที่ 3.3 ตารางแสดงรูปแบบพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจริงของท่อที่กำหนดในการออกแบบ....	11
ตารางที่ 3.4 ตารางแสดงรูปแบบโครงสร้างระยะห่างระหว่างท่อของเครื่องระเหยที่กำหนดในการ ออกแบบ.....	13
ตารางที่ 3.5 ตารางแสดงรูปแบบโครงสร้างครีบของเครื่องระเหยที่กำหนดในการออกแบบ.....	13
ตารางที่ 4.1 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 1.....	20
ตารางที่ 4.2 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 2.....	21
ตารางที่ 4.3 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 3.....	21
ตารางที่ 4.4 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 4.....	22
ตารางที่ 4.5 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 5.....	22
ตารางที่ 4.6 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 6.....	23
ตารางที่ 4.7 ค่ากำลังที่ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ.....	23
ตารางที่ 4.8 ค่าความร้อนที่ดูดซับ.....	24
ตารางที่ 4.9 ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น.....	25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ชื่อ/ความหมาย
A	พื้นที่หน้าตัด (m^2)
P	ความดัน (Pa)
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
T	อุณหภูมิ (C)
h	ค่าเอนทัลปี (kJ/kg)
COP	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ($kW/m^2 \text{ } ^\circ C$)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ประเทศไทยมีภูมิอากาศร้อนชื้น เครื่องปรับอากาศจึงเป็นที่นิยมและรูปแบบท่อในระบบปรับอากาศก็ถูกพัฒนาไปอย่างมากทั้งการลดขนาดหน้าตัดท่อลงเพิ่มครีบบางเกลียววนภายในท่อ ระยะห่างของท่อต่อท่อ อีกทั้งความเร็วของพัดลมที่เครื่องระเหยยังมีหลายเร็วระดับ ซึ่งมีงานวิชาการ ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องแพร่หลายเป็นจำนวนมากแต่ยังขาดงานทดลองเชิงปฏิบัติอยู่มาก งานวิจัยนี้จึงจัดทำ เพื่อศึกษาเชิงทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนท่อแบบจากการเปลี่ยนรูปแบบโครงสร้างที่ ต่างกันจากชุดทดลองที่พื้นที่ถ่ายโอนความร้อนเท่ากันเพื่อเปรียบเทียบกับท่อทองแดงแบบทั่วไปว่ามี ความแตกต่างกันอย่างไร โดยการวัดอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นและอากาศ แล้วนำมา คำนวณในสมการการถ่ายเทความร้อน เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 ออกแบบและสร้างชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2.2 เก็บข้อมูลอุณหภูมิ ความเร็ว ความดัน และพลังงานความร้อน เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศจากข้อมูลที่ได้จากชุดทดลองจริง

1.2.3 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

1.3 ขอบเขตการศึกษา

1.3.1 สร้างและทดลองวัดอุณหภูมิและความดันจากชุดทดลองระบบปรับอากาศจำนวน 6 ชุดทดลอง ประกอบด้วย 3 คู่ คือ

1.3.1.1 เส้นผ่านศูนย์กลางท่อต่างกัน

1.3.1.2 ระยะห่างระหว่างท่อต่างกัน

1.3.1.3 ท่อเรียบและท่อไม่โครกรูฟ

1.3.2 นำค่าที่ได้จากการทดลองมาวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

1.3.3 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศของแต่ละชุดทดลองและ วิเคราะห์โครงสร้างที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ศึกษาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศระหว่างท่อแบบไมโครกรูฟและท่อแบบธรรมดา เมื่อมีระยะห่างระหว่างท่อต่างไปจากเดิม

1.5.2 ได้ทราบถึงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศจากผลของการติดตั้งเครื่องระเหยที่ใช้ท่อแบบไมโครกรูฟและท่อแบบธรรมดา



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1.1 Ju-fang Fan ,Wei-kun Ding , Wen-quan Tao , Wenson Zheng , Frank Gao , Kerry Song พบว่า ท่อทองแดงขนาดที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กลงในแอร์บ้านเมื่อเทียบกับทางเลือกอลูมิเนียมสามารถลดค่าปริมาณสารทำความเย็น 20 -30% และ ต้นทุนลดลง 20 -30% ตามลำดับเพื่อลดต้นทุนวัตถุดิบลงแอร์บ้านที่มีท่อสองแถวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 7 มม. จัดเรียงแบบ staggered ถูกแทนที่ด้วยครีบบและท่อที่เสี้ยนผ่านศูนย์กลาง 4 มม [1]

2.1.2 Arafat A. Bhuiyan , A . K . M . Sadrul Islam , M . Ruhul Amin พบว่าการจัดเรียงท่อและพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตเช่น มุมหยักและมุมการไหลเข้าจะส่งผลต่อโครงสร้างการไหล [2]

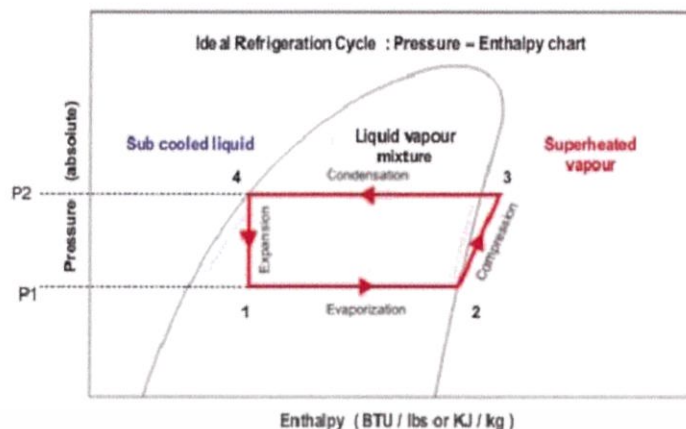
2.1.3 Jong Min Choi, Yonghan Kim, Mooyeon Lee, Yongchan Kim พบว่าเมื่อจำนวนแถวของท่อเพิ่มขึ้นค่า j-factor (องค์ประกอบเกี่ยวกับการไหล) จะลดลงอย่างมากในเครื่องเปลี่ยนความร้อนแผ่นครีบบแบบต่อเนื่องมากกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่นแบบแยกส่วน [3]

2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.2.1 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ [4]

เครื่องปรับอากาศขนาดเล็กที่ใช้ทั่วไปเป็นวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งวัฏจักรทำความเย็นในอุดมคตินั้นสารทำความเย็นไหลเข้าเครื่องอัดที่สภาวะที่1ในสถานะไออิ่มตัวความดันต่ำและจะถูกอัดแบบไอเซนทอปิกจนกระทั่งมีความดันเท่าความดันของเครื่องควบแน่น หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นในสถานะไอร้อนยวดยิ่งความดันสูงที่สภาวะที่2เพื่อคายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อมและออกจากเครื่องควบแน่นที่สภาวะที่3 สารทำความเย็นในสถานะของเหลวอิ่มตัวนี้จะถูกบีบผ่านวาล์วขยายตัวจนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันเครื่องระเหย หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าเครื่องระเหยที่สภาวะที่4 ในสถานะของผสมอิ่มตัวที่มีคุณภาพไอต่ำ สารทำความเย็นนี้จะระเหยอย่างสมบูรณ์โดยดูดซับความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็นและออกจากเครื่องระเหยในสถานะไออิ่มตัว หลังจากนั้นก็จะไหลกลับเข้าสู่เครื่องอัดอีกครั้งเป็นการทำงานครบวัฏจักรพอดี

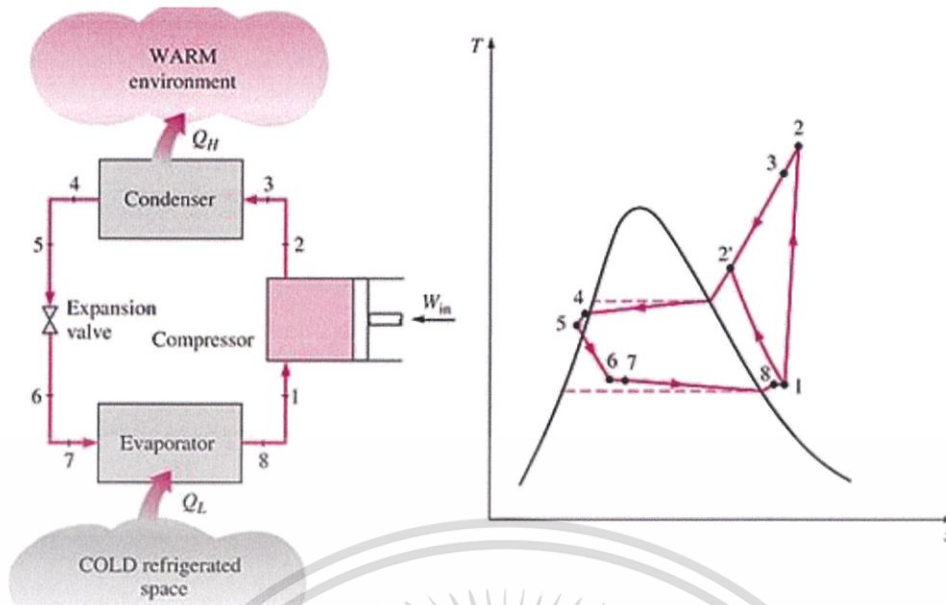
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.1 P-h diagramของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ

2.2.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอจริง

ในวัฏจักรจริงนั้น มีสภาวะงานที่ผันกลับไม่ได้ในอุปกรณ์เนื่องจากความต้านทานการไหลในท่อ และการถ่ายโอนความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยและเข้าสู่เครื่องอัดในสถานะไออิ่มตัวไม่สามารถเกิดขึ้นจริงได้ในทางปฏิบัติ ดังนั้นระบบทำความเย็นจริง จะถูกออกแบบเพื่อให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่งเล็กน้อยที่สภาวะเข้าเครื่องอัด เพื่อให้มั่นใจว่ามีการระเหยอย่างสมบูรณ์ นอกจากนี้ในทางปฏิบัติพบที่มีความดันตกเนื่องจากการต้านทานของการไหลภายในท่อที่เชื่อมต่อระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องอัดเนื่องจากท่อเชื่อมต่อมีความยาวมาก รวมทั้งการถ่ายโอนความร้อนจากสิ่งแวดล้อมไปยังสารทำความเย็นในปริมาณมาก รวมทั้งสภาวะความดันตกในเครื่องระเหยทำให้ปริมาตรจำเพาะเพิ่มขึ้น ทำให้ต้องป้อนกำลังให้เครื่องอัดมากขึ้น กระบวนการอัดในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติจะเป็นกระบวนการไอเซนเอนโทรปี แต่กระบวนการจริงในทางปฏิบัตินั้นมีผลที่เกิดจากการต้านทานการไหลในอุปกรณ์ซึ่งทำให้ค่าเอนโทรปีเพิ่มสูงขึ้น สารทำความเย็นจะออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัวความดันเท่าความดันที่ออกจากเครื่องอัด แต่ในทางปฏิบัตินั้นยากที่จะควบคุมให้สารทำความเย็นออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัวได้อย่างแม่นยำ เพื่อให้มั่นใจว่าสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีการควบแน่นสมบูรณ์ จึงออกแบบให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะของเหลวอัดก่อนเข้าสู่ วาล์วขยาย ความดันตกที่เกิดขึ้นในเครื่องควบแน่นและระหว่างท่อที่เชื่อมต่อเครื่องควบแน่นและวาล์วขยายเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ โดยทั่วไปจึงติดตั้งเครื่องควบแน่นและวาล์วขยายใกล้กัน



รูปที่ 2.2 T-S diagram วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอจริง

2.2.3 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ [5]

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศในอุดมคติหาได้จากสมการ 2.1

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{W}_{com}} \quad (2.1)$$

\dot{Q}_A คือ ความร้อนที่ดูดซับผ่านเครื่องระเหย

\dot{W}_{com} คือ งานที่ป้อนให้เครื่องอัด

ในทางปฏิบัติแล้วมอเตอร์พัดลมเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยเป็นชิ้นส่วนที่ต้องป้อนงาน ดังนั้นสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศจริงหาได้จากสมการ 2.2

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{W}_{com} + \dot{W}_{f,con} + \dot{W}_{f,evap}} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{W}_{total}} \quad (2.2)$$

$\dot{W}_{f,con}$ คืองานที่ป้อนให้มอเตอร์พัดลมเครื่องควบแน่น

$\dot{W}_{f,evap}$ คืองานที่ป้อนให้มอเตอร์พัดลมเครื่องระเหย

\dot{W}_{total} คืองานทั้งหมดที่ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.4 ส่วนประกอบเครื่องปรับอากาศในงานวิจัย

2.2.4.1 เครื่องอัดแบบโรตารี

วัตถุประสงค์ของเครื่องอัดคือการเพิ่มความดันทำงานของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหยให้เท่ากับความดันของเครื่องควบแน่น หลักการทำงานของเครื่องอัดแบบโรตารีคือ การดูดอัดสารทำความเย็นในสถานะไอร้อนยวดยิ่งโดยอาศัยการกวาดตัวตามแกนโรเตอร์ โดยจะต้องมีวาล์วกันไหลกลับซึ่งเป็นลิ้นที่ยอมให้สารทำความเย็นไหลผ่านทางเดียว เพื่อป้องกันไม่ให้ไอร้อนยวดยิ่งไหลย้อนกลับเข้าไปในเครื่องระเหย แต่ในทางปฏิบัติพบว่ามีความดันตกเนื่องจากการต้านทานของการไหลภายในท่อที่เชื่อมต่อระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องอัดเนื่องจากท่อเชื่อมต่อมีความยาวมาก รวมทั้งการถ่ายโอนความร้อนจากสิ่งแวดล้อมไปยังสารทำความเย็นในปริมาณมากรวมทั้งสภาวะความดันตกในเครื่องระเหยทำให้ปริมาตรจำเพาะเพิ่มขึ้น ทำให้ต้องป้อนกำลังให้เครื่องอัดมาก

2.2.4.2 เครื่องควบแน่นแบบครีปและท่อ

โดยทั่วไปเครื่องปรับอากาศใช้เป็นเครื่องควบแน่นแบบครีปและท่อ ทำหน้าที่กำจัดความร้อนออกจากสารทำความเย็นไปสู่สิ่งแวดล้อมและทำให้สารทำความเย็นสถานะไอยวดยิ่งควบแน่นเป็นของเหลวอิมตัว แต่ในทางปฏิบัตินั้นยากที่จะควบคุมให้สารทำความเย็นออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิมตัวได้อย่างแม่นยำ เพื่อให้มั่นใจว่าสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีการควบแน่นสมบูรณ์ จึงออกแบบให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะของเหลวอัดก่อนเข้าสู่วาล์วขยายพัฒนาเครื่องควบแน่น

ในทางปฏิบัติแล้วพัฒนาเครื่องควบแน่นเป็นชิ้นส่วนที่ต้องป้อนงาน จึงกำหนดให้ใช้มอเตอร์พัฒนาขนาด วัดต่ออัตราการไหลอากาศ ตามมาตรฐานการทดสอบของ Air-conditioning and Refrigeration Institute test standard

2.2.4.3 วาล์วขยายแบบท่อแคพิลลารี

วาล์วขยายเป็นอุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็นไปยังเครื่องระเหยในอัตราส่วนที่สัมพันธ์กับการระเหยของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยและควบคุมความแตกต่างของความดันระหว่างความดันในเครื่องระเหยกับเครื่องควบแน่นของระบบให้สมดุล ท่อแคพิลลารีเป็นอุปกรณ์ ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นที่ง่ายที่สุดประกอบด้วยท่อที่มีความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางตามความสามารถในการทำความเย็น ภาระในการทำความเย็นและปริมาณของสารทำความเย็นติดตั้งอยู่ระหว่างเครื่องควบแน่น และเครื่องระเหยโดยปกติ มีความต้านทานความเสียดทานสูง เป็นผลมาจากความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีขนาดเล็กและผลของกระบวนการทรอริง ทำให้เกิดแก๊สวาบในท่อขณะที่ความดันต่ำกว่าความดันอิมตัว

2.2.4.4. เครื่องระเหยชนิดท่อและครีบ (finned-tube evaporator)

เป็นเครื่องระเหยที่นิยมใช้ในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กในปัจจุบัน ท่อทองแดงและครีบอะลูมิเนียมบางเป็นโครงสร้างหลักเครื่องระเหยชนิดท่อและครีบ ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยการดูดความร้อนจากห้องปรับอากาศ และทำให้สารทำความเย็นสถานะของผสมอิ่มตัวที่มีคุณภาพไอต่ำเปลี่ยนสถานะเป็นไออิ่มตัว แต่ในทางปฏิบัติระบบทำความเย็นจริงจะถูกออกแบบเพื่อให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่งเล็กน้อยที่สภาวะเข้าเครื่องอัดเพื่อให้มั่นใจว่ามีการระเหยอย่างสมบูรณ์

2.2.4.3 พัฒนเครื่องควบแน่น

ในทางปฏิบัติแล้วพัฒนเครื่องควบแน่นเป็นชิ้นส่วนที่ต้องป้อนงาน จึงกำหนดให้ใช้มอเตอร์พัฒนขนาด 50 วัตต์ ตามมาตรฐานการทดสอบของ Air-conditioning and Refrigeration Institute test standard

2.2.4.4 วาล์วขยายแบบท่อแคพิลลารี

วาล์วขยายเป็นอุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็นไปยังเครื่องระเหยในอัตราส่วนที่สัมพันธ์กับการระเหยของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยและควบคุมความแตกต่างของความดันระหว่างความดันในเครื่องระเหยกับเครื่องควบแน่นของระบบให้สมดุล ท่อแคพิลลารีเป็นอุปกรณ์ ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นที่ง่ายที่สุดประกอบด้วยท่อที่มีความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางตามความสามารถในการทำความเย็น ภาระในการทำความเย็นและปริมาณของสารทำความเย็นติดตั้งอยู่ระหว่างเครื่องควบแน่น และเครื่องระเหยโดยปกติ มีความต้านทานความเสียดทานสูง เป็นผลมาจากความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีขนาดเล็กและผลของกระบวนการทอทรง ทำให้เกิดแก๊สวับในท่อขณะที่ความดันต่ำกว่าความดันอิ่มตัว

2.2.4.5. เครื่องระเหยชนิดท่อและครีบ (finned-tube evaporator)

เป็นเครื่องระเหยที่นิยมใช้ในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กในปัจจุบัน ท่อทองแดงและครีบอะลูมิเนียมบางเป็นโครงสร้างหลักเครื่องระเหยชนิดท่อและครีบ ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนโดยการดูดความร้อนจากห้องปรับอากาศ และทำให้สารทำความเย็นสถานะของผสมอิ่มตัวที่มีคุณภาพไอต่ำเปลี่ยนสถานะเป็นไออิ่มตัว แต่ในทางปฏิบัติระบบทำความเย็นจริงจะถูกออกแบบเพื่อให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่งเล็กน้อยที่สภาวะเข้าเครื่องอัดเพื่อให้มั่นใจว่ามีการระเหยอย่างสมบูรณ์

ความร้อนที่ดูดซับผ่านเครื่องระเหยหาได้จากสมการ

$$\dot{Q}_A = \dot{m}(h_8 - h_7)$$

\dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น

h_8 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องระเหย

h_7 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่เข้าเครื่องระเหย

2.2.4.6 พัฒนเครื่องระเหย

ในทางปฏิบัติแล้วพัฒนาเครื่องควบแน่นเป็นชิ้นส่วนที่ต้องบ่อนงาน พัฒนปรับความเร็วขนาด จึงกำหนดให้ใช้มอเตอร์พัฒนาปรับความเร็วขนาด 50 วัตต์ ตามมาตรฐานการทดสอบของ Air-conditioning and Refrigeration Institute test standard



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

วิธีดำเนินงานวิจัย

3.1 แนวคิดในการออกแบบเครื่องปรับอากาศ

งานวิจัยชิ้นนี้มีวัตถุประสงค์หลักในการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ได้จากเครื่องระเหยที่มีโครงสร้างต่างกัน ดังนั้นในบทนี้กล่าวถึงเครื่องระเหยเป็นหลัก และจะกล่าวถึงอุปกรณ์อื่นๆเพียงเล็กน้อย

3.1.1 การออกแบบพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมระบบทำความเย็น

จากหนังสือ FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN ใช้ The mean temperature difference method [6] โดยวิธีออกแบบจากการกำหนดภาระทำความเย็นจากสมการ

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{LM}$$

\dot{Q} คือภาระทำความเย็น

U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

F คือ correction factor

A คือ พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวม

T_{LM} คือ log mean temperature difference

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 = T_{air,in} - T_{re,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{air,out} - T_{re,in}$$

$T_{air,in}$ คือ อุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องระเหย

$T_{air,out}$ คือ อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องระเหย

$T_{re,in}$ คือ อุณหภูมิที่สารทำความเย็นเข้าเครื่องระเหย

$T_{re,out}$ คือ อุณหภูมิที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปแบบที่กำหนดสามารถแทนค่าในสมการ ได้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวม แต่ในทางปฏิบัตินั้นจะออกแบบให้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมมากกว่าการคำนวณเพื่อความรวดเร็วในการทำ ความเย็นและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องระเหยต้องน้อยกว่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องควบแน่น

ตารางที่ 3.1 ตารางแสดงรูปแบบที่กำหนดในการออกแบบ

รูปแบบที่กำหนดในการออกแบบ		หมายเหตุ
ภาระทำความเย็น	12000 BTU/hr	กำหนดจากภาระทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ
การไหลของสารทำงาน	ไหลแบบตัดขวาง	กำหนดจากการไหลจริงของเครื่องปรับอากาศ
การผสมระหว่างของสารทำงาน	ไม่มีไหลผสมระหว่างสารทำงาน	กำหนดจากการไหลจริงของเครื่องปรับอากาศ
จำนวนกลับ	1	กำหนดจากการไหลจริงของเครื่องปรับอากาศ
อุณหภูมิที่สารทำความเย็นเข้าเครื่องระเหย	-5 C	อุณหภูมิต่ำสุดสารทำความเย็น R-22
อุณหภูมิที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหย	40 C	อุณหภูมิสูงสุดสารทำความเย็น R-22
อุณหภูมิอากาศที่เข้าเครื่องระเหย	28 C	
อุณหภูมิอากาศที่ออกจากเครื่องระเหย	20 C	
พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมจริง	1300000	ประมาณเพื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 การออกแบบเครื่องระเหย

เมื่อได้พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมจริง สามารถนำมาคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของท่อและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของครีบ

จากสมการ

$$A_{total} = A_{fin} + A_{tube}$$

3.1.2.1 ท่อขดลวด

เครื่องระเหยแบบครีบและท่อนิยมใช้ท่อขดลวดทองแดงเนื่องจากเป็นวัสดุที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี มีความทนทานและซ่อมแซมได้ง่ายกว่าวัสดุอื่น

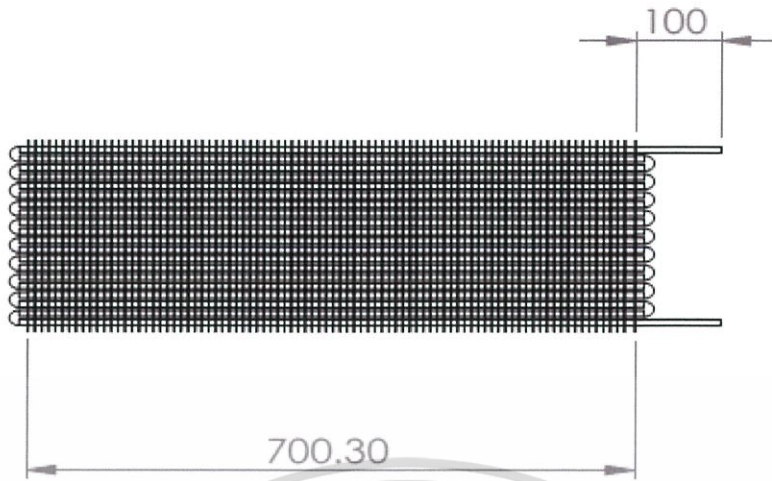
ตารางที่ 3.2 ตารางแสดงรูปแบบโครงสร้างของเครื่องระเหยที่กำหนดในการออกแบบ

ชุดทดลอง	โครงสร้างภายในท่อ	เส้นผ่านศูนย์กลาง (มม.)	ความยาวต่อท่อ (มม.)	รัศมีนอกท่อ (มม.)	ความหนาท่อ (มม.)	จำนวนท่อ
1	ท่อเรียบ	7	700	3.5	0.4	20
2	ท่อเกลียว	7	700	3.5	0.4	20
3	ท่อเรียบ	7	700	3.5	0.4	20
4	ท่อเกลียว	7	700	3.5	0.4	20
5	ท่อเรียบ	9.525	644	4.7625	0.2	16
6	ท่อเกลียว	9.525	644	4.7625	0.2	16

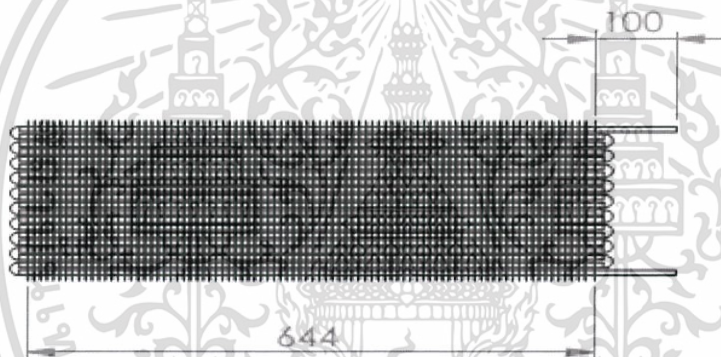
ตารางที่ 3.3 ตารางแสดงรูปแบบพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจริงของท่อที่กำหนดในการออกแบบ

ชุดทดลอง	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจริงของท่อ (มม. ²)
1	308000
2	308000
3	308000
4	308000
5	308457.6
6	308457.6

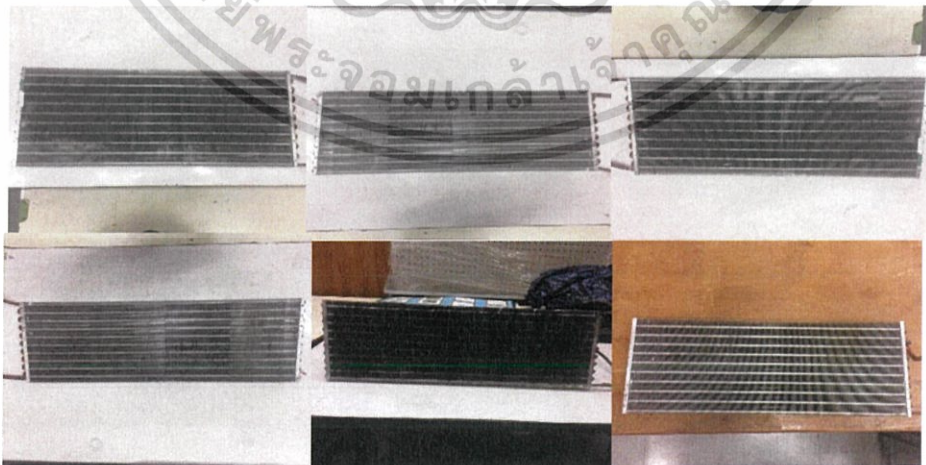
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1 ต้นแบบชุดทดลองเครื่องระเหย ชุดทดลองที่ 1,2,3 และ 4



รูปที่ 3.2 ต้นแบบชุดทดลองเครื่องระเหย ชุดทดลองที่ 5 และ 6



รูปที่ 3.3 ชุดทดลองเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2.2 ครีบ

เครื่องปรับอากาศแบบครีบและท่อขนาดเล็กทั่วไปนิยมใช้ครีบอลูมิเนียมเนื่องจากเป็นวัสดุที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี ราคาถูกและน้ำหนักเบา เนื่องจากข้อจำกัดทางโครงสร้างของผู้ผลิต งานวิจัยนี้ออกแบบชุดทดลองครีบอลูมิเนียม ที่มีการจัดวางท่อแบบสลับฟันปลาตามรูปแบบที่นิยมใช้ในเครื่องปรับอากาศปัจจุบัน ขนาดพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนใกล้เคียงกัน

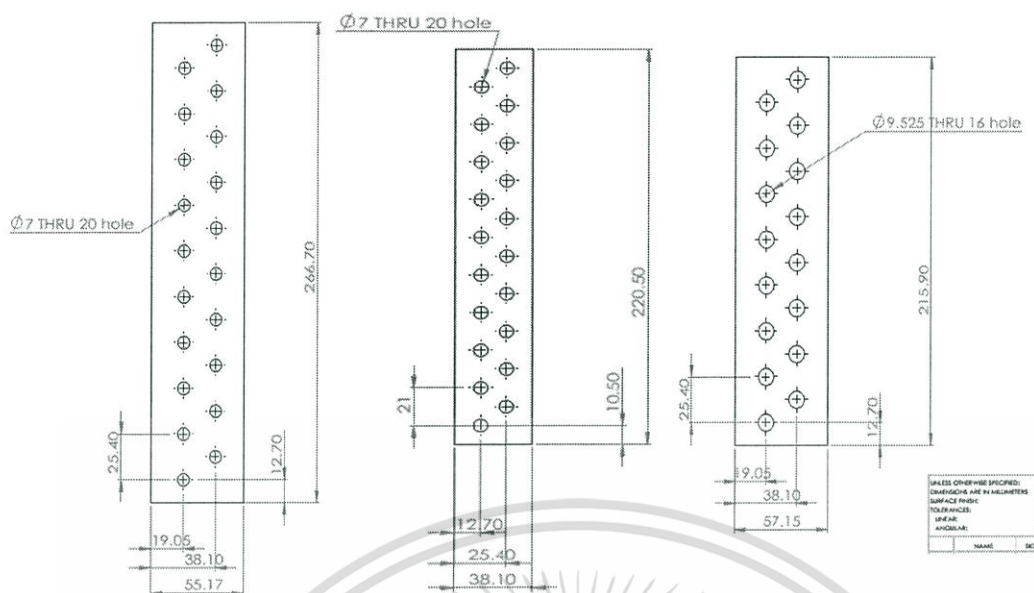
ตารางที่ 3.4 ตารางแสดงรูปแบบโครงสร้างระยะห่างระหว่างท่อของเครื่องระเหยที่กำหนดในการออกแบบ

ชุดทดลอง	กว้าง (มม.)	ยาว (มม.)	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้กับครีบ (มม.)	ระยะห่างระหว่างท่อตามแนวแกนตั้ง (มม.)	ระยะห่างระหว่างท่อตามขวาง (มม.)
1	220.5	38.1	7	21	12.7
2	220.5	38.1	7	21	12.7
3	266.7	57.15	7	25.4	19.05
4	266.7	57.15	7	25.4	19.05
5	215.9	57.15	9.525	25.4	19.05
6	215.9	57.15	9.525	25.4	19.05

ตารางที่ 3.5 ตารางแสดงรูปแบบโครงสร้างครีบของเครื่องระเหยที่กำหนดในการออกแบบ

ชุดทดลอง	ความหนาครีบ (มม.)	ระยะห่างระหว่างครีบ (มม.)	จำนวนครีบ	พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของครีบ (มม. ²)
1	0.095	1.27	552	9106669
2	0.095	1.27	552	9106669
3	0.095	2.1	333	10067937
4	0.095	2.1	333	10067937
5	0.095	1.56	413	10061497
6	0.095	1.56	413	10061497

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 ระยะห่างระหว่างท่อของชุดทดลองเครื่องระเหย

3.1.2.3 พัฒนเครื่องระเหย

ในทางปฏิบัติแล้วพัฒนาเครื่องควบแน่นเป็นชิ้นส่วนที่ต้องบ่อนงาน พัฒนปรับความเร็วขนาดจึงกำหนดให้ใช้มอเตอร์พัฒนปรับความเร็วขนาด 50 วัตต์ ตามมาตรฐานการทดสอบของ Air-conditioning and Refrigeration Institute test standard

3.1.3 การออกแบบเครื่องอัด

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการเปรียบเทียบค่าจากโครงสร้างเครื่องระเหย จึงใช้เครื่องอัดแบบโรตารีที่น่ากลับมาใช้ใหม่ โดยพิจารณาเหมาะกับการทำความเย็นและสามารถใช้สารทำความเย็น R-22

3.1.4 การออกแบบเครื่องควบแน่น

เครื่องควบแน่นแบบครีบบและท่อนิยมใช้ท่อขดลวดทองแดงเนื่องจากเป็นวัสดุที่แลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี มีความทนทานและซ่อมแซมได้ง่ายกว่าวัสดุอื่น และครีบบลูมิเนียมเนื่องจากแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดี น้ำหนักเบาและราคาถูกเนื่องจากวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการเปรียบเทียบค่าจากโครงสร้างเครื่องระเหย จึงใช้เครื่องควบแน่นแบบครีบบและท่อ โดยพิจารณาเหมาะกับการทำความเย็นและพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนรวมมากกว่าชุดทดลองเครื่องระเหยทุกชุด ในทางปฏิบัติแล้วพัฒนาเครื่องควบแน่นเป็นชิ้นส่วนที่ต้องบ่อนงาน จึงกำหนดให้ใช้มอเตอร์พัฒนปรับความเร็วขนาด 50 วัตต์ ตามมาตรฐานการทดสอบของ Air-conditioning and Refrigeration Institute test standard

3.1.5 การออกแบบวาล์วขยาย

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการเปรียบเทียบค่าจากโครงสร้างเครื่องระเหย จึงใช้วาล์วขยายแบบท่อแคพิลลารี เนื่องจากมีขนาดเล็กและราคาถูก

3.2 แนวคิดการออกแบบชุดทดลอง

จากสมการ สามารถหาการเปลี่ยนแปลงเอนทัลปีโดยการวัดอุณหภูมิและความดันที่จุดตามภาพและวัดงานที่ป้อนอุปกรณ์จากคลิปแอม

3.2.1 อุปกรณ์การทดลอง

ชุดทดลองประกอบด้วย

3.2.1.1 เครื่องปรับอากาศ

3.2.1.2 เทอโมคอปเปิล

3.2.1.3 เกจวัดความดัน

3.2.1.4 อุปกรณ์ฉีดพ่นน้ำ

3.2.1.5 อุปกรณ์วัดค่าความชื้น

3.2.1.6 ฮีตเตอร์

3.2.1.7 พัดลม

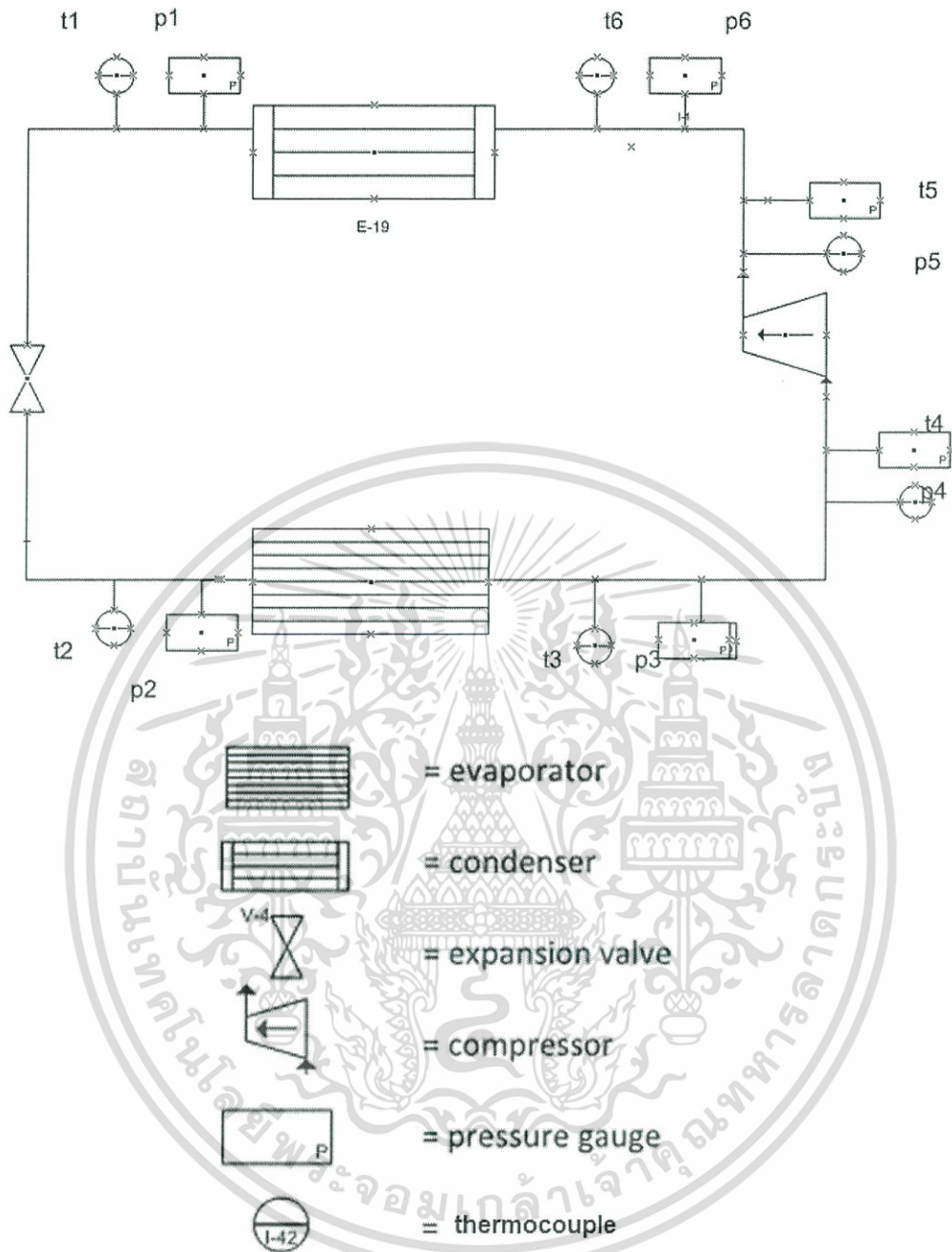
3.2.1.8 แคลมป์มิเตอร์

3.2.2 มาตรฐานการทดลอง

ทดสอบตามมาตรฐาน มอก.115-2557 โดยอ้างอิงตามสภาวะการทดสอบข้อ 5.คุณลักษณะที่ต้องการ ข้อ 9.การทดสอบ [7]

3.3 วิธีการทดลอง

การทดลองนี้วัดวัตถุประสงค์เพื่อวัดความดัน อุณหภูมิและการใช้ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ เพื่อนำไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP) ระหว่างท่อทองแดงที่มีการเปลี่ยนรูปแบบโครงสร้างกับท่อทองแดงทั่วไปด้วยการสร้างแบบทดลองจากชุดทดลองที่พื้นที่ถ่ายโอนร้อนเท่ากัน โดยมีแผนภาพ ดังนี้



รูปที่ 3.5 แผนภาพชุดทดลองเครื่องปรับอากาศ

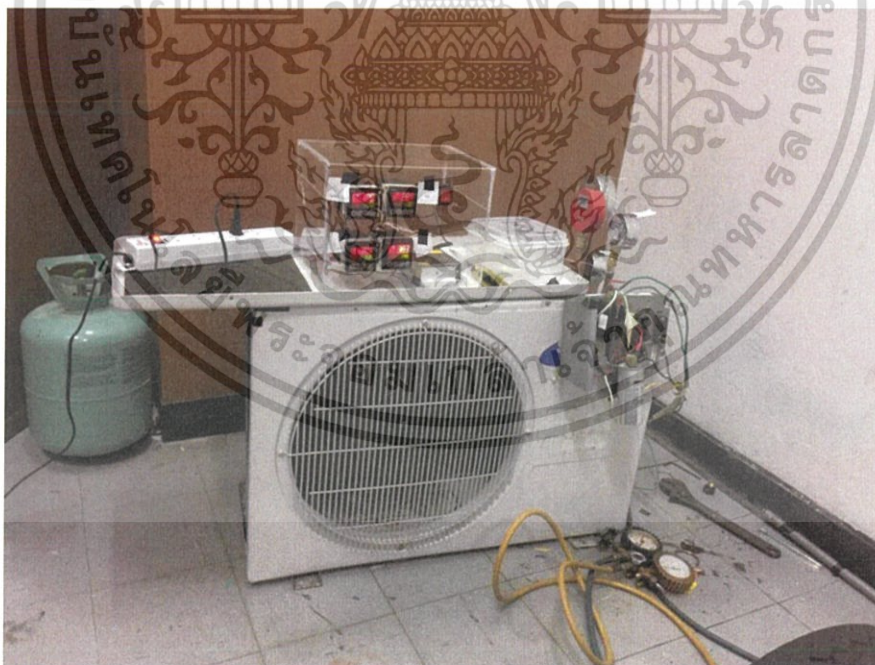
โดยมีวิธีการทดลองดังนี้

3.2.1. เปิดเครื่องทำความเย็นรอจนกระทั่งคอมเพรสเซอร์ทำงานและจับเวลา 45 65 85 นาที หลังคอมเพรสเซอร์ทำงาน โดยทำการทดสอบที่ความเร็วลม 3 ระดับ คือ 1.3, 1.5 และ 2.5 เมตรต่อวินาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



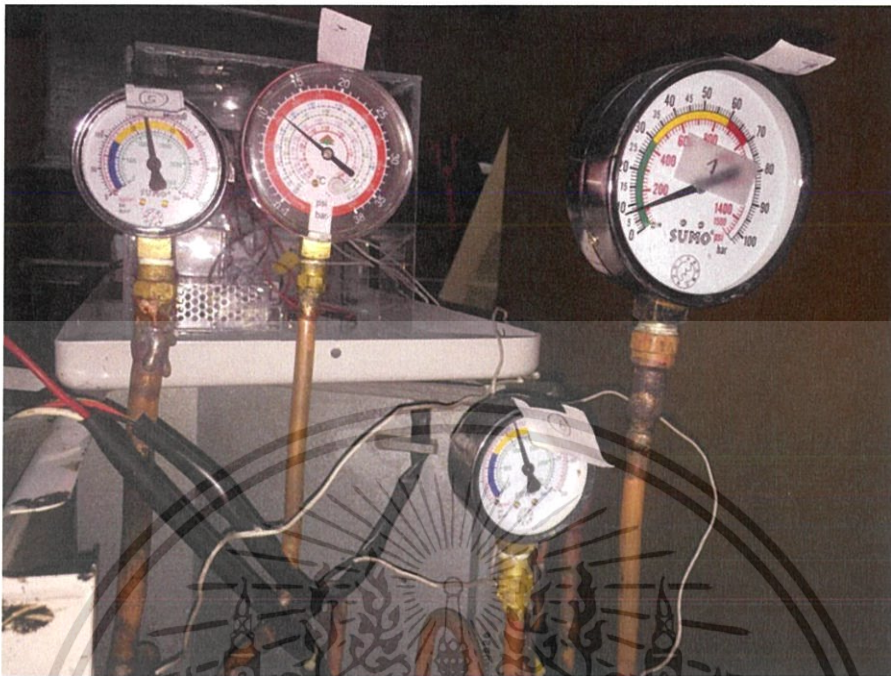
รูปที่ 3.6 ชุดทดลองเครื่องระเหย



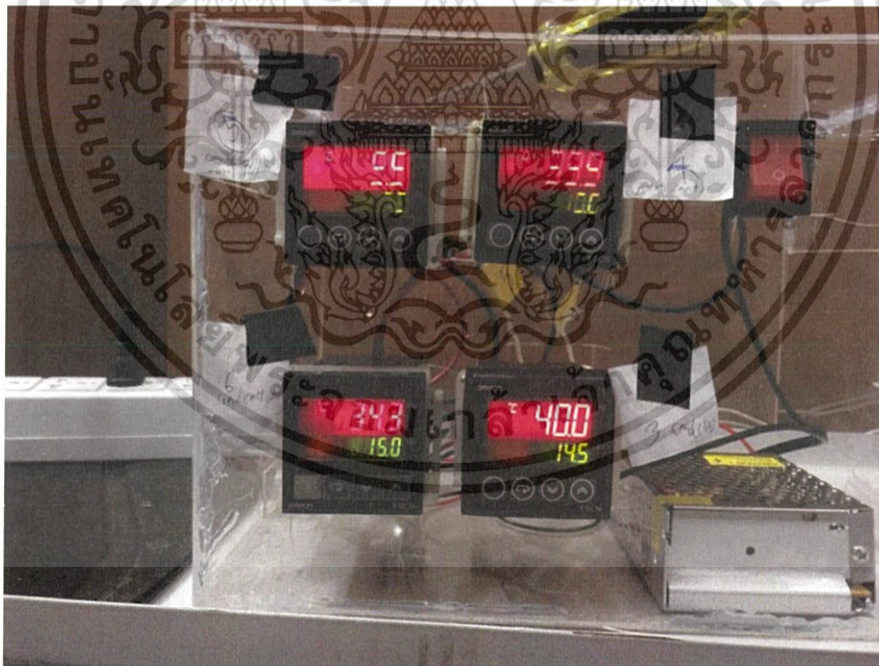
รูปที่ 3.7 ชุดทดลองเครื่องควบแน่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2. วัดอุณหภูมิและความดันที่อุณหภูมิตามจุด 1,2,3,4,5 และ 6



รูปที่ 3.8 อุปกรณ์วัดความดัน

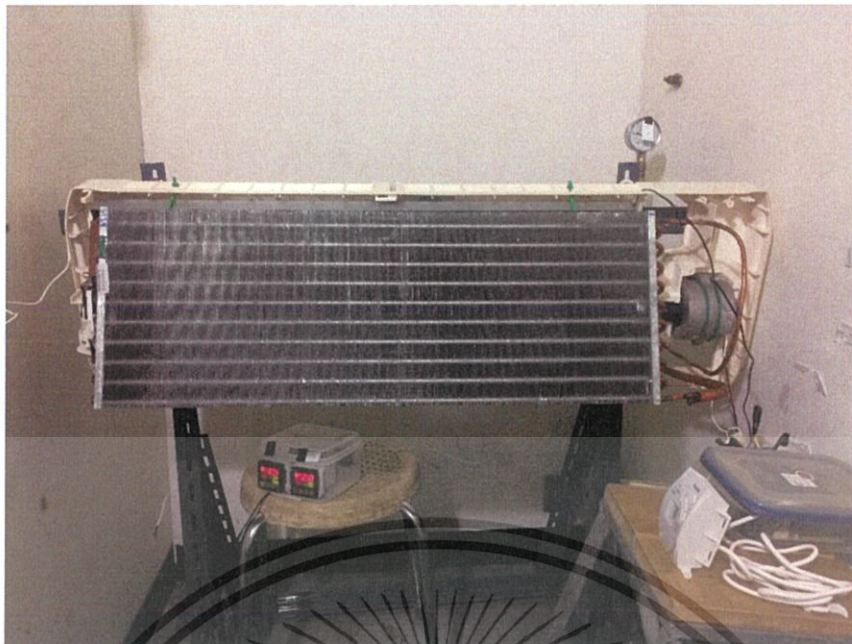


รูปที่ 3.9 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

3.2.3. ปิดเครื่องและทำการ pump down เพื่อเก็บสารทำความเย็นไว้ใช้ในการทดลองถัดไป

3.2.4. ทำการเปลี่ยนชุดทดลองเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.9 ชุดทดลองเครื่องระเหยที่ถูกเปลี่ยน

3.2.5. เปิดวาล์วสารทำความเย็นและเติมสารทำความเย็นหลังจากนั้นทำการเปิดเครื่อง แล้วรอเก็บผล

3.2.6. ทำซ้ำจนครบ 6 ชุดทดลอง ตามข้อ 1-5

3.2.7. นำค่าความดันและอุณหภูมิที่วัดได้มาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)

3.2.8. นำค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ที่ได้มาเขียนกราฟและเปรียบเทียบระหว่างชุดทดลองที่ 1และ2 ชุดทดลองที่ 3และ4 ชุดทดลองที่ 5และ6 ชุดทดลองที่ 1และ3 และชุดทดลองที่ 2และ4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการทดลอง

การทดลองหาค่าค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น แบ่งเป็นการหาค่าเอนทัลปี การหาค่ากำลังที่
ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ การคำนวณความร้อนดูดซับ และการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การทำความ
เย็น

4.1 การทดลองหาค่าเอนทัลปี

เอนทัลปีสามารถคำนวณได้จากตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น r-22 โดยการใช้อยุณหภูมิและความดันที่ดังรูป

ตารางที่ 4.1 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 1

ความเร็วลม (m/s)	เวลา (นาที)	เครื่องระเหย					
		เข้า			ออก		
		P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)
1.3	45	638.3305	25.696	237.5672	313.6839	6.8	413.524
	65	652.12	24.552	238.5672	313.6839	6.3	413.184
	85	652.12	26.944	239.5672	313.6839	6.4	413.252
1.5	45	652.12	26.944	236.639	355.0086	7.1	413.06982758
	65	652.12	26.84	237.0368	355.0086	6.9	412.92982758
	85	652.12	26.944	236.7716	355.0086	6.8	412.85982758
2.5	45	652.12	26.736	237.4346	353.7286	7.8	413.58542758
	65	652.12	26.736	237.0368	353.7286	7.6	413.44542758
	85	652.12	26.632	236.7716	353.7286	7.6	413.44542758

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.2 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 2

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา (นาที)	เครื่องระเหย					
		เข้า			ออก		
		P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)
1.3	45	638.3305	16.92	233.7478	313.6839	4.5	412.8821
	65	638.3305	14.544	237.965	313.6839	3.6	412.3762
	85	638.3305	17.244	234.9412	313.6839	4.8	413.0508
1.5	45	693.4886	16.596	237.965	353.7286	3.94	410.9046
	65	693.4886	18	235.5782	353.7286	3.83	410.8298
	85	707.2781	16.92	237.8324	353.7286	3.94	410.9046
2.5	45	634.1937	14.976	241.0148	333.7063	3.62	409.8171
	65	664.5306	13.572	240.4844	333.7063	3.3	409.5971
	85	634.1937	13.14	240.3518	333.7063	3.41	409.6727

ตารางที่ 4.3 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 3

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา	เครื่องระเหย					
		เข้า			ออก		
		P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)
1.3	45	451.277	11.84	240.318	266.8271	-0.2	409.827
	65	632.3732	10.51	240.578	284.6156	-1.02	408.914
	85	613.7574	10.82	240.578	311.2982	-0.71	408.589
1.5	45	629.6153	12.24	236.873	329.0867	-0.61	408.291
	65	629.6153	11.63	237.003	329.0867	-1.12	407.871
	85	637.1995	11.53	237.003	327.3079	-1.33	407.823
2.5	45	667.5365	12.76	237.666	355.7695	5.1	411.655
	65	697.8734	12.45	236.6	355.7695	4.5	411.245
	85	667.5365	12.35	237.003	355.7695	4.1	410.511

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.4 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 4

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา (นาที)	เครื่องระเหย					
		เข้า			ออก		
		P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)
1.3	45	775.0947	12.86	233.515	426.9214	8.2	412.4656
	65	775.0947	14.6	236.34	426.9214	9.6	413.4736
	85	740.6209	14.9	236.483	419.808	10.1	413.9025
1.5	45	775.0947	17.17	236.886	448.2695	12.6	415.203
	65	775.0947	16.5	236.613	448.2695	12.6	415.203
	85	788.8842	17.28	236.483	462.5003	13	414.9504
2.5	45	844.0422	18.7	236.886	462.5003	14.1	416.002
	65	809.5685	18.59	236.756	490.9618	14.2	415.5584
	85	667.5365	17.83	236.886	490.9618	13.9	415.3386

ตารางที่ 4.5 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 5

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา (นาที)	เครื่องระเหย					
		เข้า			ออก		
		P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)
1.3	45	434.8897	20.29	236.6	355.777	5.9	412.2146
	65	434.8897	20.08	236.34	355.777	6.6	412.7046
	85	434.8897	20.08	236.47	355.777	6.6	412.7046
1.5	45	522.0571	21.33	236.6	384.2391	6.4	411.9952
	65	522.0571	20.91	236.873	384.2391	7.3	412.6252
	85	522.0571	20.08	236.873	384.2391	6.4	411.9952
2.5	45	591.0047	22.16	237.536	426.9324	8	412.3214
	65	553.0835	21.43	237.926	419.8169	7.6	412.0996
	85	553.0835	22.68	238.056	426.9324	7.3	411.8174

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.6 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันและเอนทัลปีของชุดทดลองที่ 6

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา (นาทีก)	เครื่องระเหย					
		เข้า			ออก		
		P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (C)	h (kJ/kg)
1.3	45	435.6026	11	237.029	296.6168	9.1	415.5557
	65	421.2697	11.2	235.95	296.6168	8.8	415.3517
	85	421.2697	11	237.068	296.6168	9	415.4877
1.5	45	477.6667	11.94	236.782	341.5459	9.6	415.0891
	65	470.5364	11.61	237.315	320.1993	9.5	414.8815
	85	470.5364	11.7	237.952	284.6216	8.8	415.5507
2.5	45	513.0939	12.53	238.329	355.777	10.5	415.4346
	65	513.0939	12.65	238.329	355.777	10.7	415.5746
	85	513.0939	12.86	238.849	355.777	10.9	415.7146

4.2 การทดลองหาค่ากำลังที่ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ

ตารางที่ 4.7 ค่ากำลังที่ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา (นาทีก)	กำลังที่ป้อน					
		ชุด ทดลองที่	ชุด ทดลองที่	ชุด ทดลองที่	ชุด ทดลองที่	ชุด ทดลองที่	ชุด ทดลองที่
		1	2	3	4	5	6
1.3	45	1.06	1.03	0.98	0.97	1	1.01
	65	1.06	1.03	0.98	0.97	1	1.01
	85	1.06	1.03	0.98	0.97	1	1.01
1.5	45	1.08	1.06	1	1	1	1.01
	65	1.08	1.06	1	1	1	1.01
	85	1.08	1.06	1	1	1	1.01
2.5	45	1.09	1.03	1.02	1.01	0.99	1
	65	1.09	1.03	1.02	1.01	0.99	1
	85	1.09	1.03	1.02	1.01	0.99	1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การคำนวณค่าความร้อนที่ดูดซับ

ตารางที่ 4.8 ค่าความร้อนที่ดูดซับ

ความเร็ว ลม (m/s)	เวลา (นาที)	ความร้อนดูดซับ					
		ชุด ทดลอง ที่1	ชุด ทดลอง ที่2	ชุด ทดลอง ที่3	ชุด ทดลอง ที่4	ชุด ทดลอง ที่5	ชุด ทดลอง ที่6
1.3	45	3.519	3.583	3.39	3.579	3.512	3.571
	65	3.492	3.488	3.367	3.543	3.527	3.588
	85	3.474	3.562	3.360	3.548	3.525	3.568
1.5	45	3.529	3.459	3.428	3.566	3.508	3.566
	65	3.518	3.505	3.417	3.572	3.515	3.551
	85	3.523	3.465	3.416	3.569	3.502	3.552
2.5	45	3.523	3.376	3.479	3.582	3.496	3.542
	65	3.528	3.382	3.493	3.576	3.483	3.545
	85	3.533	3.386	3.470	3.569	3.475	3.537

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น

ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นสามารถคำนวณจากค่าความร้อนดูดซับที่เครื่องระเหยต่อกำลังที่ป้อนแก่เครื่องปรับอากาศ

ตารางที่ 4.9 ค่าค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น

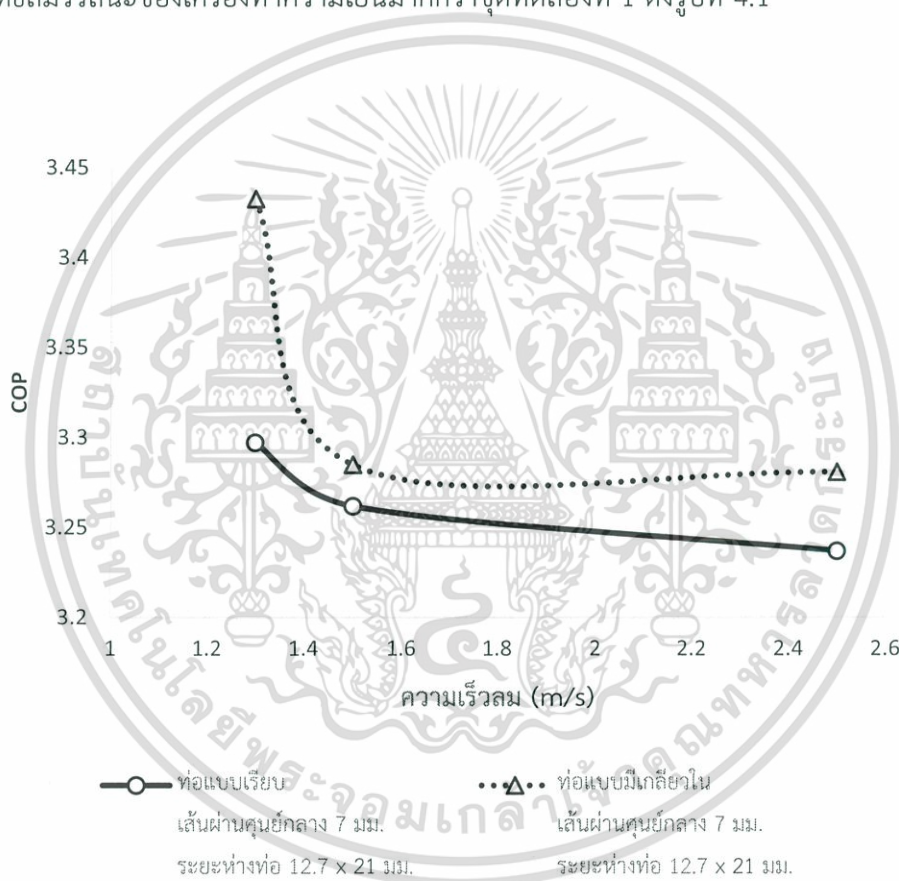
ความเร็วลม (m/s)	เวลา (นาที)	COP ชุด ทดลอง ที่1	COP ชุด ทดลอง ที่2	COP ชุด ทดลอง ที่3	COP ชุด ทดลอง ที่4	COP ชุด ทดลอง ที่5	COP ชุด ทดลอง ที่6
1.3	45	3.319	3.478	3.459	3.689	3.512	3.535
	65	3.294	3.387	3.435	3.652	3.527	3.553
	85	3.277	3.458	3.429	3.658	3.525	3.533
1.5	45	3.267	3.263	3.428	3.566	3.508	3.5308
	65	3.257	3.307	3.417	3.572	3.515	3.516
	85	3.261	3.266	3.416	3.569	3.502	3.517
2.5	45	3.232	3.278	3.412	3.547	3.531	3.542
	65	3.237	3.284	3.424	3.541	3.517	3.545
	85	3.242	3.288	3.402	3.534	3.510	3.537

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)

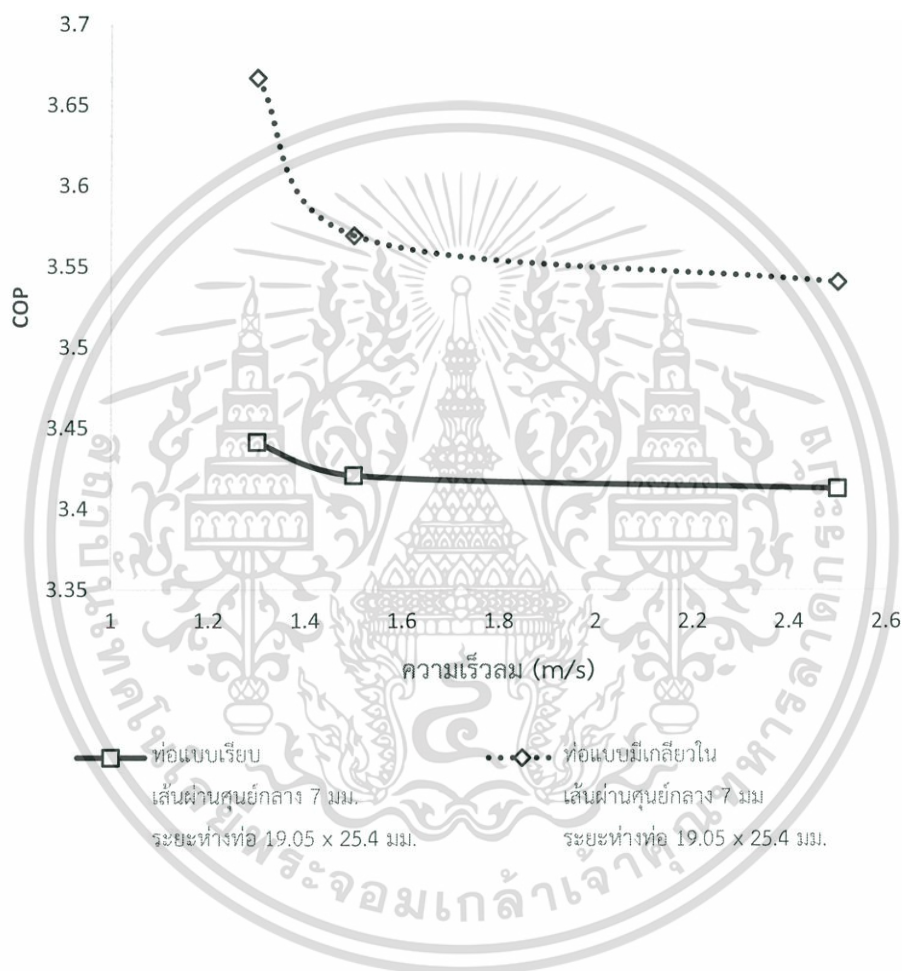
เมื่อคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ทั้ง6ชุดการทดลองแล้ว นำค่าที่ได้จากการทดลองมาเขียนกราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็น โดยแบ่งกรณีการเปรียบเทียบได้ 5 กรณีดังต่อไปนี้

4.4.1 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ระหว่างชุดทดลองที่ 1 มีโครงสร้างเป็นท่อแบบเรียบและชุดทดลองที่ 2 มีโครงสร้างแบบมีเกลียวใน ซึ่งชุดทดลองทั้งสองมีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 7 มม. ระยะห่างระหว่างท่อ มม. จำนวน 20 ท่อ พบว่าชุดทดลองที่ 2 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นมากกว่าชุดทดลองที่ 1 ดังรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP) ระหว่างชุดทดลองที่ 1 และชุดทดลองที่ 2

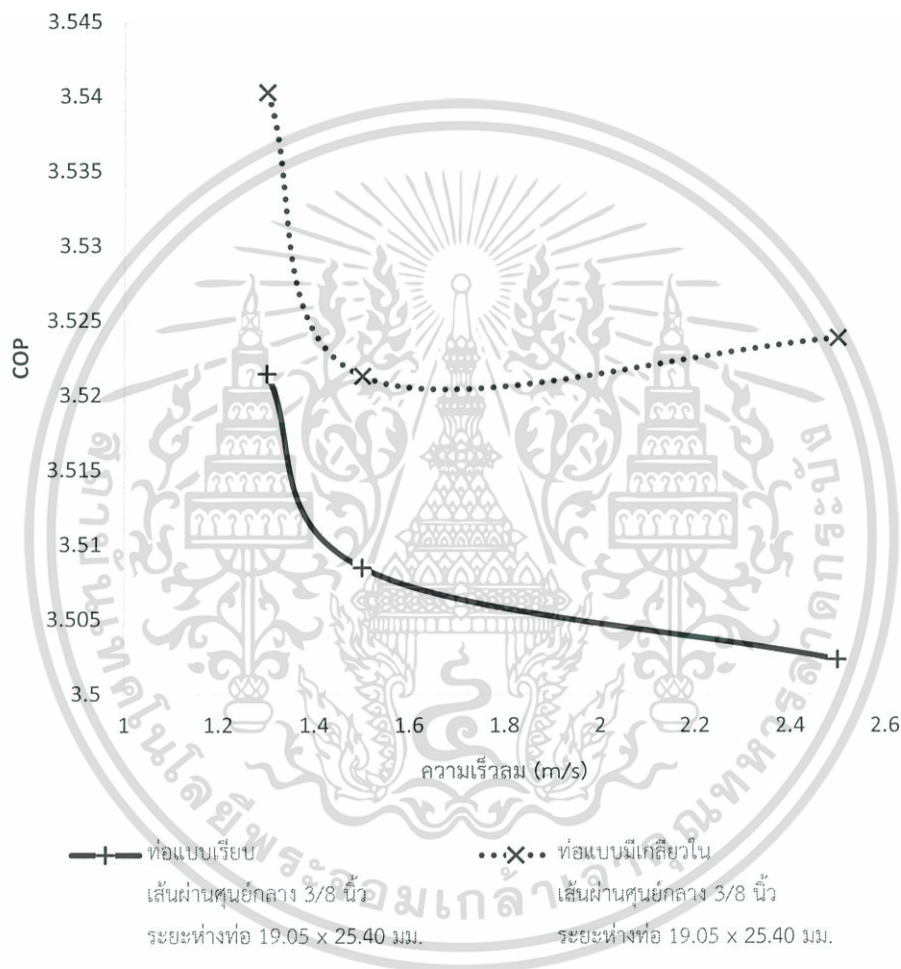
4.4.2 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ระหว่างชุดทดลองที่ 3 มีโครงสร้างเป็นท่อแบบเรียบและชุดทดลองที่ 4 มีโครงสร้างแบบมีเกลียวใน ซึ่งชุดทดลองทั้งสองมีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 7 มม. ระยะห่างระหว่างท่อ มม. จำนวน 20 ท่อ พบว่าชุดทดลองที่ 4 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นมากกว่าชุดทดลองที่ 3 ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP) ระหว่างชุดทดลองที่ 3 และชุดทดลองที่ 4

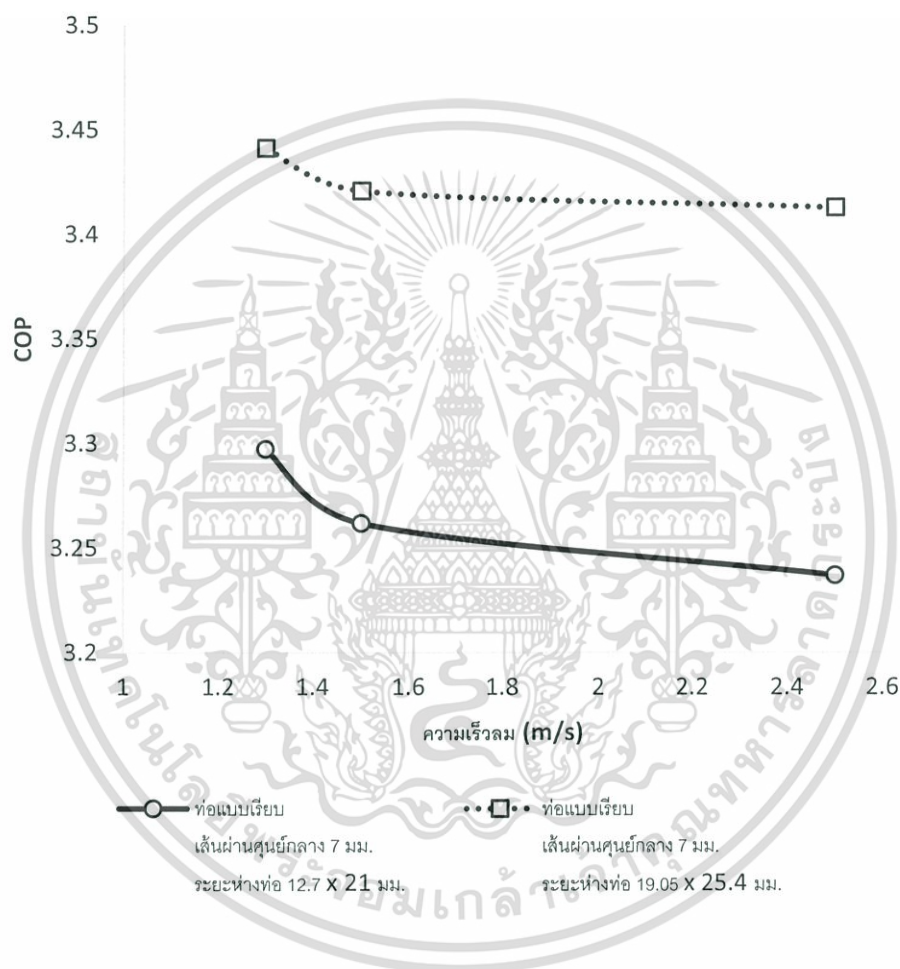
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.3 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ระหว่างชุดทดลองที่ 5 มีโครงสร้างเป็นท่อแบบเรียบและชุดทดลองที่ 6 มีโครงสร้างแบบมีเกลียวใน ซึ่งชุดทดลองทั้งสองมีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 3/8 นิ้ว ระยะห่างระหว่างท่อ มม. จำนวน 16 ท่อ พบว่าชุดทดลองที่ 6 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นมากกว่าชุดทดลองที่ 5 ดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP) ระหว่างชุดทดลองที่ 5 และชุดทดลองที่ 6

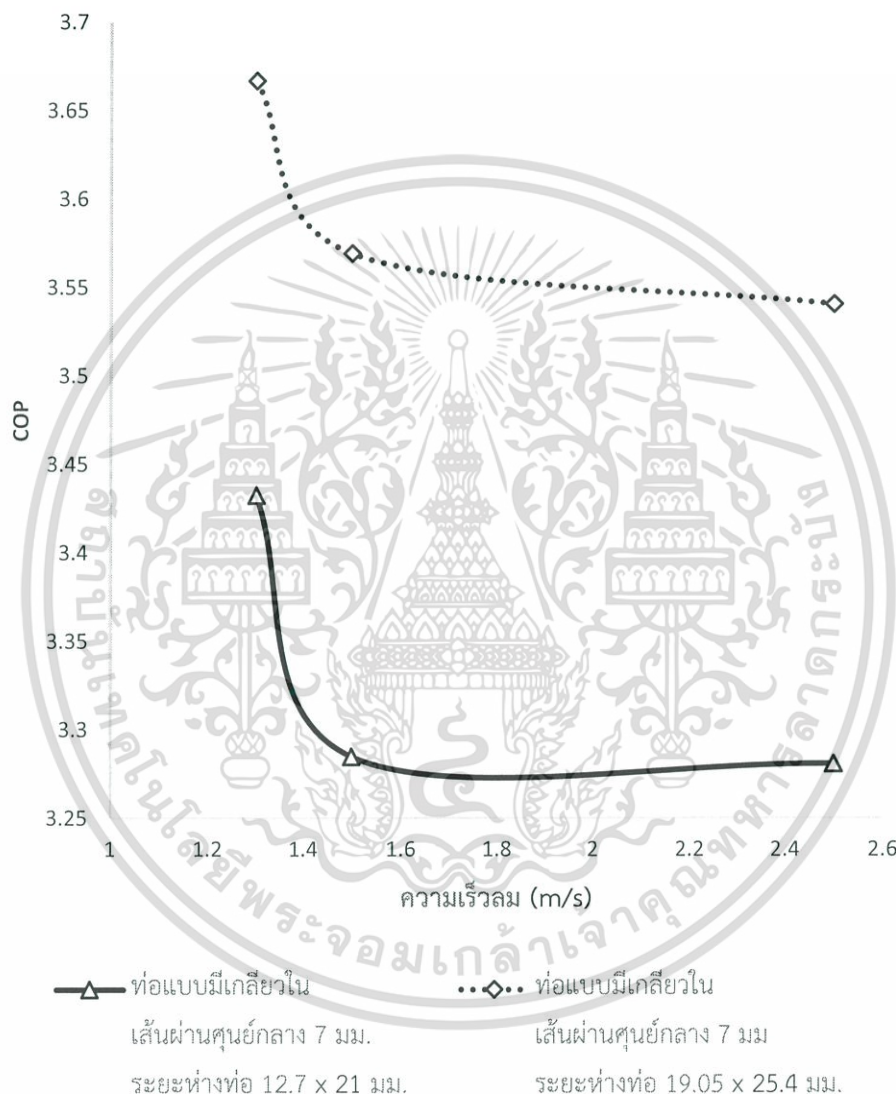
4.4.4 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ระหว่างชุดทดลองที่ 1 มีระยะห่างระหว่างท่อ มม. และชุดทดลองที่ 3 มีระยะห่างระหว่างท่อ มม. ซึ่งชุดทดลองทั้งสองมีโครงสร้างเป็นท่อแบบเรียบ มีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 7 มม. ระยะห่างระหว่างท่อ มม. จำนวน 20 ท่อ พบว่าชุดทดลองที่ 3 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นมากกว่าชุดทดลองที่ 1 ดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP) ระหว่างชุดทดลองที่ 1 และชุดทดลองที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.5 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)ระหว่างชุดทดลองที่ 2 มีระยะห่างระหว่างท่อ มม. และชุดทดลองที่ 4 มีระยะห่างระหว่างท่อ มม. ซึ่งชุดทดลองทั้งสองมีโครงสร้างเป็นท่อแบบมีเกลียวใน มีเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 7 มม. ระยะห่างระหว่างท่อ มม. จำนวน 20 ท่อ พบว่าชุดทดลองที่ 4 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็นมากกว่าชุดทดลองที่ 2 ดังรูปที่ 4.5

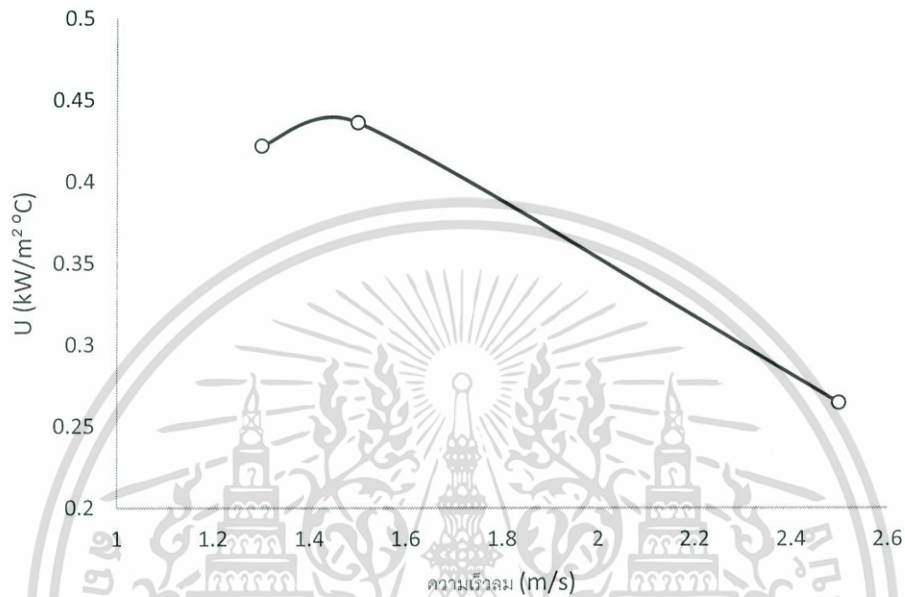


รูปที่ 4.5 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP) ระหว่างชุดทดลองที่ 2 และชุดทดลองที่ 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องระเหยที่ใช้ท่อแบบเรียบ ขนาด 9.525 มม. ระยะห่างระหว่างท่อ 19.05×25.4 มม. จำนวน 16 ท่อ



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องระเหยชุดทดลองที่ 5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

5.1.1 จากผลการทดลองที่ได้จากท่อแบบเรียบและท่อแบบมีเกลียวใน แสดงให้เห็นว่าท่อแบบมีเกลียวในให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)มากกว่าท่อแบบเรียบ เพราะท่อแบบมีเกลียวในมีโครงสร้างที่ช่วยให้สารทำความเย็นไหลวนในท่อได้นานขึ้น และสามารถแลกเปลี่ยนอุณหภูมิได้ดีขึ้น

5.1.2 จากผลการทดลองโครงสร้างที่มีระยะห่างระหว่างท่อเพิ่มขึ้น แสดงให้เห็นว่าท่อที่มีระยะห่างระหว่างท่อมากกว่าให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น(COP)มากกว่าท่อที่มีระยะห่างระหว่างท่อน้อยกว่า เพราะอากาศและสารทำความเย็นมีพื้นที่สัมผัสและเวลาในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ขณะทำการทดลองควรระวังเรื่องการรั่วซึมของสารทำความเย็นระหว่างข้อต่อของท่อทองแดง

5.2.2 เมื่อทำการเปลี่ยนชุดทดลองควรวัดปริมาณสารทำความเย็นให้คงที่ทุกการทดลอง

5.2.3 ขณะทำการทดลองควรควบคุมปริมาณความร้อนในห้องให้คงที่

5.2.4 การวัดความดันของสารทำความเย็นควรใช้อุปกรณ์วัดความดันแบบดิจิตอล เพื่อความละเอียดและถูกต้องในการอ่านค่าความดันนำไปใช้งาน

เอกสารอ้างอิง

- [1] Ju-fang Fan ,Wei-kun Ding , Wen-quan Tao , Wenson Zheng , Frank Gao , Kerry Song. **Development of Small-diameter Tube Heat Exchanger: Fin Design and Performance Research**. School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China. °International Copper Association Ltd. China, Shanghai Office, Room 2814-2824, Central Plaza, 381 Huai Hai Zhong Road, Shanghai 200020, China.
- [2] 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**. Department of Mechanical Engineering, Islamic University of Technology, Board Bazar, Gazipur -1704, Bangladesh. Department of Mechanical and Industrial Engineering, Montana State University, Bozeman, MT 59717, USA
- [3] Jong Min Choi, Yonghan Kim, Mooyeon Lee, Yongchan Kim. **Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube**. Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University, Hsinchu 300, Taiwan. Green Energy and Environment Research Laboratories, Industrial Technology Research Institute, Hsinchu 310, Taiwan
- [4] Richard E. Sonntag, Claus Boragnakke, and Gordon J. Van Wylen. **Fundamentals of Thermodynamics**. sixth edition. United States of America. : John Wiley & Sons, Inc. 2003
- [5] G. F. Hundy , A. R. Trott , and T.C Welch. **Refrigeration and Air-Conditioning**. 4th Edition. Butterworth-Heinemann. 2008
- [6] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. United States of America. : John Wiley & Sons, Inc. 2003
- [7] ประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม ฉบับที่ 4666. พ.ศ.2558. ออกตามความในพระราชบัญญัติมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม พ.ศ.2511 เรื่อง ยกเลิกมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม เครื่องปรับอากาศสำหรับห้องแบบแยกส่วน ระบายความร้อนด้วยอากาศ และกำหนดมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศสำหรับห้อง แบบแยกส่วน. 21 มกราคม พ.ศ.2558

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้