การเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศรถยนต์ด้วยการซับคูลสารทำความเย็นโดยน้ำที่ควบแน่นจากคอยล์เย็น

Performance Enhancement Study of Automotive Air Conditioning System Using Condensated Water from Cooling Coil

ศิริพล ทองอ่อน

พิเชษฐ์ บุญญาลัย

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากงบประมาณเงินรายได้

ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. ๒๕๕๙

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

บทคัดย่อ

ปัจจุบันการคมนาคมมีบทบาทสำคัญต่อการดำรงชีวิตในประจำวันจึงส่งผลให้การจราจรเกิดการติดขัดอย่างมากภายในเมืองใหญ่ ๆ ทำให้เกิดมลภาวะบนท้องถนนและปัญหาจากภาวะโลกร้อนทำให้โลกมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากมนุษย์เป็นสิ่งมีชีวิตที่ชอบความสะดวกสบายในหลาย ๆ ด้าน ซึ่งขัดแย้งกับอุณหภูมิที่สูงขึ้นของโลก ในปัจจุบันมีการใช้งานเครื่องปรับอากาศเป็นที่นิยมจำนวนมาก เพื่อเปลี่ยนให้อุณหภูมิลดลงอยู่ในช่วง 23 ถึง 25 องศาเซลเซียสทำให้มนุษย์รู้สึกสบาย อย่างไรก็ตาม การใช้งานเครื่องปรับอากาศในรถยนต์พบว่าประสิทธิภาพการทำความเย็นภายในห้องโดยสารยังสามารถทำการเพิ่มให้สูงขึ้นได้มากกว่าที่เป็นอยู่ด้วยการระบายความร้อนของสารทำความเย็น

จุดประสงค์ของงานวิจัยนี้เพื่อทดสอบและเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ และระบบปรับอากาศรถยนต์แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้น้ำที่เกิดจากการควบแน่นของอีวาพอเรเตอร์เป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์บริเวณทางออกของคอนเดนเซอร์ ซึ่งทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นต่ำลง โดยความยาวท่อในชุดอุปกรณ์ที่ได้จากการคำนวณ 1.2 เมตรและท่อทองแดงเส้นที่สองเป็นการเพิ่มความยาวจากท่อที่คำนวณเพื่อเปรียบเทียบโดยมีความยาว 1.6 เมตร ในการทดสอบใช้ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ 1,000, 1,500, 2,000 และ2,500 รอบต่อนาทีและใช้ความเร็วลม 20, 35 และ50 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

ผลการวิจัยระบบปรับอากาศรถยนต์แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ลดลงเฉลี่ย 1.6 องศาเซลเซียสที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรและที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรอุณหภูมิลดลงเฉลี่ย 1.8 องศา ทำให้อุณหภูมิที่เข้าอีวาพอเรเตอร์ลดลง จึงทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 6.68% ที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรและ 22.24% ที่ความยาว 1.6 เมตร อีกทั้งยังรวมไปถึงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 6.69%ที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรและ 22.4% ที่ความยาว 1.6 เมตร โดยมีปัจจัยสำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์คือ การทำให้สารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีอุณหภูมิลดลงเพื่อดึงความร้อนออกจากห้องโดยสารผ่านอีวาพอเรเตอร์ได้สูงขึ้น

ABSTRACT

Currently, transport has played an important role in everyday life, resulting in huge traffic jams caused by big city streets and pollution problems, from global warming to global temperatures are rising. Since humans are creatures that prefer comfort in all areas, which contrasts with the higher temperatures of the Earth. Currently the use of air conditioning a lot. To modify the temperature is reduced in the range 23 to 25 degrees Celsius, makes people feel comfortable. However, the use of air conditioning in the car cabin cooling efficiency can be increased to a higher level than it is by cooling the refrigerant.

The aim of this research is to test and compare the performance of car air conditioning systems, usually equipped with a heat exchanger. Using water from the condensation of evaporator as a medium for heat transfer. By installing the equipment at the outlet of the condenser. This causes the temperature of the refrigerant is low. The pipe lengths in the equipment from the calculation of 1.2 meters and copper lines that increases the length of the tubes was calculated to compare with a length of 1.6 meters to test the speed of the compressor 1000, 1500, 2000 and. 2500 rpm and a wind speed of 20, 35 and 50 kilometers per hour.

The results of experiment found that the temperature refrigerant equipment decreased from an average of 1.6 degrees Celsius, the pipe length of 1.2 meters and 1.6 meters of pipe temperature drops 1.8 degrees average temperature attended Eva sufficiently reduced operator. It increases energy efficiency ratio averaged 6.68% of the pipe length 1.2 m, and 22.24% at a length of 1.6 meters as well as to increase the coefficient of performance of the air conditioning system. 6.69% of the pipe length of 1.2 meters and a length of 1.6 meters at 22.4%, with the key factor in optimizing the car's air conditioning system. Making the refrigerant from the condenser, the temperature drops to pull heat out of the cabin through evaporator higher.

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่สนับสนุน ตลอดจนเจ้าหน้าที่ทุก ๆ ท่านที่อำนวยความสะดวกในการประสานงานทั้งหมดจนบรรลุผลสำเร็จอย่างดียิ่ง

ขอขอบพระคุณบิดา มารดา ของคณะผู้วิจัยทุกท่าน ที่สร้างแรงผลักดันอันก่อให้เกิดกำลังใจในการทำงาน และต่อสู้กับอุปสรรคและสิ่งบั่นทอนกำลังใจต่าง ๆ ให้ผ่านพ้นมาได้ด้วยดีตลอดทุกครั้ง

ขอกราบขอบพระคุณท่านอธิการบดีมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ผู้ซึ่งให้โอกาสและสนับสนุนงานวิจัยสำหรับครั้งนี้และทุก ๆ ครั้งที่ผ่านมาอย่างดียิ่งมาโดยตลอด

ขอขอบพระคุณเจ้าของลิขสิทธิ์เอกสาร ตำรา งานวิจัย และเอกสารอ้างอิงต่าง ๆ สำหรับข้อมูลที่ใช้เป็นทฤษฎี การออกแบบ และรูปภาพประกอบ รวมไปถึงการเรียบเรียงวรรณกรรม

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ทุกท่าน ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์และกำลังใจตลอดการระยะเวลาการวิจัยที่ผ่านมา รวมถึงผู้มีพระคุณทุกท่านที่มิได้เอ่ยนามไว้ ณ ที่นี้ ผู้วิจัยจึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงมา ณ โอกาสนี้

คณะผู้วิจัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	**ก**
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	**ข**
กิตติกรรมประกาศ	**ค**
สารบัญ	**ง**
สารบัญ(ต่อ)	**จ**
สารบัญตาราง	**ฉ**
สารบัญรูป	**ช**
สารบัญรูป(ต่อ)	**ซ**
คำอธิบายและสัญลักษณ์ย่อ	**ฌ**
คำอธิบายและสัญลักษณ์ย่อ (ต่อ)	**ญ**

บทที่

1. บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขต	2
1.4 ประโยชน์ที่จะได้รับ	2
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	2

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีของระบบปรับอากาศรถยนต์	3
2.2 ส่วนประกอบของระบบปรับอากาศ	4
2.3 หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์	10
2.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	11
2.5 ทฤษฎีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศรถยนต์	12
2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	16

บทที่ **หน้า**

3. แนวคิดการออกแบบและการคำนวณ
3.1 การดำเนินการสร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยน้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์ 20
3.2 การศึกษาการออกแบบติดตั้งชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 21
3.3 การออกแบบการทดสอบ 21
3.4 การใช้งานเครื่องปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 22
3.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ 25
3.6 ขั้นตอนในการทดสอบ 27
3.7 การทดสอบ 28
3.8 การคำนวณ 30

4. ผลการทดสอบและวิจารณ์ผล
4.1 ผลการทดสอบ 36
4.2 ผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ 43
4.3 ผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ 45
4.4 ผลการทดสอบกำลังงานที่ให้คอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ 46
4.5 ผลการทดสอบสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ 47
4.6 ผลการทดสอบอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ 48

5. สรุปผลและข้อเสนอแนะ
5.1 สรุปผลการทดสอบ 50
5.2 ปัญหาและอุปสรรค์ 51
5.3 ข้อเสนอแนะ 51

บรรณานุกรม 52
ภาคผนวก 54
ภาคผนวก ก. ตารางคุณสมบัติสารทำความเย็น R134-a 55

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-134a	10
2.2 อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน	16
2.3 ค่าประมาณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยในกรณีต่างๆ	19
4.1 ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ	36
4.2 ค่าที่คำนวณได้จากระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ	37
4.3 ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของระบบปรับอากาศรถยนต์ แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตร	38
4.4 ค่าที่คำนวณได้จากระบบปรับอากาศรถยนต์ แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตร	39
4.5 ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของระบบปรับอากาศรถยนต์ แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.6 เมตร	40
4.6 ค่าที่คำนวณได้จากระบบปรับอากาศรถยนต์ แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อยที่ความยาวท่อ 1.6 เมตร	41
4.7 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็นของระบบปรับอากาศรถยนต์ แบบปกติเปรียบเทียบกับแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	42
4.8 อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศรถยนต์ แบบปกติเปรียบเทียบกับแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	43

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 โครงสร้างของระบบปรับอากาศรถยนต์	3
2.2 คอมเพรสเซอร์แบบสวอชเพลต (Swash Plate Compressor)	5
2.3 โครงสร้างของคลัตช์แม่เหล็ก	6
2.4 คอนเดนเซอร์ (Condenser)	6
2.5 รีซีฟเวอร์ดรายเออร์ (Receiver Dryer)	7
2.6 เอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว (Expansion valve)	8
2.7 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator)	9
2.8 สารทำความเย็น R-134a	9
2.9 วงจรการทำงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์	11
2.10 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	12
2.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ความเร็วกับความร้อนในรถ (heat load) และกำลังม้าที่คอมเพรสเซอร์ต้องการ	12
2.12 กราฟ P-h diagram การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ	14
2.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	16
3.1 ขั้นตอนการดำเนินการสร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	20
3.2 ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยน้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์	21
3.3 ตรวจสอบระบบปรับอากาศ	22
3.4 สวิตช์ไฟฟ้า 3 เฟส	23
3.5 สวิตช์ไฟฟ้า 12 V	23
3.6 Inverter ใช้ในการปรับความถี่	24
3.7 สวิตช์พัดลมและเทอร์โมสตัท	24
3.8 สวิตช์ควบคุมพัดลมหน้าเครื่องทดสอบ	24
3.9 เกจวัดความดันสูง	25
3.10 เกจวัดความดันต่ำ	25
3.11 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิอินฟาเรด	26
3.12 อุปกรณ์วัดความเร็วลม	26
3.13 เทอร์โมมิเตอร์แบบแท่งแก้ว	27
3.14 เทอร์โมมิเตอร์แบบดิจิตอล	27

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.15 ห้องทดสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ	28
3.16 ระบบปรับอากาศที่ใช้สำหลับทดสอบ	29
3.17 วัดอุณหภูมิและความชื้นบริเวณต่างๆภายในห้องโดยสาร	29
3.18 วัดอุณหภูมิบริเวณผิวท่อ	29
3.19 วัดอุณหภูมิและความชื้นภายนอก	30
3.20 ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของระบบปรับอากาศรถยนต์ (ก) ที่ความยาว 1.2 เมตร (ข) ที่ความยาว 1.6 เมตร	35
4.1 ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์	44
4.2 ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์	45
4.3 ผลการทดสอบกำลังงานที่มอบให้กับคอมเพรสเซอร์	46
4.4 ผลการทดสอบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	47
4.5 อัตราส่วนประสิทธิภาพในการใช้พลังงาน	48

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่ผิว	m^2
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	$W/m^2 \cdot K$
V	ความเร็วลม	m/s
CFM	ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านอีวาพอเรเตอร์	ft^3/min
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ	-
EER	ประสิทธิภาพการใช้พลังงาน	Btu/hr·W
Pr	ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtel number)	-
Re_D	ตัวเลขเรย์โนลด์ (Renold number)	-
C_P	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของเหลว	kJ/kg·K
$T_{m,i}$	อุณหภูมิทางออกของของไหล	K
$T_{m,o}$	อุณหภูมิทางเข้าของของไหล	K
T_o	อุณหภูมิภายนอก	℃
T_{room}	อุณหภูมิห้องโดยสาร	℃
T_s	อุณหภูมิผิวท่อ	K
d	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	m
k	ค่าสภาพการนำความร้อน	W/m·K
h_{re}	เอนทัลปีของลมไหลกลับ	Btu/lb
h_s	เอนทัลปีลมจ่ายออก	Btu/lb
h_1	เอนทาลปีที่ก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์	kJ/kg
h_2	เอนทาลปีที่ออกจากคอมเพรสเซอร์	kJ/kg
h_3	เอนทาลปีที่ออกจากคอนเดนเซอร์	kJ/kg
h_4	เอนทาลปีที่ออกจากเอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว	kJ/kg
$\bar{h}$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^2 \cdot K$
$\overline{Nu}_D$	ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)	-
$\bar{h}_i$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ	$W/m^2 \cdot K$
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
$\dot{Q}$	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$\dot{Q}_{cond}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์	W
$\dot{Q}_{evap}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอีวาโปเรเตอร์	W
$\dot{Q}_{i}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนในระบบ	W
$\dot{Q}_{o}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนนอกระบบ	W
$\dot{W}_{comp}$	งานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์	kW
ΔT	อุณหภูมิแตกต่าง	K
ΔT_{lm}	ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก	K
μ	ความหนืด	kg/m·s

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและความเป็นมาของงานวิจัย

ปัจจุบันรถยนต์มีจำนวนมากและเพิ่มจำนวนขึ้นอย่างรวดเร็ว จากสถิติของกรมการขนส่งทางบก กระทรวงคมนาคม จำนวนรถที่จดทะเบียนทั้งหมดในประเทศถึงวันที่ 30 มิถุนายน พ.ศ. 2556 มีจำนวนถึง 33,781,957 คัน และรถยนต์ทุกคันต้องใช้น้ำมันเชื้อเพลิงหรือก๊าซเชื้อเพลิงเป็นพลังงานในการขับเคลื่อนทำให้ต้องใช้น้ำมันเชื้อเพลิงหรือก๊าซเชื้อเพลิงในแต่ละปีเป็นจำนวนมาก ซึ่งถ้าคิดในภาพรวมของการใช้พลังงานจากจากสถิติของกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน ในปี 2555 เฉพาะภาคขนส่งต้องใช้พลังงานถึง 26,230 พันตันเทียบเท่าน้ำมันดิบ หรือคิดเป็น 35.8 เปอร์เซ็นต์ของการใช้พลังงานทั้งหมดภายในประเทศ ซึ่งการใช้พลังงานในภาคการขนส่งของประเทศก็คือการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงและก๊าซเชื้อเพลิงในรถยนต์นั่นเอง รถยนต์ที่ใช้ภายในประเทศแบ่งออกเป็นหลายประเภท และรถยนต์ที่ใช้มากประเภทหนึ่งก็คือรถยนต์นั่งส่วนบุคคลไม่เกิน 7 คน (รย.1) ซึ่งในวันที่ 30 มิถุนายน พ.ศ. 2556 มีจำนวนการจดทะเบียนสูงถึง 6,397,382 คัน (กรมการขนส่งทางบกกระทรวงคมนาคม) คิดเป็น 18.94 เปอร์เซ็นต์ของจำนวนรถยนต์ที่จดทะเบียนทั้งหมดและอีกประเภทคือ รถยนต์บรรทุกส่วนบุคคล (รย. 3) มีจำนวนการจดทะเบียนสูงถึง 5,611,507 โดยในปัจจุบันผู้ผลิตรถยนต์จะติดตั้งระบบปรับอากาศมาพร้อมกับรถยนต์อยู่แล้วจึงทำให้รถยนต์ส่วนมากมีระบบปรับอากาศอยู่ภายในแต่พลังงานที่ใช้กับรถยนต์ทั้งหมดต้องถูกใช้ไปกับระบบปรับอากาศโดยประมาณถึง 10 เปอร์เซ็นต์

ระบบปรับอากาศรถยนต์ เป็นอุปกรณ์อำนวยความสะดวกที่ปรับอากาศภายในรถให้เย็นสบาย โดยระบบปรับอากาศรถยนต์จะประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ซึ่งมีหน้าที่ดูดอัดสารทำความเย็นในสถานะก๊าซให้มีแรงดันสูงและอุณหภูมิสูงให้ไหลผ่านคอนเดนเซอร์เพื่อระบายความร้อนให้และเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวหลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลผ่านอุปกรณ์ควบคุมแรงดัน (Expansion valve) เพื่อลดแรงดันและอุณหภูมิและไหลเข้าสู่คอยล์เย็น (Evaporator) เพื่อทำการดูดความร้อนรอบๆท่อทำให้คอยล์เย็นมีอุณหภูมิต่ำแล้วใช้พัดลมเป่าอากาศผ่านคอยล์เย็นจึงทำให้อากาศที่ออกมาสู่ห้องโดยสารมีอุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นที่ดูดความร้อนรอบๆท่อจนเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอและดูดกลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์อีก หมุนเวียนเป็นวัฏจักรตลอดเวลาที่ระบบปรับอากาศทำงาน เมื่ออากาศภายในรถยนต์มีอุณหภูมิเหมาะสมตามความต้องการของผู้ใช้แล้วเทอร์โมสตัทก็จะตัดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ทำให้คอมเพรสเซอร์หยุดทำงาน ในกรณีที่ครื่องปรับอากาศมี

ประสิทธิภาพการทำงานดี การทำงานของคอมเพรสเซอร์จะใช้เวลาน้อยก็จะทำให้ประหยัดเชื้อเพลิง แต่กรณีที่เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพต่ำก็จะทำให้คอมเพรสเซอร์ทำงานนานหรือไม่หยุดการทำงานเลย ทำให้เปลืองเชื้อเพลิงมากขึ้น

เพื่อให้เกิดการประหยัดเชื้อเพลิงในการขับเคลื่อนระบบปรับอากาศรถยนต์นั้นต้องเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ให้สูงขึ้นกว่าที่ใช้งานอยู่ดังนั้นคณะผู้วิจัยจึงมีแนวคิดใช้น้ำที่ควบแน่นจากคอยล์เย็นซึ่งจากการทดสอบเบื้องต้นพบว่ามีอุณหภูมิ 18 – 20 องศาเซลเซียส มาทำการซับคูลสารทำความเย็นที่ออกมาจากคอนเดนเซอร์อุณหภูมิประมาณ 45 องศาเซลเซียส โดยการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำที่ควบแน่นจากคอยล์เย็น เมื่อมีการซับคูลของงาสารทำเย็นมากขึ้นทำให้ความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้นจึงทำให้ประสิทธิภาพในการปรับอากาศเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วยแต่ในทางตรงกันข้ามส่งผลให้พลังงานที่ใช้กับระบบปรับอากาศรถยนต์ลดน้อยลง โดยไม่มีการใช้อุปกรณ์ที่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกเพิ่มเข้าไปในระบบปรับอากาศรถยนต์

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาการเพิ่มประสิทธิ์ภาพระบบปรับอากาศรถยนต์โดยไม่ต้องใช้พลังงานภายนอก

1.2.2 เพื่อศึกษาลดพลังงานที่ใช้กับระบบปรับอากาศรถยนต์

1.2.3 เพื่อออกแบบ สร้าง และทดสอบอุปกรณ์เพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะในระบบปรับอากาศรถยนต์

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.31. อุปกรณ์ในการทดสอบเป็นระบบปรับอากาศรถยนต์ประเภท รย.1

1.3.2 สารทำความเย็นที่ใช้ในระบบปรับอากาศรถยนต์เป็น R-134a

1.3.3 การทดสอบอ้างอิงมาตรฐาน สมอ. ที่ 1155-2536

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ทราบถึงประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ใช้น้ำควบแน่นจากคอยล์เย็นมาทำการซับคูล

1.4.2 สามารถนำผลการศึกษาไปพัฒนาใช้กับระบบปรับอากาศรถยนต์ประเภทอื่นได้

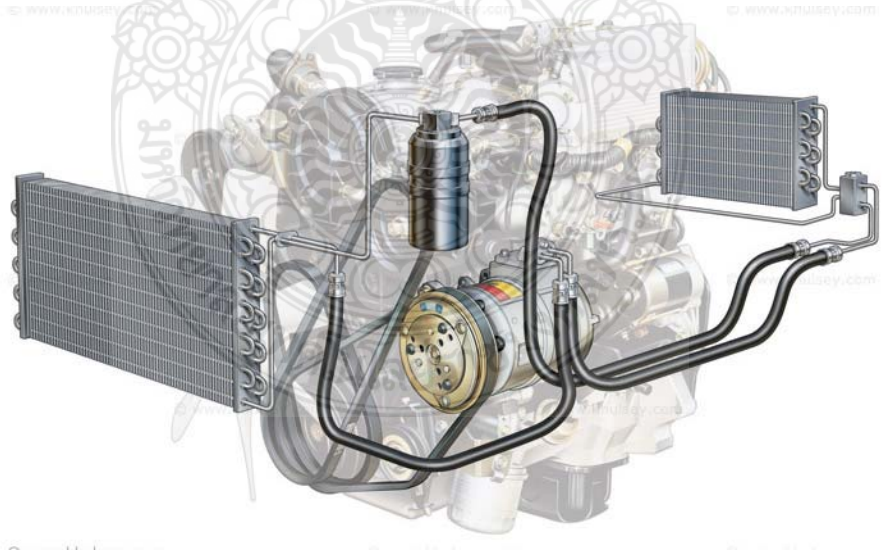
1.4.3 สามารถนำผลการศึกษาไปเป็นแนวทางในการลดใช้พลังงานของประเทศได้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีของระบบปรับอากาศรถยนต์ [9]

ระบบปรับอากาศในรถยนต์หมายถึง เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งอยู่ในรถยนต์ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับปรับอากาศในรถยนต์ เพื่อความสบายทำหน้าที่ปรับอุณหภูมิในห้องโดยสารรถยนต์ให้ต่ำลงจากอุณหภูมิปกติ โดยประเทศไทยเป็นประเทศที่มีอุณหภูมิค่อนข้างสูง จึงทำให้เครื่องปรับอากาศในรถยนต์กลายเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญ และเครื่องปรับอากาศยังเป็นอุปกรณ์สำหรับรักษาอุณหภูมิและความชื้นของอากาศภายในห้องให้อยู่ในสภาพที่เหมาะสม เมื่ออุณหภูมิภายในห้องสูงขึ้นความร้อนจะถูกดึงออกมาเพื่อให้อุณหภูมิลดลง (เรียกว่าการทำความเย็น) และในทางกลับกัน เมื่ออุณหภูมิภายในห้องลดลงความร้อนก็จะถูกจ่ายออกมา เพื่อให้อุณหภูมิสูงขึ้น (เรียกว่า การทำความร้อน) ดังนั้น ความชื้นที่อยู่ในอากาศจะถูกเพิ่มหรือลดลงเพื่อควบคุมระดับความชื้น ของอากาศให้อยู่ในสภาพที่เหมาะสม ดังนั้น เครื่องปรับอากาศจึงเป็นอุปกรณ์ที่จำเป็นประกอบไปด้วยเครื่องทำความเย็น เครื่องทำความร้อน เพื่อเป็นตัวควบคุมความชื้นและอุณหภูมิภายในห้องโดยสาร



รูปที่ 2.1 โครงสร้างของระบบปรับอากาศรถยนต์

2.2 ส่วนประกอบของระบบปรับอากาศรถยนต์ [1]

2.2.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

คอมเพรสเซอร์ หรือ เครื่องอัด คือ อุปกรณ์ที่เพิ่มความดันของสารความเย็นที่อยู่ในสภาวะที่เป็นไอ ซึ่งจะทำหน้าที่ในการดูดและอัดน้ำยาในสถานะที่เป็นแก๊สคือดูดน้ำยาที่เป็นซูเปอร์ฮีตแก๊ส ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำจากอีวาพอเรเตอร์ผ่านเข้ามาทางท่อไปยังทางดูดของ คอมเพรสเซอร์แล้วอัดแก๊สนี้ให้มีความดันสูงขึ้นและมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วย แล้วส่งเข้ายังคอนเดนเซอร์ โดยผ่านเข้ายังท่อดิสชาร์จเพื่อไปกลั่นตัวเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ด้วยการระบายความร้อนออก จากน้ำยานี้อีกทีหนึ่ง

คอมเพรสเซอร์จะติดตั้งอยู่บริเวณเครื่องยนต์ ทำงานโดยได้รับแรงหมุนจากเครื่องยนต์ส่งผ่านมาทางสายพานซึ่งคล้องไว้กับพูลเลย์ของอมเพรสเซอร์ โดยที่พูลเลย์ของ คอมเพรสเซอร์จะมีคลัทช์แม่เหล็กติดตั้งอยู่ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของพูลเลย์ โดยพูลเลย์ของคอมเพรสเซอร์จะอยู่บนแกนกลางของเพลาหมุนของคอมเพรสเซอร์ ในกรณีที่เครื่องยนต์หมุนแรงหมุนของเครื่องยนต์ จะถูกส่งผ่านสายพานมาหมุนพูลเลย์ของคอมเพรสเซอร์ แต่คอมเพรสเซอร์จะยังไม่ทำงาน ขณะที่เราเปิดสวิตช์แอร์ในห้องโดยสารไปที่ตำแหน่ง “ON” กระแสไฟฟ้าจากแบตเตอรี่จะไป ทำให้คลัทช์แม่เหล็กทำงาน โดยดูดยึดติดกับพูลเลย์จึงส่งผลให้แกนเพลาหมุนของคอมเพรสเซอร์ ยึดติดกับพูลเลย์ จากจุดนี้ทำให้คอมเพรสเซอร์เริ่มทำงาน เมื่ออุณหภูมิในห้องโดยสารเริ่มมีอุณหภูมิลดต่ำลง ตามอุณหภูมิที่ตั้งไว้แล้วเซ็นเซอร์ควบคุมอุณหภูมิ (THERMOSTAT) จะทำงาน โดยตัดกระแสไฟฟ้า ที่จะส่งไปยังคลัทช์แม่เหล็ก ทำให้คลัทช์แม่เหล็กกับพูลเลย์แยกออกจากกัน คอมเพรสเซอร์จึงหยุดการทำงาน และอีกกรณีที่คลัทช์แม่เหล็กจะหยุดการทำงานคือ การที่เราปิดสวิทช์ตัวตั้งอุณหภูมิ ภายในห้องโดยสาร สำหรับเครื่องปรับอากาศรถยนต์แล้วคอมเพรสเซอร์ที่ใช้แบ่งได้เป็น 3 แบบ คือ

2.2.1.1 คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)

หน้าที่และการทำงานของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบคือจะดูดและอัดน้ำยาในสถานะที่เป็นแก๊ส โดยดูดน้ำยาในสถานะแก๊สที่มีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำเข้ามาอัดตัวให้เป็นแก๊สที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงขึ้นและส่งไปยังคอนเดนเซอร์ หลักการทำงานของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบคือ ในแต่ละกระบอกสูบจะประกอบด้วยชุดของลิ้นทางดูดและลิ้นทางอัดซึ่งติดอยู่กับวาล์วเพลต ขณะที่ลูกสูบหนึ่งลงในจังหวะดูด อีกลูกหนึ่งจะเคลื่อนที่ขึ้นในจังหวะอัด

2.2.1.3 แบบโรตารี (Rotary Compressor)

คอมเพรสเซอร์แบบโรตารีจะฉุดกำลังเครื่องยนต์น้อยกว่าแบบอื่น ๆ มีขนาดเล็กและมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงกว่า แต่ขีดจำกัดของคอมเพรสเซอร์แบบโรตารีก็คือขนาดเครื่องปรับอากาศ ถ้าจำนวนบีทียูของเครื่องมีขนาดมากกว่า 12,000 บีทียูต่อชั่วโมง ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์แบบนี้จะลดลง ซึ่งด้อยกว่าแบบสวอชเพลตหรือลูกสูบ

2.2.1.3 คอมเพรสเซอร์แบบสวอชเพลต (Swash Plate)

นิยมใช้กันมากในแอร์รถยนต์ เพราะคอมเพรสเซอร์แบบสวอชเพลตมีขนาดที่เล็ก และมีประสิทธิภาพสูงในการทำงาน และยังฉุดแรงเครื่องยนต์น้อยกว่าคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ หากเทียบในกรณีที่ขนาดของการทำความเย็นเท่า ๆ กัน โครงสร้างของคอมเพรสเซอร์แบบสวอชเพลต ประกอบด้วย กระบอกสูบ 5 กระบอก มีสวอชเพลตเป็นแผ่นเพลตเอียง ทำหน้าที่หมุนกวาดให้ลูกสูบทั้ง 5 อันนั้นทำการดูดน้ำยาแอร์ในสถานะแก๊ส การเคลื่อนที่ของลูกสูบเพื่อดูดอัดน้ำยาแอร์ของคอมเพรสเซอร์แบบสวอชเพลตนี้ ไม่จำเป็นต้องมีเพลาข้อเหวี่ยงที่เป็นตัวช่วยในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ

รูปที่ 2.2 คอมเพรสเซอร์แบบสวอชเพลต (Swash Plate Compressor)

2.2.2 คลัตช์แม่เหล็ก [1]

คลัตช์แม่เหล็กเป็นตัวทำหน้าที่ช่วยให้คอมเพรสเซอร์เดินหรือหยุดการทำงาน ในการหยุดการทำงาน ในการหยุดการทำงานของคอมเพรสเซอร์นั้น อาจจะเป็นเพราะเมื่ออุณหภูมิทางอีวาพอเรเตอร์ลดต่ำถึงเกณฑ์ที่ตั้งไว้ หรือในกรณีเมื่อไม่ต้องการใช้เครื่องปรับอากาศรถยนต์ หลักการทำงานของคลัตช์แม่เหล็กคือ เมื่อเครื่องยนต์ทำงานพูเลย์จะหมุนเนื่องจากพูเลย์ถูกต่อเข้ากับเพลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์โดยสายพานขับแต่คอมเพรสเซอร์จะยังไม่ทำงานจนกว่าคลัตช์จะจับ เมื่อเปิดสวิตช์เครื่องปรับอากาศ แอมพลิไฟเออร์จะจ่ายกระแสไฟไปยังขวดลวดสเตเตอร์ ดังนั้นแม่เหล็กจะยึดแผ่นแรงดันและดึงแผ่นต่อกับหน้าคอนแท็กต์ความฝืดที่พูเลย์ ความฝืดระหว่างหน้าคอนแท็กต์และแผ่นแรงดันจะทำให้ส่วนประกอบของคลัตช์หมุนไปเป็นชุดเดียวกัน และขับคอมเพรสเซอร์ให้หมุนชุดคลัตช์แม่เหล็กมีส่วนประกอบอยู่ 3 ส่วนคือ แผ่นคลัตช์ (Clutch dise) พูเลย์ (Pulley) และชุดขดลวด (Clutch coil)

รูปที่ 2.3 โครงสร้างของคลัตช์แม่เหล็ก

2.2.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser) [1]

คอนเดนเซอร์หรืออุปกรณ์ควบแน่น เป็นอุปกรณ์หลักที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งของระบบเครื่องทำความเย็น จะมีลักษณะเป็นแผงรับอากาศขนาดพอ ๆ กับหม้อน้ำรถยนต์ มีทางเข้าและทางออก ของน้ำยาแอร์ ซึ่งถูก ออกแบบมาให้มีท่อน้ำยาแอร์ขดไปขดมาบนแผง โดยผ่านครีบระบายความร้อน ซึ่งมีลักษณะคล้ายครีบระบายความร้อนของหม้อน้ำ คอยล์ร้อนจะถูกติดตั้งอยู่บริเวณด้านหน้ารถยนต์ คู่กับหม้อน้ำและอาจจะมีพัดลมไฟฟ้าช่วยระบายความร้อน ท่อทางเข้าของคอยล์ร้อนจะต่อท่อร่วมกับรูทางออกของคอมเพรสเซอร์ ส่วนท่อทางออกของคอยล์ร้อนจะต่อเข้ากับถังพักน้ำยา-กรองและตัวดูดความชื้น โดยความร้อนถ่ายเทออกจากสารทำความเย็นซึ่งสถานะเป็นไอในขณะที่คอมเพรสเซอร์อัดสารทำความเย็นที่มีความดันและอุณหภูมิสูงส่งมายังคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นเกิดการถ่ายเทความร้อนจึงทำให้เปลี่ยนสถานะจากไอเป็นสารทำความเย็นเหลว ขนาดของคอนเดนเซอร์มักถูกจำกัดโดยเนื้อที่สำหลับการติดตั้ง ขดท่อทางเดินสารความเย็นอาจเป็นชั้นเดียวหรือสองชั้น บางครั้งอาจถึงสามชั้น ซึ่งการเพิ่มจำนวนชั้นเป็นการเพิ่มปริมาตรภายในท่อทางเดินสารความเย็นของคอนเดนเซอร์ ช่วยในการระบายความร้อนกระทำได้ดียิ่งขึ้น

รูปที่ 2.4 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

2.2.4 รีซีฟเวอร์ดรายเออร์ (Receiver Dryer) [1]

ทำหน้าที่เก็บสารทำความเย็นไว้ชั่วคราว หลังจากถูกทำให้เป็นของเหลว โดยคอนเดนเซอร์โดยจะจ่ายให้กับระบบ ขึ้นอยู่กับภาระการทำความเย็น และ การทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรก ความชื้นที่เข้าไปในระบบ เพื่อมิให้เกิดการเสียหายแก่ระบบทำความเย็น ตัวกรอง และตัวดูดความชื้นยึดเป็นชิ้นเดียวกันในกระบอกเรียกว่า รีซีฟเวอร์ดรายเออร์ และไซด์กลาสที่ติดอยู่ส่วนบนใช้สำหรับตรวจดูสภาพการไหลของสารทำความเย็น ถ้าสารทำความเย็นมีความชื้นปนอยู่ มักจะเกิดการกัดกร่อนชิ้นส่วนต่าง ๆ ในระบบ และจะกลายเป็นน้ำแข็งที่อยู่ในในตู้คอล์ยเย็น (อีวาพอเรเตอร์) ทำให้สารทำความเย็นเดินไม่สะดวก เพื่อป้องกันมิให้เหตุการณ์ เช่นนี้เกิดขึ้นจะต้องมีตัวดูดความชื้น และปลั๊กแบบละลายติดอยู่ส่วนบน ทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์สำหรับความปลอดภัย

รูปที่ 2.5 รีซีฟเวอร์ดรายเออร์ (Receiver Dryer)

2.2.5 เอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว (Expansion valve) [1]

ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นก่อนเข้าอิวาโปเรเตอร์ ซึ่งมีหลักการในการทำงานง่ายๆคือการลดพื้นที่หน้าตัดลง เหมือนกับการนำสายยางไปต่อกับก็อกน้ำแล้วเปิดน้ำให้แรงจากนั้นใช้มือปิดที่ปลายสายยางจะเกิดเป็นฝอยละอองซึ่งก็ใช้หลักการคล้ายกัน เพียงแต่ว่าเอ็กซ์แพนชั่นวาล์วจะควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นตามความต้องการของระบบปรับอากาศ ซึ่งผลที่ตามมาก็คือความดันจะลดลง และสถานะจะเปลี่ยนจากแก๊สอุณหภูมิสูงความดันสูงให้เป็นฝอยละออง และความดันลดลงจนสามารถเปลี่ยนเป็นสถานะได้ แต่ที่บริเวณทางออกของเอ็กซ์แพนชั่นวาล์วยังไม่เป็นสถานะไอ

รูปที่ 2.6 เอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว (Expansion valve)

2.2.6 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) [1]

อีวาพอเรเตอร์ หรือ คอยล์เย็นมีลักษณะเป็นแผงและมีท่อโลหะขดไปขดมาเรียงตัวอยู่ในแผง และมีครีบระบายความ เย็นเรียงตัวกันคล้ายกับคอยล์ร้อน แต่ขนาดอาจจะแตกต่างกัน โดยที่ด้านหลังจะมีพัดลม (BLOWER) ซึ่งทำหน้าที่คอยดูดอากาศภายในห้องโดยสารให้ผ่านตัวคอยล์เย็น ซึ่งอากาศที่ผ่านคอยล์เย็นจะวิ่งไปตาม ท่อทางของ ท่อแอร์ ไปออกที่บริเวณช่องแอร์ที่อยู่บนคอนโซล รถยนต์ และที่คอยล์เย็นจะมีเทอร์โมสตัทติดตั้งอยู่ เพื่อคอยตรวจสอบและควบคุมอุณหภูมิโดยผ่านทางสวิทช์ปรับระดับความเย็น ซึ่งถูกติดตั้งอยู่บนแผงคอนโซลแอร์(สามารถเลือกอุณหภูมิหรือความเย็นได้หลาย ระดับ) รวมถึงพัดลมดูดอากาศที่อยู่หลังคอยล์เย็นก็สามารถปรับขนาดของความเร็วในการหมุนได้อีกด้วยโดยผ่านทางสวิทช์ ควบคุมความแรงของพัดลมซึ่งติด ตั้งอยู่บนแผงคอนโซลแอร์ เช่นกัน อุปกรณ์ต่างๆ ที่ติดตั้งอยู่บริเวณใกล้ๆ กับคอยล์เย็น จะอยู่ในกล่องที่เรามักเรียกว่า “ ตู้แอร์ ” จะเป็นตู้สำเร็จรูป ถูกติดตั้งโดยยึดติดกับโครงรถบริเวณใต้คอนโซลหน้าปัทม์ พร้อมทั้งยังมีท่อน้ำทิ้ง ซึ่งต่อออกจากตู้แอร์ออกไปนอกตัวรถ เพราะบางสถานการณ์ความเย็นที่บริเวณคอยล์เย็น รวมตัว เกาะกันเป็นน้ำแข็งแล้วหยดเป็นน้ำไหลไปตามท่อน้ำทิ้งของตู้แอร์

การแบ่งชนิดของอีวาพอเรเตอร์แบ่งแตกต่างกันหลายอย่างเช่น แบ่งตามลักษณะโครงสร้าง ตามลักษณะการทำงาน วิธีการหมุนเวียนของอากาศหรือน้ำผ่านอีวาพอเรเตอร์ ชนิดของอุปกรณ์ควบคุมการไหลของสารทำความเย็น และชนิดของเครื่องทำความเย็นที่ใช้งาน แต่โดยทั่วไปแล้วอีวาพอเรเตอร์จะแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ อีวาพอเรเตอร์แบบแห้ง (Dry-expansion Evaporator) และอีกประเภทหนึ่งคืออีวาพอเรเตอร์แบบเปียก (Flooded Evaporator) แต่สำหรับเครื่องปรับอากาศรถยนต์แล้วจะใช้อีวาพอเรเตอร์แบบแห้ง

การจำแนกอีวาพอเรเตอร์ตามวิธีการระบายความร้อนสามารถแบ่งออกได้ 3 แบบ คือ

- อีวาโปเรเตอร์แบบขดท่อและครีบ
- อีวาโปเรเตอร์แบบครีบขดไปมา
- อีวาโปเรเตอร์แบบรูปถ้วย

รูปที่ 2.7 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator)

2.2.7 สารทำความเย็น [3]

เป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน โดยดูดรับความร้อนที่อุณหภูมิต่ำความดันต่ำในอีวาโปเรเตอร์และถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิสูง ความดันสูงที่คอนเดนเซอร์สารทำความเย็นที่ใช้ในรถยนต์ได้แก่ R-12 ต่อมามีการรณรงค์เรื่องการต่อต้านการใช้สาร CFC เพราะจะไปทำลายชั้นโอโซนของโลก ซึ่งจะเป็นอันตรายต่อโลกในระยะยาว ดังนั้นต่อมาผู้ผลิตสารทำความเย็นส่วนใหญ่จึงหันมาใช้สารทำความเย็น R-134a โดยจะใช้กับรถยนต์รุ่นใหม่ๆที่ถูกผลิตออกมาเพราะจะไม่เป็นอันตรายต่อชั้นโอโซนของโลก คุณสมบัติพิเศษคือ ไม่กัดกร่อน ไม่ติดไฟ และไม่เป็นพิษ มีจุดเดือดเท่ากับ -15 °F ที่ความดันบรรยากาศ โดยทั่วไปจะใช้ในระบบทำความเย็นที่มีอุณหภูมิปานกลาง หรือระบบปรับอากาศ เช่น ระบบปรับอากาศในอาคาร, ระบบปรับอากาศในรถยนต์ หรือตู้เย็น มีความบริสุทธิ์สูงสุด มีความชื้นต่ำสุด มีความสามารถในการนำความร้อน และทำความเย็นเป็นเยี่ยม และมีแรงดันไอด้านอัดออกที่ต่ำกว่า

รูปที่ 2.8 สารทำความเย็น R-134a

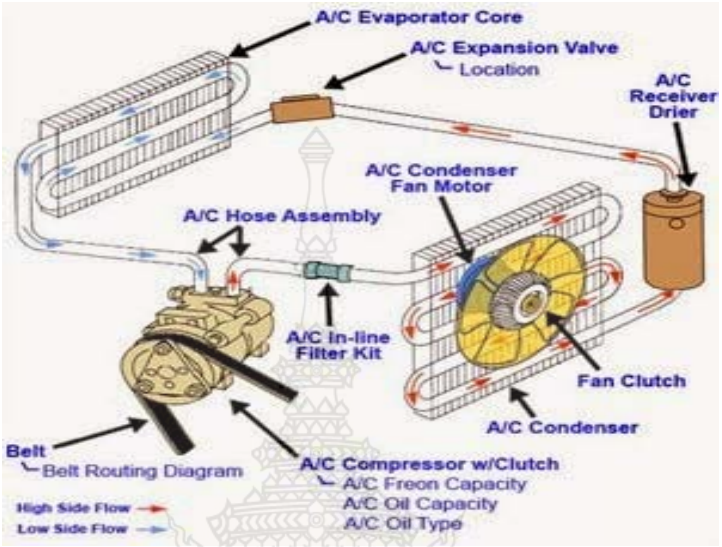
ตารางที่ 2.1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a [1]

คุณลักษณะ	R 134 a
1.สูตรโมเลกุล	CH_2FCF_3
2.น้ำหนักโมเลกุล	102.03
3.จุดเดือด	-26.18 ^{O}C
4.อุณหภูมิวิกฤต	101.15 ^{O}C
5.ความดันวิกฤต	4.056 MPa
6.ความหนาแน่นวิกฤต	511 kg / m^3
7.ความหนาแน่นของเหลว	1206.0 kg / m^3
8.ปริมาตรจำเพาะของไออิ่มตัว	0.031009 kg / m^3
9.ความร้อนจำเพาะของเหลวอิ่มตัว	1.428 kJ / kg·K
10.ความร้อนจำเพาะไออิ่มตัว	0.851 kJ / kg·K
11.ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	216.50 kJ / kg
12.ค่าการนำความร้อนของเหลวอิ่มตัว	0.0815 W/m·K
13.ค่าความสามารถในการทำลายโอโซน	0

2.3 หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์ [1]

เมื่อคอมเพรสเซอร์ทำงานจะเริ่มทำการดูดน้ำยาแอร์ ที่มีสภาพเป็นก๊าซความดันต่ำ และอุณหภูมิ ต่ำเข้ามาอัดความดันและทำให้อุณหภูมิสูงขึ้น จากนั้นก๊าซที่มีอุณหภูมิสูงและความดันสูงจะถูกส่งไป ตามท่อทางออกของคอมเพรสเซอร์เข้าสู่แผงคอยล์ร้อน ซึ่งจะทำหน้าที่ระบายความร้อนของก๊าซเหล่านออกไปตามครีบระบายความร้อนจนกระทั่งก๊าซเหล่านี้จะกลายเป็นของเหลวที่มีความดันสูง ไหลออกจากคอยล์ร้อนผ่านท่อทางออกไปเข้าสู่ถังพักน้ำยาแอร์ เพื่อกรองสิ่งแปลกปลอมและดูดความชื้นไปด้วยในขณะนี้น้ำยาแอร์มีสภาพเป็นของเหลวและความดันสูงไหออกจากถังพักน้ำยาแอร์ไปตามท่อเข้าสู่วาล์วปรับความดัน วาล์วปรับความดันจะลดความดันของน้ำยาแอร์ลงมาทำให้อุณหภูมิของน้ำยาแอร์ลดต่ำลงอย่าง มากเพื่อป้อนเข้าสู่คอยล์เย็น ของเหลวความดันต่ำอุณหภูมิต่ำจะไหลเข้าสู่คอยล์เย็นและจะทำการดูด ซับความร้อนที่บริเวณรอบๆ ตัว ซึ่งพัดลม (BLOWER) ก็จะทำหน้าที่ดูดอากาศในห้องโดยสารผ่านแผงคอยล์เย็น (อีวาพอเรเตอร์) ผ่านท่อทางจนไปออกที่ช่องแอร์บนแผงคอนโซลหน้า อากาศร้อนในห้องโดยสารจะถูกดูด ซับออกไปด้วยวิธีนี้ ส่วนน้ำยาแอร์ก็จะทำการดูดซับความร้อนวนเวียนตามท่อทางเดินที่ขดไปมาบนแผงคอยล์เย็นจนแปรสภาพกลายเป็นก๊าซและไหลออกจากคอยล์เย็นไปตามท่อเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ซึ่งก๊าซจะมีความดันต่ำอุณหภูมิต่ำเข้าสู่

คอมเพรสเซอร์อีกครั้งเพื่อเริ่มต้นกระบวนการอัดน้ำยาแอร์ใหม่อีกรอบเหตุการณ์แบบนี้จะเกิดวนเวียนไปเรื่อยๆ จนกว่าคอมเพรสเซอร์จะหยุดการทำงาน

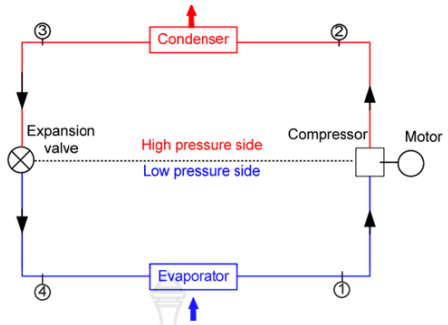


รูปที่ 2.9 วงจรการทำงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์ [9]

2.4 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [10]

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอมีการทำงานเบื้องต้น ซึ่งประกอบด้วย 4 กระบวนการหลักคือ กระบวนการอัด (Compress Process) โดยคอมเพรสเซอร์, กระบวนการควบแน่น (Condensing Process) โดยคอนเดนเซอร์, กระบวนการขยายตัว (Expansion Process) โดยเอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว หรืออุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล และกระบวนการของเหลวกลายเป็นไอ (Vaporizing Process) โดยอีวาพอเรเตอร์

เมื่อคอมเพรสเซอร์ทำงาน จะดูดไอน้ำยามาทางท่อทางดูดจากคอยล์เย็น และอัดไอน้ำยาออกทางท่อส่งผ่านหม้อดักน้ำมัน (Oil Separator) เข้าสู่คอนเดนเซอร์ หม้อดักน้ำมัน จะแยกน้ำมันออกจากไอน้ำยา แล้วส่งน้ำมันกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ เพื่อใช้หล่อลื่นในคอมเพรสเซอร์ ส่วนของน้ำมันที่ดักไว้ไม่หมดจะไปกับน้ำยา และค้างตามท่อ น้ำยาจะเป็นตัวพาน้ำมันส่วนนี้ไหลกลับคืนเข้าคอมเพรสเซอร์ต่อไปไอน้ำยาร้อนจะถูกอัดเข้าคอนเดนเซอร์ และถูกระบายความร้อนด้วยอากาศ ออกจนกลายเป็นน้ำยาเหลว และไหลผ่านไส้กรองเพื่อดูดความชื้นและกรองสิ่งสกปรกออกจากน้ำยาและน้ำมันเครื่อง น้ำยาจะถูกดันไปที่เอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว (Expansion Valve) ซึ่งจะมีรูเล็กๆ ที่ปรับขนาดได้ คอยปล่อยให้น้ำยาผ่านเข้าไประเหยในคอยล์เย็น (Evaporator) ในปริมาณที่พอเหมาะที่จะระเหยได้หมดพอดี ก่อนที่จะถูกดูดผ่าน Accumulator แล้วดูดเข้าคอมเพรสเซอร์แล้วอัดออกต่อไป



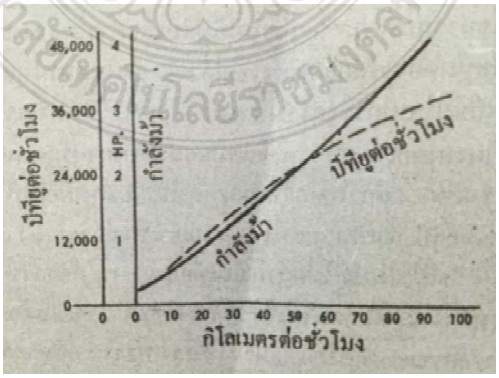
รูปที่ 2.10 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

2.5 ทฤษฎีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศรถยนต์ [3]

ในการศึกษาทฤษฎีการเพิ่มประสิทธิภาพระบบปรับอากาศรถยนต์ ซึ่งจะต้องศึกษาเกี่ยวกับความ สัมพันธ์ระหว่างความเร็วรถยนต์และประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศรถยนต์ และการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเอ็กซ์แพนชั่นวาล์วและอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นของสารทาความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์

2.5.1 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรถยนต์และประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศรถยนต์

จุดประสงค์ใหญ่ของแอร์รถยนต์ก็คือ ให้ความเย็นภายในรถเพียงพอโดยทั่วถึงกัน อุณหภูมิที่สบายแก่ทุก ๆ คน จะประมาณ 70 ถึง 75 องศาฟาเรนไฮต์ และความชื้นสัมพัทธ์ประมาณ 50% นั้นก็คืออุณหภูมิภายในรถควรจะต่ำกว่าภายนอกรถประมาณ 15 ถึง 20 องศาฟาเรนไฮต์ เนื่องจากว่ากำลังที่ให้แก่คอมเพรสเซอร์นั้น ได้มาจากเครื่องยนต์โดยใช้สายพานตัววีเป็นตัวส่งผ่านกำลัง ดังนั้นรอบของคอมเพรสเซอร์จึงขึ้นกับรอบเครื่องยนต์ ซึ่งแน่นอนย่อมขึ้นกับความเร็วรถยนต์ด้วย ขนาดของแอร์ติดรถยนต์จึงเปลี่ยนได้ ซึ่งมักจะมีขนาดอยู่ระหว่าง 1 ถึง 4 ตัน (แอร์ประสิทธิภาพ 1 ตัน หมายถึงแอร์เครื่องนั้นสามารถดูดความร้อนได้ 12000 บีทียูต่อชั่วโมง) ดังรูปที่ 2.11



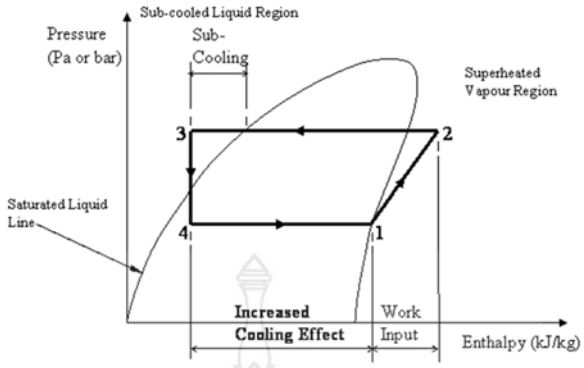
รูปที่ 2.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ความเร็วรถกับความร้อนในรถ (heat load) และกำลังม้าที่คอมเพรสเซอร์ต้องการ

จากรูปที่ 2.11 เราจะสรุปได้ว่าการเปลี่ยนแปลงของกำลังที่ให้แก่คอมเพรสเซอร์นั้นจะเปลี่ยนแปลงไปเช่นเดียวกับการเปลี่ยนแปลงของความร้อนที่เข้าภายในรถ และในขณะที่รถวิ่งช้าหรือหยุดอยู่กับที่กำลังที่ให้แก่คอมเพรสเซอร์จะน้อยกว่าความร้อนที่เข้ามาภายในรถ (heat load) แต่เมื่อรถวิ่งเร็วขึ้นกำลังที่ให้หรือประสิทธิภาพก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

ขนาดของแอร์ที่จะใช้จะต้องพอดีกับความร้อนที่เข้ามาภายในรถ และต้องไม่ทำให้กินกำลังเครื่องมากไปด้วย ดังนั้นในการเลือกขนาดของแอร์ว่าจะเอากี่ตันนั้น เราจึงต้องคำนึงถึง 2 ข้อนี้ ถ้าขนาดของแอร์ใหญ่ไป ความเย็นที่ให้ออกมาก็จะมาก แต่ทำนองเดียวกันก็กินกำลังจากเครื่องยนต์มากด้วย ถ้าขนาดเล็กไปความเย็นที่ให้ออกมาก็จะน้อยเช่นกัน แอร์ที่มีช่วงความเย็นสูง ก็จะกินกำลังรถมากตามไปด้วยโดยทั่วไปแล้วกำลังม้าฉุดจากเครื่องจะประมาณ 2 กำลังม้า ดังนั้นความเร็วของรถยนต์ก็จะถูกลดลงได้ แต่จะมีผลไม่มากนักกับรถที่มีเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ ขณะที่เครื่องยนต์เดินเบาและต้องการใช้เครื่องปรับอากาศ การทำงานคอมเพรสเซอร์จะหมุนด้วยความเร็วประมาณ 800-1,000 รอบต่อนาที ถ้าหากรถยนต์วิ่งด้วยความเร็ว 100 กิโลเมตรต่อชั่วโมง คอมเพรสเซอร์จะหมุนด้วยความเร็วถึง 3,000 รอบต่อนาที ถ้าความเร็วของคอมเพรสเซอร์ต่ำอัตราการไหลของสารทำความเย็นก็จะต่ำลงและถ้าเร่งเครื่องยนต์อัตราการไหลของสารทำความเย็นก็จะสูงขึ้นตามไปด้วย

2.5.2 การลดอุณหภูมิของสารทาความเย็นก่อนเข้าเอ็กซ์แพนชั่นวาล์วและอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์

การลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวในระบบปรับอากาศรถยนต์ที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นของสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ให้มีอุณหภูมิลดต่ำลงก่อนที่จะเข้าสู่เอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว ขณะที่ความดันสูงของระบบจะมีความดันคงที่ซึ่งการเพิ่มซับคูลทำให้ความสามารถในการทำความเย็นและสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้น แล้วยังป้องกันการเกิดฟองอากาศของสารทำความเย็นก่อนเข้าเอ็กซ์แพนชั่นวาล์วด้วย สารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นหลังออกจากอีวาพอเรเตอร์ดูดความร้อนภายในห้องโดยสาร ทำให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิสูงขึ้น มีผลให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์เพิ่มขึ้น แต่จะมีผลทำให้อุณหภูมิก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์มีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วย ดังนั้นการเพิ่มความสามารถในการทำความเย็นที่อีวาพอเรเตอร์โดยการเพิ่มซุปเปอร์ฮีตนั้นจะทำให้ค่ากำลังงานที่ใส่ให้กับระบบมีค่ามากขึ้นตามไปด้วย



รูปที่ 2.12 กราฟ P-h diagram การเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ [10]

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการอัดไอแบบไอเซนโทรปิค (Isentropic Compression Process) ดังนั้นจุดที่ 1-2 จะเป็นไปตามเส้นเอนโทรปีคงที่ งานที่คอมเพรสเซอร์ต้องใช้สำหรับกระบวนการนี้คือ

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

กระบวนการ 2-3 เป็นกระบวนการควบแน่น (Condensing Process) เป็นการระบายความร้อนออกโดยความดันคงที่และเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวความร้อนที่ถูกระบายออกจากกระบวนการนี้คือ

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัว (Expansion Process) คือการที่สารทำความเย็นถูกลดความดันอย่างรวดเร็ว โดยไม่สูญเสียความร้อนหรือเอนทาลปีคงที่ ดังนั้น

$$h_3 = h_4 \quad (2.3)$$

กระบวนการ 4-1 เป็นระบวนการกลายเป็นไอ (Vaporization Process) โดยความดันคงที่ความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอที่ถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นในกระบวนการนี้คือ

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

หรือ $\dot{Q}_{evap} = 4.5 \cdot CFM \cdot \Delta h = 4.5 \cdot CFM \cdot (h_{re} - h_s)$ (2.5)

เมื่อ CFM = ปริมาณลมหมุนเวียนผ่านอีวาพอเรเตอร์ (ft^3/min)

h_{re} = เอนทัลปีของลมไหลกลับ (Btu/lb)

h_s = เอนทัลปีของลมจ่ายออก (Btu/lb)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น (kg/s)

h_1 = เอนทัลปีที่ก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

h_2 = เอนทัลปีที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

h_3 = เอนทัลปีที่ออกจากคอนเดนเซอร์(kJ/kg)

h_4 = เอนทัลปีที่ออกจากเอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว (kJ/kg)

$\dot{Q}_{evap}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากอีวาโปเรเตอร์ (kW)

$\dot{Q}_{cond}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์(kW)

$\dot{W}_{comp}$ = งานที่ให้คอมเพรสเซอร์ (kW)

2.6.3 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

เป็นค่าแสดงอัตราส่วนระหว่างความสามารถในการทำความเย็นโดยเป็นค่าเปรียบเทียบระหว่างผลของความเย็นที่ได้ต่องานที่ให้กับระบบ

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.6)$$

2.6.4 อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (Energy efficiency ratio) หรือ (EER)

อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน เป็นค่าที่แสดงอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็น ซึ่งใช้อ้างอิงเพื่อเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ ปัจจุบันในประเทศไทยโดยศูนย์ทดสอบผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (ศท.) ซึ่งมีฐานะเป็นกองสำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (สมอ.) กระทรวงอุตสาหกรรม มีการทดสอบเพื่อรับรองมาตรฐานของเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศจากค่า EER ซึ่งมีหน่วยเป็นบีทียูต่อชั่วโมง·วัตต์ ในระบบอังกฤษหรือเป็น วัตต์ต่อวัตต์ (ไม่มีหน่วย) ในระบบเอสไอโดยสัดส่วนดังกล่าวยิ่งมีค่าสูงจะยิ่งแสดงถึงการประหยัดพลังงานโดยมีการกำหนดระดับแสดงประสิทธิภาพสำหรับเครื่อง ปรับอากาศขนาดน้อยกว่า 8000 W หรือ 27,296 BTU/hr แบ่งออกเป็น 3 ระดับดังนี้

$$EER = \frac{\text{ความเย็นที่ได้รับจากอีวาโปเรเตอร์ (BTU/hr)}}{\text{กำลังงานที่ใช้ (W)}} \quad (2.7)$$

ตารางที่ 2.2 อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (Energy Efficiency Ratio)

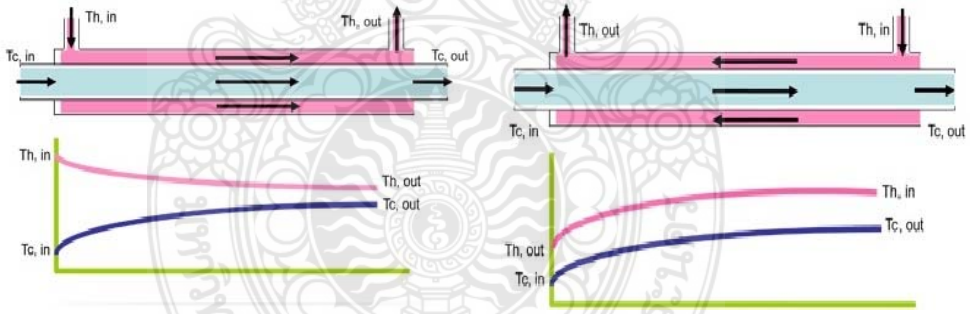
ระดับ (เบอร์)	ระดับประสิทธิภาพ	ค่า (EER)
5	ดีมาก	11.6 ขึ้นไป
4	ดี	11.0 ขึ้นไป แต่ไม่ถึง 11.59
3	ปานกลาง	10.6 ขึ้นไป แต่ไม่ถึง 11.0

2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [11]

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือเครื่องมือที่ใช้สาหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่งโดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบการจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2.6.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric tube or Double pipe)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกันส่วนการไหลของของไหลอาจไหลสวนทางกันเรียกว่า counter flow หรือไหลขนานกันเรียกว่า parallel flow



(ก) Parallel flow (ข) Counter flow

รูปที่ 2.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น [11]

2.6.2 การพาความร้อน

การพาความร้อนหมายถึง การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล การโอนถ่ายพลังงานความร้อนจะอาศัยการแพร่ของโมเลกุลของไหลรวมถึงผลของการเคลื่อนไหวไปทั้งปริมาตรของของไหลนั้น การพาความร้อนแบ่งออกเป็น 2 แบบ ได้แก่ การพาความร้อนตามธรรมชาติและการพาความร้อนแบบบังคับ

$$\dot{Q} = \bar{h} \cdot A \cdot \Delta T \qquad (2.8)$$

เมื่อ $\dot{Q}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

$\bar{h}$ = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน $(W/m^2 \cdot K)$

A = พื้นที่ผิว (m^2)

ΔT = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ย (K)

การคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้นเป็นสิ่งยุ่งยาก เมื่อพิจารณาแล้ว มีหลายสิ่งที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการพา เช่น ความหนาแน่น ความร้อนจำเพาะ ความหนืด ความเร็วของของไหล ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของพื้นผิวของของแข็ง และของไหล เป็นต้น สมการคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาดังนี้

$$\dot{Q} = \bar{h} \cdot \Delta T \tag{2.9}$$

จากการกฎอนุรักษ์พลังงานพลังงานไม่มีการสูญเสียความร้อนในระบบ ความร้อนเข้าระบบเท่ากับความร้อนออกจากระบบ สามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_o \tag{2.10}$$

เมื่อ $\dot{Q}_i$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนในระบบ (W)

$\dot{Q}_o$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนนอกระบบ (W)

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิสูงและของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \tag{2.11}$$

เมื่อ $\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ (J/kg·K)

การไหลในท่อหรือเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds Number) เป็นตัวเลขบอกสภาพการไหลของของไหลซึ่งเรย์โนลด์นัมเบอร์ จะมีค่าขึ้นอยู่กับความเร็วการไหล ความหนืด ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ และความหนาแน่นของของไหล ซึ่งการแบ่งลักษณะการไหลว่าเป็นแบบราบเรียบ (laminar flow) หรือไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) อาจเขียนความสัมพันธ์ดังกล่าวได้

$$Re_d = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (2.12)$$

เมื่อ Re_d = ตัวเลขเรย์โนลด์ (Renold Number)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

μ = ความหนืด (kg/m · s)

ในกรณีเรย์โนลด์นัมเบอร์มีค่าน้อยกว่า 2000 จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์มากกว่า 2000 ถึง 4000 จะเป็นแบบผสมและค่าโนลด์นัมเบอร์มากกว่า 4000 จะเป็นแบบปั่นป่วน

พรันด์เทิลนัมเบอร์ (PrandtleNumber) ใช้สัญลักษณ์เป็น Pr ซึ่งพรันด์เทิลนัมเบอร์ก็จะมีสมการเป็น

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.13)$$

จะเห็นได้สมการโมเมนตัมจะเหมือนกับสมการพลังงานค่า Pr นี้จะมีค่าตั้งแต่ 0.004 จนกระทั่งถึง 4,000 ค่า $\overline{Nu}_D$ ของการถ่ายเทความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับผลคูณระหว่าง Re กับ Pr

นัสเซลท์นัมเบอร์ (Nusselt Number) ใช้สัญลักษณ์เป็น $\overline{Nu}_D$ ซึ่งนัสเซลท์นัมเบอร์เป็นตัวเลขไร้หน่วย นัสเซลท์มีประโยชน์ในการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\bar{h}$) โดยจะขึ้นอยู่กับค่าเรย์โนลด์ (Re) และพรันด์เทิล (Pr) ซึ่งจะมีสมการเป็น

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_i \times d}{k} \quad (2.14)$$

เมื่อ $\overline{Nu}_D$ = ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt Number)

$\bar{h}_i$ = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ ($W/m^2 \cdot K$)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)

k = ค่าการนำความร้อน (W/m·K)

$$\bar{h}_i = 0.023\left[\frac{4\dot{m}}{\pi d \mu}\right]^{0.8} \cdot \left[\frac{\mu C_p}{k}\right]^{0.33} \cdot \left[\frac{k}{d}\right] \quad (2.15)$$

เมื่อ $\bar{h}_i$ = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ ($W/m^2 \cdot K$)

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

μ = ความหนืด (kg/m·s)

C_p = ค่าความร้อนจำเพาะ (J/kg·K)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)

k = ค่าการนำความร้อน (W/m·K)

ตารางที่ 2.3 ค่าประมาณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยในกรณีต่างๆ [11]

ชนิดของการพา	**ประมาณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย $W/m^2 \cdot K$**
การพาโดยอิสระเมื่อของไหลเป็นอากาศ	5-25
การพาโดยอิสระเมื่อของไหลเป็นของเหลว	20-100
การพาโดยบังคับเมื่อของไหลเป็นอากาศ	10-200
การพาโดยบังคับเมื่อของไหลเป็นของเหลว	50-10,000
การพาเมื่อน้ำกาลังเดือด	3000-100,000
การควบแน่นของไอน้ำ	5000-100,000

2.7.3 ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหล (Effective Mean Temperature Difference) หรือ (EMTD)

จะเห็นได้ว่าของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของตัวเองขณะที่ไหล ดังนั้น การคำนวณหาค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ โดยใช้ค่าเฉลี่ยทางเลขคณิต (arithmetic mean) นำมาลบกัน จึงให้ผลคลาดเคลื่อนจากความจริงมาก เราจึงจำเป็นที่จะต้องศึกษาวิธีการคำนวณค่าแตกต่างของอุณหภูมิของไหลที่ถูกต้อง

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{m,o}) - (T_s - T_{m,i})}{\ln[(T_s - T_{m,o}) - (T_s - T_{m,i})]} \quad (2.16)$$

เมื่อ T_s = อุณหภูมิผิวท่อ (K)

$T_{m,i}$ = อุณหภูมิทางเข้าของของของไหล (K)

$T_{m,o}$ = อุณหภูมิทางออกของของไหล (K)

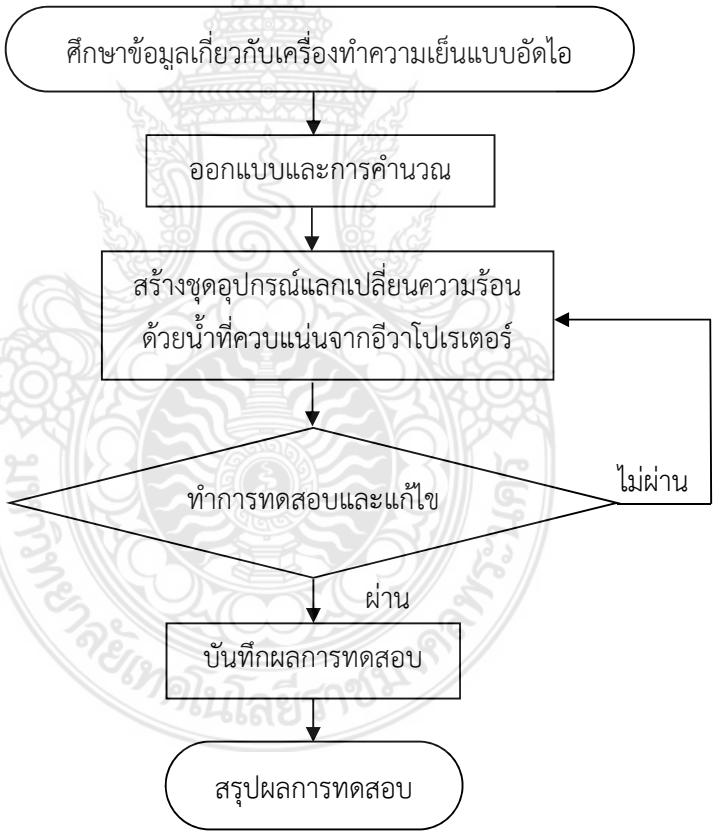
ΔT_{lm} = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยเชิงล็อก (K)

บทที่ 3

แนวคิดการออกแบบและการทดสอบ

การออกแบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอมีวัตถุประสงค์เพื่อทำความเย็นให้อุปกรณ์ควบแน่นและศึกษาการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ควบแน่น

3.1 การดำเนินการสร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยน้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์

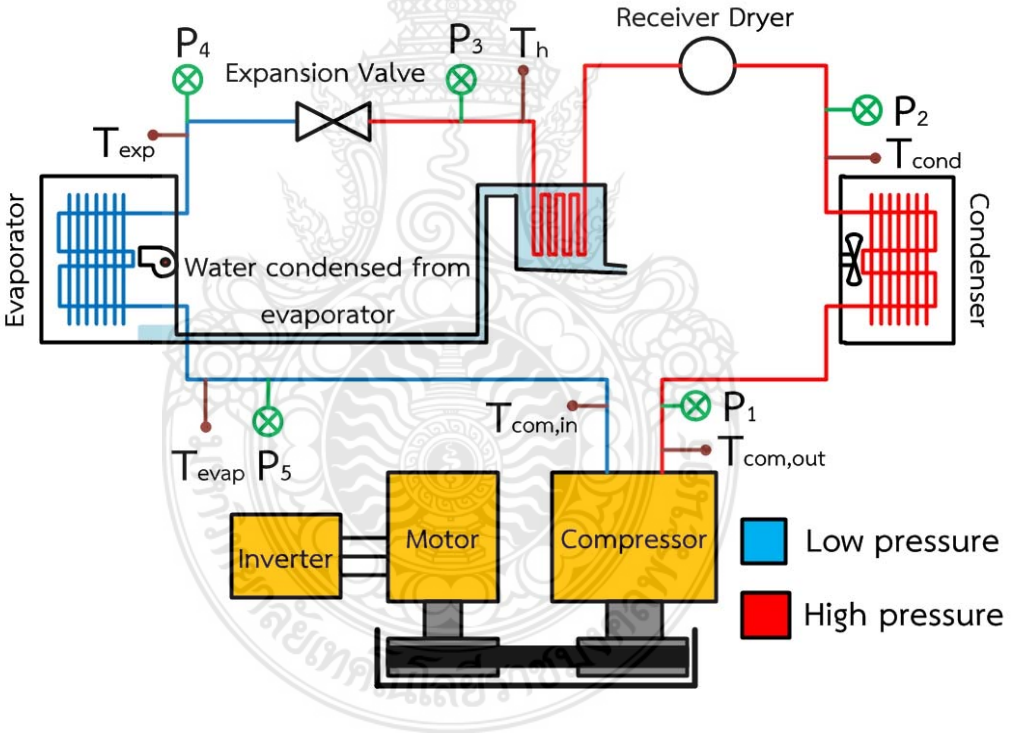


รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินการสร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.2 การศึกษาการออกแบบติดตั้งชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ศึกษาวิธีการนำน้ำจากการควบแน่นมาช่วยระบายความร้อนให้กับเครื่องปรับอากาศรถยนต์ พบว่าสามารถนำน้ำมาช่วยระบายความร้อนได้ 2 ตำแหน่ง คือ ตำแหน่งที่สารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์ และ ตำแหน่งที่สารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์ ซึ่งตำแหน่งที่สารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์นั้นจะติดตั้งชุดอุปกรณ์ได้ยากกว่า เนื่องจากในห้องเครื่องยนต์มีพื้นที่การติดตั้งที่น้อยและในห้องเครื่องยนต์มีอุณหภูมิที่ค่อนข้างสูงทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเกิดการสูญเสียประสิทธิภาพในการระบายความร้อน

เมื่อพิจารณาตำแหน่งท่อสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีพื้นที่ในการติดตั้งและมีระยะห่างจากอีวาพอเรเตอร์จำกัด ดังนั้นจึงเลือกตำแหน่งที่ท่อสารทำความเย็นออกจากคอนเดนเซอร์ทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์เพื่อทำการทดสอบแทน



รูปที่ 3.2 ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยน้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์

3.3 การออกแบบการทดสอบ

การศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศในรถยนต์โดยใช้น้ำจากอีวาพอเรเตอร์ เริ่มการพิจารณาจากตัวแปร ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm.), ความเร็วในการเคลื่อนที่ของรถยนต์ (v) โดยการออกแบบจากการศึกษาและการทดสอบนั้นจะเก็บข้อมูลและผลการทดลองจากตัว

แปรในเรื่องของ อุณหภูมิภายในห้องโดยสาร (T_r), อุณหภูมิภายนอกตัวรถ (T_o), อุณหภูมิหลังออกจากคอนเด็นเซอร์ (T_{cond}), อุณหภูมิหลังออกจากชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (T_h), อุณหภูมิออกจากคอมเพรสเซอร์ ($T_{c,o}$), อุณหภูมิกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ ($T_{c,i}$), อุณหภูมิออกจากเอ็กเพนชันวาล์ว (T_{exp}), เปอร์เซ็นต์ความชื้นของอากาศภายนอก (RH_o), เปอร์เซ็นต์ความชื้นของอากาศที่ออกจากอีวาพอเรเตอร์ (RH_s), เปอร์เซ็นต์ความชื้นของอากาศที่ดูดเข้าอีวาโปเรเตอร์ (RH_{re}) ยังรวมไปถึงความดันที่เป็นตัวแปรในการเก็บข้อมูล ความดันออกจากคอมเพรสเซอร์ (P_1), ความดันออกจากคอนเด็นเซอร์ (P_2), ความดันออกจากชุดอุปกรณ์ (P_3), ความดันออกจากเอ็กเพนชันวาล์ว (P_4), ความดันออกจากอีวาโปเรเตอร์ (P_5) ดังตารางที่ ก1-ก6 เพื่อนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพในการเปรียบเทียบระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติกับแบบมีชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อตามการคำนวณ

3.4 การใช้งานเครื่องปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1 วิธีการใช้งานเครื่องปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1. ตรวจสอบความเรียบร้อยของเครื่องปรับอากาศ

รูปที่ 3.3 ตรวจสอบระบบปรับอากาศ

2. เปิดสวิตช์ไฟฟ้า 3 เฟสไปตำแหน่ง ON ที่เครื่องทดสอบ

รูปที่ 3.4 สวิตช์ไฟฟ้า 3 เฟส

3. เปิดสวิตช์ไฟฟ้า 12 V ไปยังตำแหน่ง ON ที่เครื่องทดสอบ

รูปที่ 3.5 สวิตช์ไฟฟ้า 12 V

4. ปรับความถี่ (Hz) ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์จากนั้น กดสวิตช์ RUN ที่อินเวอร์เตอร์

รูปที่ 3.6 Inverter ที่ใช้ในการปรับความถี่

5. เปิดสวิตช์ ON ที่พัดลมปรับอากาศรถยนต์และปรับเทอร์โมสตัท เพื่อควบคุมอุณหภูมิห้องโดยสารจากชุดอีวาพอเรเตอร์

รูปที่ 3.7 สวิตช์พัดลมและเทอร์โมสตัท

6. เปิดสวิตช์ ON ที่พัดลมหน้าเครื่องทดสอบเพื่อจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์

รูปที่ 3.8 สวิตช์ควบคุมพัดลมหน้าเครื่องทดสอบ

7. ปิดสวิตช์ OFF ทั้งหมดเมื่อทำการทดสอบเสร็จสิ้น

3.5 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

3.5.1 เกจวัดความดัน (Pressure gauge)

ใช้สำหรับวัดความดันของเหลวและก๊าซภายในระบบ โดยในระบบปรับอากาศจะใช้เกจวัดความดัน 2 ประเภทคือ

1) เกจวัดความดันสูง (High-pressure guage)

รูปที่ 3.9 เกจวัดความดันสูง

2) เกจวัดความดันต่ำ (Low-pressure guage)

รูปที่ 3.10 เกจวัดความดันต่ำ

3.5.2 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิอินฟาเรด

ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิของผิวท่อที่สารทำความเย็นไหลผ่าน โดยใช้รังสีอินฟาเรดในการตรวจจับความร้อนที่แผ่ออกมาแสดงอยู่ในรูปของอุณหภูมิ

รูปที่ 3.11 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิอินฟาเรด

3.5.3 อุปกรณ์วัดความเร็วลม

ใช้สำหรับวัดความเร็วลมที่ไหลผ่านในบริเวณต่างๆ เช่นการตรวจสอบความเร็วลมของพัดลมในระบบปรับอากาศ

รูปที่ 3.12 อุปกรณ์วัดความเร็วลม

3.5.4 เทอร์โมมิเตอร์

ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิบริเวณต่างๆ ในระบบโดยในการทดลองจะใช้เทอร์โมมิเตอร์2ชนิดคือ

1) เทอร์โมมิเตอร์แบบแท่งแก้ว

ใช้วัดอุณหภูมิในห้องโดยสารในตำแหน่งต่างๆ และอุณหภูมิของชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

รูปที่ 3.13 เทอร์โมมิเตอร์แบบแท่งแก้ว

2) เทอร์โมมิเตอร์แบบดิจิตอล

ใช้สำหรับวัดอุณหภูมิบริเวณผิวท่อที่สารทำความเย็นไหลผ่าน

รูปที่ 3.14 เทอร์โมมิเตอร์แบบดิจิตอล

3.6 ขั้นตอนในการทดสอบ

ในการทดสอบจะเริ่มทำการทดลองจากเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติก่อน จากนั้นทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยในการทดสอบมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

3.6.1 การทดสอบเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ

1. ตรวจสอบความเรียบร้อยของเครื่องปรับอากาศรถยนต์
2. ตรวจสอบความเรียบร้อยของระบบไฟฟ้า
3. เสียบปลั๊กไฟ 3 เฟส เปิดสวิตช์ 1 ที่ตำแหน่ง ON และเปิดสวิตช์ 2 ที่ตำแหน่ง ON เพื่อเริ่มการทำงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์
4. ปรับความถี่ (Hz) ที่อินเวอร์เตอร์จากนั้นกดสวิตช์ RUN เพื่อเริ่มการทำงานของมอเตอร์

5. เปิดสวิตช์พัดลมปรับอากาศรถยนต์และเทอร์โมสตัท เพื่อปรับอุณหภูมิภายในห้องโดยสารโดยควบคุมอุณหภูมิที่ 25 องศาเซลเซียส

6. เปิดสวิตช์พัดลมหน้าเครื่องทดสอบเพื่อจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์

7. ทำการจดบันทึกค่าความดันและอุณหภูมิจุดต่างๆ รวมไปถึงความชื้นของระบบปรับอากาศทุก 10 นาที จำนวน 3 ครั้ง

3.6.2 การทดสอบเครื่องปรับอากาศรถยนต์หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

1. ตรวจสอบความเรียบร้อยของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

2. ตรวจสอบความเรียบร้อยของระบบไฟฟ้า

3. เสียบปลั๊กไฟ 3 เฟส เปิดสวิตช์ 1 ที่ตำแหน่ง ON และเปิดสวิตช์ 2 ที่ตำแหน่ง ON เพื่อเริ่มการทำงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

4. ปรับความถี่ (Hz) ที่อินเวอร์เตอร์จากนั้นกดสวิตช์ RUN เพื่อเริ่มการทำงานของมอเตอร์

5. เปิดสวิตช์พัดลมปรับอากาศรถยนต์และเทอร์โมสตัท เพื่อปรับอุณหภูมิภายในห้องโดยสารโดยควบคุมอุณหภูมิที่ 25 องศาเซลเซียส

6. เปิดสวิตช์พัดลมหน้าเครื่องทดสอบเพื่อจำลองการเคลื่อนที่ของรถยนต์

7.ปล่อยน้ำที่ควบแน่นจากคอยล์เย็นไปยังอุปกรณ์ที่ติดตั้งไว้

8. รอจนกระทั่งน้ำล้นออกจากท่อระบายน้ำของชุดอุปกรณ์ที่ติดตั้งไว้

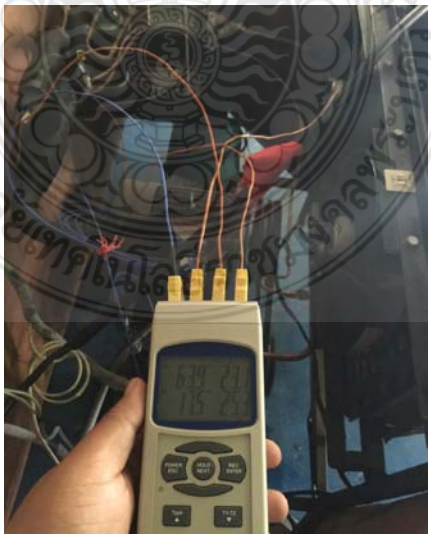
9. ทำการจดบันทึกค่าความดันและอุณหภูมิจุดต่างๆ รวมไปถึงความชื้นของระบบปรับอากาศทุก 10 นาที จำนวน 3 ครั้ง

3.7 การทดสอบ

รูปที่ 3.15 ห้องทดสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ

รูปที่ 3.16 ระบบปรับอากาศที่ใช้สำหรับทดสอบ

รูปที่ 3.17 วัดอุณหภูมิและความชื้นบริเวณต่างๆภายในห้องโดยสาร



รูปที่ 3.18 วัดอุณหภูมิบริเวณผิวท่อ

รูปที่ 3.19 วัดอุณหภูมิและความชื้นภายนอก

3.8 การคำนวณ

3.8.1 ตัวอย่างการคำนวณในระบบปรับอากาศ

เอนทัลปีที่ได้จาก P-h diagram ของสารทำความเย็น R134-a ที่ความเร็วรอบ 2,500 rpm และความเร็วลมที่ 50 km/hr

- เอนทัลปีที่จุด h_1 เท่ากับ 408 kJ/kg
- เอนทัลปีที่จุด h_2 เท่ากับ 435 kJ/kg
- เอนทัลปีที่จุด $h_{3'}$ เท่ากับ 270 kJ/kg
- เอนทัลปีที่จุด h_3 เท่ากับ 268 kJ/kg
- เอนทัลปีที่จุด h_4 เท่ากับ 268 kJ/kg
- เอนทัลปีที่จุด $h_{1'}$ เท่ากับ 405 kJ/kg

เอนทัลปีได้จาก PSYCHROMETRIC CHART

- เอนทัลปีที่จุด T_s ตัดกับ RH_s เท่ากับ 18 $Btu/lb_{dry\ air}$
- เอนทัลปีที่จุด T_{re} ตัดกับ RH_{re} เท่ากับ 31.6 $Btu/lb_{dry\ air}$
- อัตราการไหลของอากาศที่ Supply air เท่ากับ 156 CFM

1) หาอัตราการไหลของสารทำความเย็น

จากสมการที่ (2.4) $\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$

และสมการที่ (2.5) $\dot{Q}_{evap} = 4.5 \cdot CFM \cdot \Delta h$

นำสมการที่ (2.4) = (2.5)

$$4.5 \cdot CFM \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$\dot{m} = \frac{4.5 \times 156\ \text{CFM} \times (31.6 - 18)\ \text{Btu} / \text{lb}_{\text{dry air}}}{(408 - 268)\ \text{kJ} / \text{kg}}$$

$$\dot{m} = 0.0200\ \text{kg/s}$$

อัตราการไหลของสารทำความเย็นมีค่า 0.0200 kg/s

2) กำลังงานของคอมเพรสเซอร์

จากสมการที่ (2.1) หากำลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่ต้องใช้

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{comp} = 0.0200\ \text{kg/s} \times (435 - 408)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 0.54\ \text{kW}$$

ดังนั้นกำลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการมีค่า 0.54 kW

3) การดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็น

จากสมการที่ (2.2) หาการดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็น

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 0.0200\ \text{kg/s} \times (435 - 268)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 3.34\ \text{kW}$$

ดังนั้นการดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็นมีค่า 3.34 kW

4) ความสามารถของสารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสาร

จากสมการที่ (2.5) ความสามารถของสารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสาร

$$\dot{Q}_{evap} = 4.5 \cdot \text{CFM} \cdot \Delta h$$

$$\dot{Q}_{evap} = 4.5 \times 156\ \text{CFM} \times (31.6 - 18)\ \text{Btu/lb}_{\text{dry air}}$$

$$= (9{,}547.2\ \text{Btu/hr.}) \times \frac{1\text{Watt}}{3.412\text{Btu} / \text{hr}}$$

$$= 2.80\ \text{kW}$$

ดังนั้นสารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสารมีค่า 2.80 kW

5) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็น (COP)

จากสมการที่ (2.6) หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็น

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}}$$

-กำลังงานที่คอมเพรสเซอร์ต้องการมีค่า 0.54 kW

-สารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสารมีค่า 2.80 kW

$$COP = \frac{2.80\,kW}{0.54\,kW}$$

$$= 5.19$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็นมีค่า 5.19

6) อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

จากสมการที่ (2.7) การหาอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

$$EER = \frac{\text{ความสามารถในการทำความเย็น (Btu/hr)}}{\text{กำลังงานที่ให้คอมเพรสเซอร์ (W)}}$$

$$= \frac{9,547.2\,Btu/hr}{540\,W}$$

$$= 17.69\ Btu/hr \cdot W$$

ดังนั้นอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานมีค่า 17.69 Btu/hr•W

3.8.2 การคำนวณหาขนาดของความยาวของขดท่อทองแดง

ขั้นตอนในการวิเคราะห์ปัญหาสำหรับการออกแบบ คือ คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อทองแดง แล้วจึงคำนวณหาพื้นที่ที่ต้องการและความยาวของท่อทองแดง โดยคำนวณจากระบบปรับอากาศแบบปกติ ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาที ที่ความเร็ว 50 km/hr. เป็นข้อมูลในการคำนวณ

1) ผลที่ได้จากการวัดดังนี้

- อุณหภูมิน้ำควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์มีค่า 20°C
- อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าชุดอุปกรณ์เฉลี่ย 47 °C
- อัตราการไหลของน้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์ $\dot{m}_w$ เท่ากับ 0.1×10^{-3} kg/s
- อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่คำนวณได้ $\dot{m}_R$ เท่ากับ 0.0200 kg/s

- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของภายในของท่อทองแดงเท่ากับ 0.00952 m

2) จากการสมมติฐานกำหนดให้

- อุณหภูมิน้ำที่ออกจากชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่า 40 ℃

- อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่า 45 ℃

ดังนั้นอุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำความเย็น R-134a จากตารางคุณสมบัติสารทำความเย็น R-134a ที่อุณหภูมิ 47°C โดยใช้อุณหภูมิที่เข้าชุดอุปกรณ์เป็นค่าเริ่มต้นมีค่า

$$C_p = 1.534 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$\mu = 0.01478\times10^{-2} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$k = 71.8\times10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากสมการที่ (2.15)

$$\bar{h} = 0.023\left[\frac{4\dot{m}}{\pi d\mu}\right]^{0.8}\times\left[\frac{\mu C_p}{k}\right]^{0.33}\times\left[\frac{k}{d}\right]$$

$$\bar{h} = 0.023\times\left(\frac{4\times0.020}{\pi\times0.00952\times1.478\times10^{-4}}\right)^{0.8} \times\left(\frac{1.478\times10^{-4}\times1,534}{71.8\times10^{-3}}\right)^{0.33}\times\left(\frac{71.8\times10^{-3}}{0.00952}\right)$$

$$\bar{h} = 0.023\times(18,097.92)^{0.8}\times(3.17)^{0.33}\times(7.54)$$

$$= 646.47 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นมีค่า 646.64 $W/m^2\cdot K$

คำนวณหาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลจากสมการที่ (2.16)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s-T_{m,o}) - (T_s- T_{m,i})}{\ln[(T_s-T_{m,o}) - (T_s- T_{m,i})]}$$

$$= \frac{(30\text{-}45) - (30\text{-}47)}{\ln[(30\text{-}45) - (30\text{-}47)]}$$

$$= 2.88$$

คำนวณหาความยาวท่อจากสมาการที่ (2.8) และ (2.11) ตามลำดับ

$$\dot{Q} = \bar{h} \cdot A \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

นำสมการที่ (2.8) = (2.11) จะได้

$$\bar{h} = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{\pi \cdot d \cdot L} \times \frac{(T_{m,i} - T_{m,o})}{\Delta T_{lm}}$$

$$L = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{\pi \cdot d \cdot \bar{h}} \times \frac{(T_{m,i} - T_{m,o})}{\Delta T_{lm}}$$

$$= \frac{0.0200 \times 1,543}{\pi \times 0.00952 \times 646.47} \times \frac{(47 - 45)}{2.88}$$

$$= 1.11 \text{ m}$$

ดังนั้นจะต้องใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 0.00952 m ความยาว 1.11 m โดยการดัดให้อยู่ในชุดอุปกรณ์ความสูงชั้นเดียว เนื่องจากปริมาณน้ำที่เกิดจากการควบแน่นน้อยทำให้อุณหภูมิของน้ำสูงเร็วขึ้น ซึ่งจะทำให้การถ่ายเทความร้อนได้ไม่ดี โดยทำการสร้างชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนำท่อมาขดเป็น 3 ขดมีความยาวท่อขนาด 1.2 m และได้ทำการเพิ่มจำนวนขดท่อเป็นจำนวน 4 ขดโดยมีความยาวท่อสูงสุดเป็น 1.6 m เพราะว่าพื้นที่ในการติดตั้งชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดที่จำกัด จึงเป็นการเปรียบเทียบประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของระบบปรับอากาศแบบปกติและแบบมีชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อต่างกัน ดังรูปที่ 3.20

(ก) (ข)

รูปที่ 3.20 ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของระบบปรับอากาศรถยนต์
(ก) ที่ความยาว 1.2 เมตร (ข) ที่ความยาว 1.6 เมตร

บทที่ 4

ผลการทดสอบและวิจารณ์ผล

การทดสอบเป็นการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์โดยใช้สารทำความเย็น R134-a ระหว่างระบบปรับอากาศปกติกับระบบปรับอากาศที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้น้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์ เพื่อทดสอบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพตามวัตถุประสงค์ของงานวิจัยที่ตั้งไว้หรือไม่ อีกทั้งรวมไปถึงปัญหาในการทดสอบการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศเพื่อใช้ในการปรับปรุง และพัฒนาต่อไปในอนาคต

4.1 ผลการทดสอบ

ตารางที่ 4.1 ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ

rpm	v (km/hr.)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	$h_{3'}$ (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_{1'}$ (kJ/kg)
1,000	20	410	435	256	256	256	402
	35	410	435	263	260	260	406
	50	412	437	263	260	260	406
1,500	20	410	432	271	268	268	404
	35	410	434	270	266	266	402
	50	409	434	265	262	262	403
2,000	20	409	435	266	262	262	406
	35	409	436	265	260	260	404
	50	408	436	270	266	266	406
2,500	20	409	436	271	269	269	405
	35	409	434	272	269	269	403
	50	408	435	270	268	268	405

หมายเหตุ : h_1 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์

$h_{1'}$ = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจาอีวาโปเรเตอร์

h_2 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอมเพรสเซอร์

$h_{3'}$ = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอนเดนเซอร์

h_3 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าเอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว

h_4 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าอีวาโปเรเตอร์

ตารางที่ 4.2 ค่าที่คำนวณได้จากระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ

rpm	v (km/hr.)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	$\dot{W}_{comp}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
1,000	20	1.89	2.20	0.31	0.0123
	35	2.14	2.50	0.36	0.0143
	50	2.22	2.59	0.37	0.0146
1,500	20	2.35	2.71	0.36	0.0165
	35	2.39	2.78	0.40	0.0166
	50	2.59	3.03	0.44	0.0176
2,000	20	2.72	3.20	0.48	0.0185
	35	2.72	3.21	0.49	0.0182
	50	2.65	3.18	0.52	0.0187
2,500	20	2.72	3.24	0.52	0.0194
	35	2.74	3.23	0.49	0.0195
	50	2.80	3.34	0.54	0.0200

หมายเหตุ : $\dot{Q}_{evap}$ = ความสามารถของสารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสาร

$\dot{Q}_{cond}$ = การดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็น

$\dot{W}_{comp}$ = กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่ต้องใช้

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น

ตารางที่ 4.3 ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตร

rpm	v (km/hr.)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	$h_{3'}$ (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_{1'}$ (kJ/kg)
1,000	20	410	434	262	259	259	404
	35	408	432	259	255	255	402
	50	408	430	254	253	253	403
1,500	20	412	435	266	260	261	405
	35	410	435	260	255	260	404
	50	411	436	263	258	258	403
2,000	20	410	435	266	260	260	404
	35	409	435	268	260	260	403
	50	408	434	261	258	258	405
2,500	20	412	438	270	266	266	406
	35	411	436	266	265	265	408
	50	410	436	264	261	261	406

หมายเหตุ :
- h_1 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์
- $h_{1'}$ = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจาอีวาพอเรเตอร์
- h_2 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอมเพรสเซอร์
- $h_{3'}$ = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอนเดนเซอร์
- h_3 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- h_4 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากเอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว

ตารางที่ 4.4 ค่าที่คำนวณได้จากระบบปรับอากาศรถยนต์แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตร

rpm	v (km/hr.)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	$\dot{W}_{comp}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
1,000	20	2.57	2.98	0.41	0.0170
	35	2.59	3.00	0.41	0.0169
	50	2.61	2.98	0.37	0.0169
1,500	20	2.63	3.03	0.40	0.0174
	35	2.65	3.08	0.43	0.0171
	50	2.67	3.11	0.44	0.0175
2,000	20	2.70	3.14	0.45	0.0180
	35	2.72	3.19	0.47	0.0182
	50	2.74	3.21	0.47	0.0182
2,500	20	2.78	3.27	0.49	0.0190
	35	2.80	3.28	0.48	0.0192
	50	2.86	3.36	0.50	0.0192

หมายเหตุ :
$\dot{Q}_{evap}$ = ความสามารถของสารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสาร
$\dot{Q}_{cond}$ = การดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็น
$\dot{W}_{comp}$ = กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่ต้องใช้
$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น

ตารางที่ 4.5 ค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.6 เมตร

rpm	v (km/hr.)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	$h_{3'}$ (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_{1'}$ (kJ/kg)
1,000	20	410	433	265	260	260	405
	35	411	430	264	258	258	406
	50	410	430	259	257	257	404
1,500	20	416	436	262	260	260	408
	35	413	432	265	263	263	406
	50	412	432	264	260	260	405
2,000	20	415	435	266	264	264	406
	35	415	436	266	264	264	405
	50	410	436	264	262	262	404
2,500	20	415	440	271	268	268	406
	35	415	438	272	267	267	405
	50	410	434	269	267	267	406

หมายเหตุ :
- h_1 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าคอมเพรสเซอร์
- $h_{1'}$ = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจาอีวาพอเรเตอร์
- h_2 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอมเพรสเซอร์
- $h_{3'}$ = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอนเดนเซอร์
- h_3 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- h_4 = เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ไหลออกจากเอ็กซ์แพนชั่นวาล์ว

ตารางที่ 4.6 ค่าที่คำนวณได้จากระบบปรับอากาศรถยนต์แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.6 เมตร

rpm	v (km/hr.)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	$\dot{W}_{comp}$ (kW)	$\dot{m}$ (kg/s)
1,000	20	2.88	3.32	0.44	0.0192
	35	3.19	3.59	0.40	0.0208
	50	3.25	3.68	0.42	0.0212
1,500	20	3.25	3.67	0.42	0.0208
	35	3.27	3.69	0.41	0.0218
	50	3.33	3.77	0.44	0.0219
2,000	20	3.37	3.82	0.45	0.0223
	35	3.39	3.87	0.47	0.0225
	50	3.54	4.16	0.62	0.0239
2,500	20	3.56	4.16	0.61	0.0242
	35	3.62	4.18	0.56	0.0245
	50	3.56	4.16	0.60	0.0249

หมายเหตุ : $\dot{Q}_{evap}$ = ความสามารถของสารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสาร

$\dot{Q}_{cond}$ = การดึงความร้อนออกจากสารทำความเย็น

$\dot{W}_{comp}$ = กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่ต้องใช้

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น

ตารางที่ 4.7 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็นของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ เปรียบเทียบกับแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

rpm	v (km/hr)	COP (ปกติ)	COP (1.2 m)	%	COP (1.6 m)	%
1,000	20	6.16	6.29	2.14	6.52	5.87
	35	6.00	6.38	6.25	8.05	34.21
	50	6.08	7.05	15.88	7.65	25.82
1,500	20	6.45	6.57	1.71	7.80	20.85
	35	6.00	6.20	3.33	7.89	31.58
	50	5.88	6.12	4.08	7.60	29.25
2,000	20	5.65	6.00	6.12	7.55	33.54
	35	5.52	5.73	3.85	7.19	30.30
	50	5.07	5.77	13.76	5.69	12.24
2,500	20	5.19	5.62	8.30	5.88	13.40
	35	5.60	5.84	4.29	6.43	14.91
	50	5.19	5.73	10.52	5.96	14.91

หมายเหตุ COP = ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

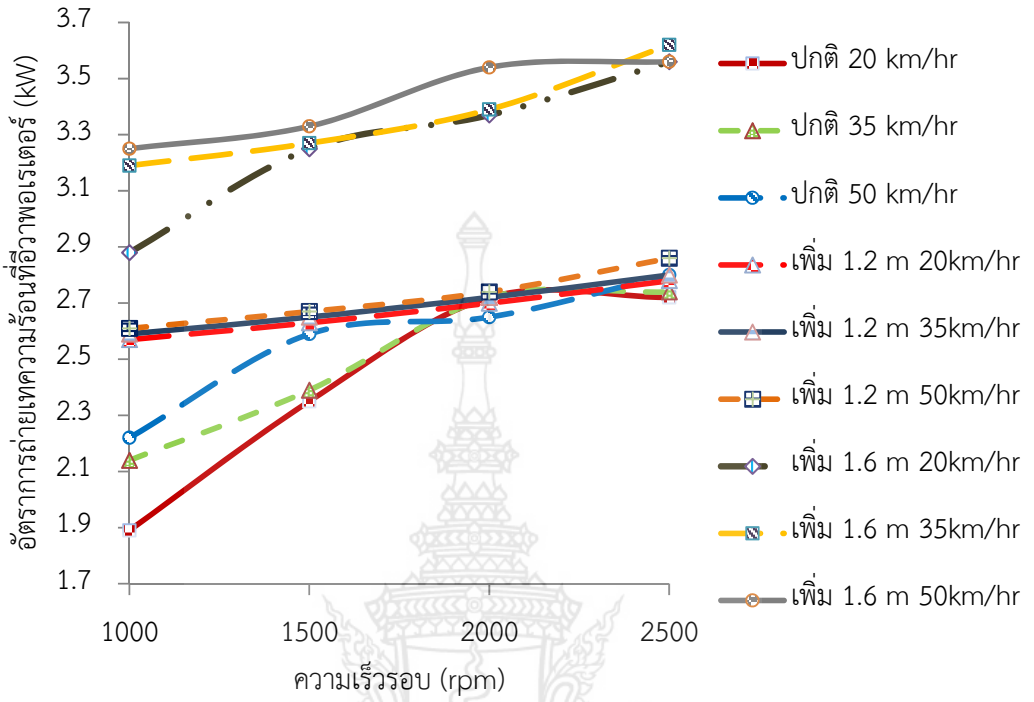
ตารางที่ 4.8 อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ เปรียบเทียบกับแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

rpm	v (km/hr)	EER (Btu/hr·W)	EER (1.2 m) (Btu/hr·W)	%	EER (1.6 m) (Btu/hr·W)	%
1,000	20	21.02	21.47	2.14	22.25	5.87
	35	20.47	21.75	6.25	27.48	34.21
	50	20.74	24.04	15.88	26.10	25.82
1,500	20	22.02	22.40	1.71	26.61	20.85
	35	20.47	21.15	3.31	26.94	31.58
	50	20.06	20.88	4.08	25.93	29.25
2,000	20	19.29	20.47	6.12	25.76	33.54
	35	18.83	19.55	3.85	24.53	30.30
	50	17.30	19.68	13.76	19.42	12.24
2,500	20	17.69	19.16	8.30	20.06	13.40
	35	19.11	19.93	4.29	21.96	14.91
	50	17.69	19.55	10.52	20.33	14.91

หมายเหตุ EER = อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน

4.2 ผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

เมื่อนำผลการทดสอบมาคำนวณ และวิเคราะห์เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณอีวาพอเรเตอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm และ 2,500 rpm และความเร็วลม 20 km/hr, 35 km/hr และ 50 km/hr ได้ผลการทดสอบ ดังรูปที่ 4.1

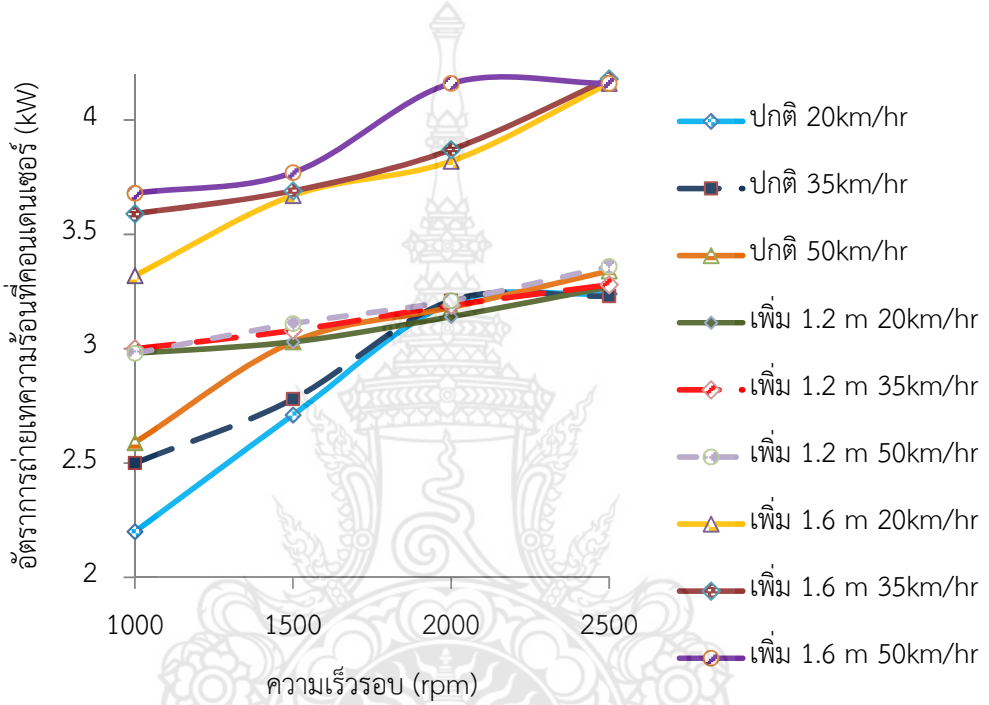


รูปที่ 4.1 ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์

จากรูปที่ 4.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นที่อีวาพอเรเตอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยแบบปกติจะมีค่าต่ำสุด 1.89 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 2.80 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อยาว 1.2 เมตรจะมีค่าต่ำสุด 2.57 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 2.86 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr และที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรจะมีค่าต่ำสุด 2.88 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 3.62 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 35 km/hr เมื่อนำมาเปรียบเทียบกันแล้วพบว่าที่แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีความยาวท่อ 1.6 เมตรจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุดและอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรจะมีผลรองลงมา เนื่องจากสารทำความเย็นถูกลดอุณหภูมิก่อนที่จะเข้าสู่เอ็กซ์แพนชันวาล์วทำให้เกิดการดูดซับความร้อนภายในห้องโดยสารเพิ่มสูงขึ้นกว่าระบบปกติ

4.3 ผลการการทดสอบการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

เมื่อนำผลการทดสอบมาคำนวณ และวิเคราะห์เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm และ 2,500 rpm และความเร็วลม 20 km/hr, 35 km/hr และ 50 km/hr ได้ผลการทดสอบ ดังรูปที่ 4.2



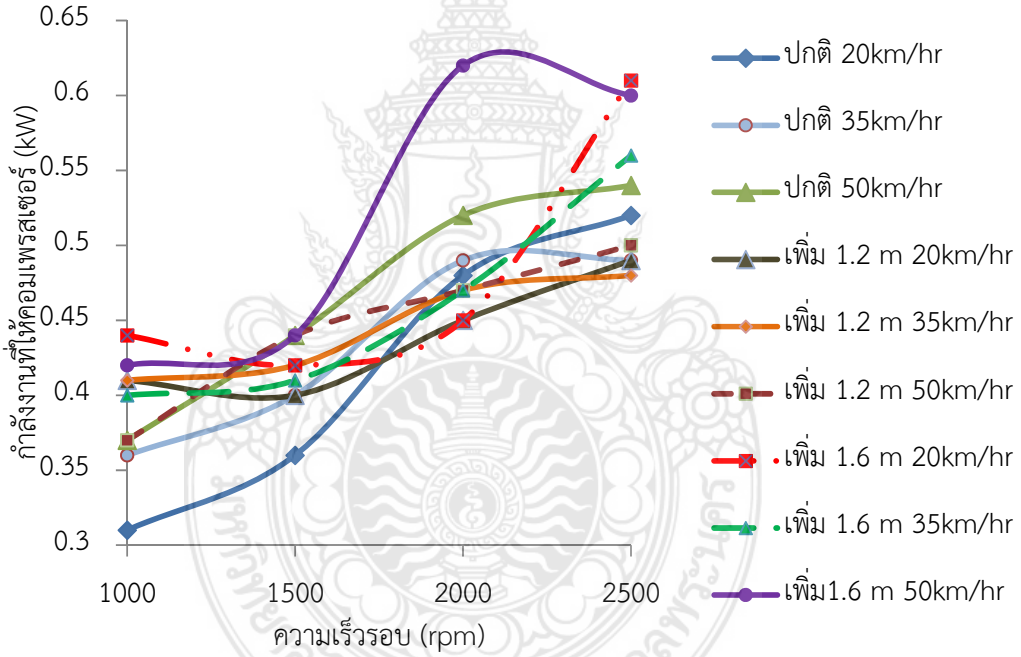
รูปที่ 4.2 ผลการทดสอบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์

จากรูปที่ 4.2 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยแบบปกติจะมีค่าต่ำสุด 2.20 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 3.34 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อยาว 1.2 เมตรจะมีค่าต่ำสุด 2.98 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 3.36 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr. และที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรจะมีค่าต่ำสุด 3.32 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 4.18 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 35 km/hr เมื่อนำมาเปรียบเทียบกันแล้วพบว่าที่แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีความยาวท่อ 1.6 เมตรจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนของ

สารทำความเย็นได้ดีที่สุด และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรจะมีผลต่ำลงมา เนื่องจากสารทำความเย็นถูกลดอุณหภูมิก่อนที่จะออกจากคอนเดนเซอร์ทำให้เกิดการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นจากไอกลายเป็นของเหลว

4.4 ผลการทดสอบกำลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

เมื่อนำผลการทดสอบมาคำนวณ และวิเคราะห์เปรียบเทียบกำลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm และ 2,500 rpm และความเร็วลม 20 km/hr, 35 km/hr และ 50 km/hr ได้ผลการทดสอบ ดังรูปที่ 4.3



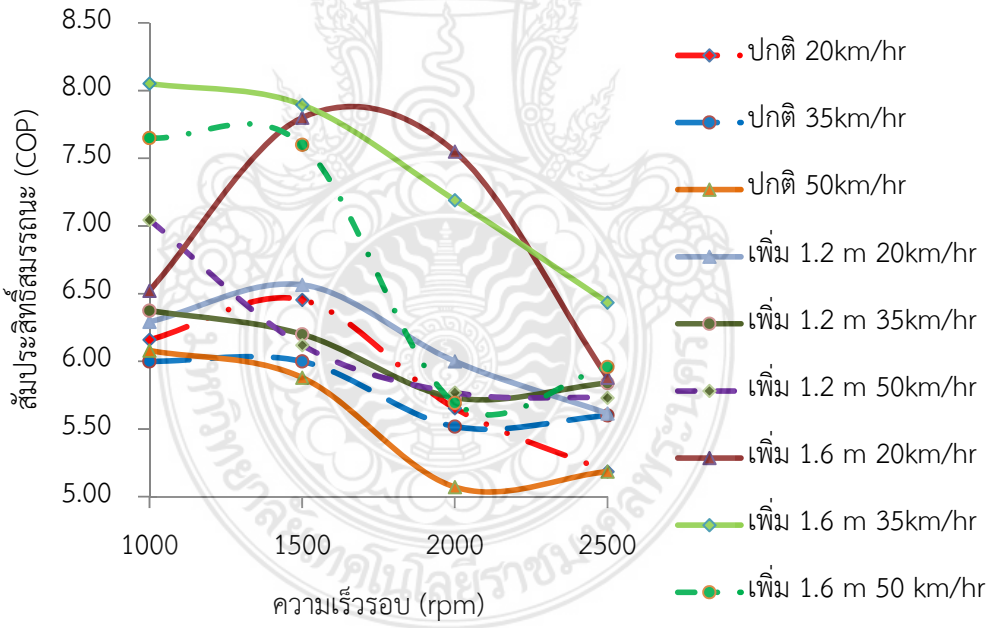
รูปที่ 4.3 ผลการทดสอบกำลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์

จากรูปที่ 4.3 กราฟแสดงการเปรียบเทียบกำลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยแบบปกติจะมีค่าต่ำสุด 0.31 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 0.52 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr. และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อยาว 1.2 เมตรจะมีค่าต่ำสุด 0.37 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 0.5 kW ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr และที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรจะมีค่าต่ำสุด 0.4 kW ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบ

ต่อนาทีความเร็ว 35 km/hr และค่าสูงสุดที่ได้ 0.62 kW ที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr เมื่อนำมาเปรียบเทียบกันแล้วพบว่าที่แบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีความยาวท่อ 1.6 เมตรจะใช้กำลังงานจากคอมเพรสเซอร์สูงสุดและที่ความยาว 1.2 เมตรรองลงมาและระบบปกติใช้กำลังงานคอมเพรสเซอร์ต่ำสุดเนื่องจากสารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์มีสถานะเป็นไอที่มีอุณหภูมิและความดันต่ำ และเมื่อออกจากคอมเพรสเซอร์สารทำความเย็นจะมีอุณหภูมิและความดันที่สูงขึ้น

4.5 ผลการทดสอบสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

เมื่อนำผลการทดสอบมาคำนวณ และวิเคราะห์เปรียบเทียบสัมประสิทธิสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm และ 2,500 rpm และความเร็วลม 20 km/hr, 35 km/hr และ 50 km/hr ได้ผลการทดสอบ ดังรูปที่ 4.4



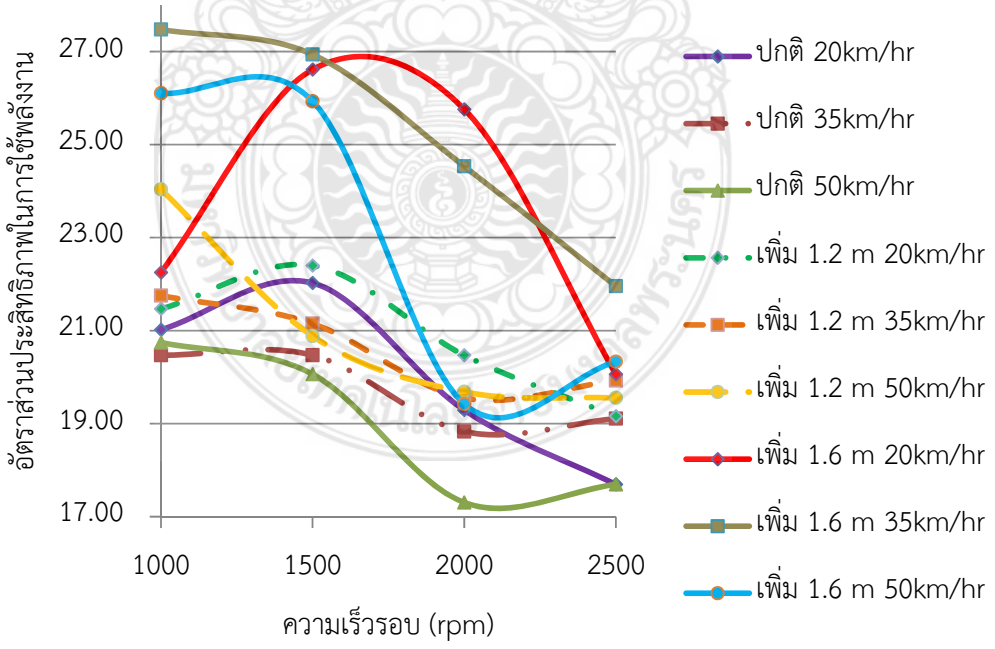
รูปที่ 4.4 ผลการทดสอบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

จากรูปที่ 4.4 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบปรับอากาศรถยนต์ จะเห็นได้ว่าความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์จะให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่สูงแต่เมื่อความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะมีค่าที่ต่ำลง ค่าสัมประสิทธิ์

สมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบปกติมีค่าสูงสุด 6.45 ที่ความเร็วรอบ 1,500 รอบต่อนาทีที่ความเร็ว 20 km/hr และค่าต่ำสุดที่ได้ 5.07 ที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr. และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตร จะให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดที่ได้ 7.05 ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr และค่าต่ำสุดที่ได้ 5.62 ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr และที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุด 8.05 ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 35 km/hr และค่าต่ำสุด 5.67 ที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr เมื่อนำมาเปรียบเทียบพบว่าในความเร็วรอบต่ำค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะโดยชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรมีค่าสูงสุดตามด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรรองลงมาในลำดับถัดไปเป็นแบบปกติ

4.6 ผลการทดสอบอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์

เมื่อนำผลการทดสอบมาคำนวณ และวิเคราะห์เปรียบเทียบอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศรถยนต์แบบปกติ และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ 1,000 rpm, 1,500 rpm, 2,000 rpm และ 2,500 rpm และความเร็วลม 20 km/hr, 35 km/hr และ 50 km/hr ได้ผลการทดสอบ ดังรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 อัตราส่วนประสิทธิภาพในการใช้พลังงาน

จากรูปที่ 4.5 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนประสิทธิภาพในการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศรถยนต์จะเห็นได้ว่าความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์จะให้อัตราส่วนประสิทธิภาพที่สูงแต่เมื่อความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นอัตราส่วนประสิทธิภาพจะมีค่าที่ต่ำลง โดยอัตราส่วนประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศแบบปกติมีค่าสูงสุด 22.02 Btu/hr·W ที่ความเร็วรอบ 1,500 รอบต่อนาทีที่ความเร็ว 20 km/hr. และค่าต่ำสุดที่ได้ 17.30 Btu/hr·W ที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr. และแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตร จะให้อัตราส่วนประสิทธิภาพสูงสุดที่ได้ 24.04 Btu/hr·W ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr. และค่าต่ำสุดที่ได้ 19.16 Btu/hr·W ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาทีความเร็ว 20 km/hr. และที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพสูงสุด 27.48 Btu/hr·W ที่ความเร็วรอบ 1,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 35 km/hr. และค่าต่ำสุด 19.42 Btu/hr·W ที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาทีความเร็ว 50 km/hr. เมื่อนำผลการทดสอบมาเปรียบเทียบพบว่าในความเร็วรอบต่ำอัตราส่วนประสิทธิภาพโดยชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.6 เมตรมีค่าสูงสุดตามด้วยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรรองลงมาในลำดับถัดไปเป็นแบบปกติ

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดสอบ

จากการศึกษาและพัฒนาการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์โดยใช้น้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์ โดยการเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบปกติกับระบบปรับอากาศแบบติดตั้งอุปกรณ์ระบายความร้อนของสารทำความเย็นโดยใช้ความยาวท่อ 1.2 เมตร และ 1.6 เมตรเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการดึงความร้อนออกจากห้องโดยสารมากขึ้นโดยในการทดสอบอยู่ในช่วงความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ 1,000 – 2,500 รอบต่อนาที และใช้ความเร็วในช่วง 20 – 50 km/hr รวมไปถึงปริมาตรห้องโดยสารขนาดเท่ากับรถยนต์นั่งขนาดเล็ก โดยมีมาตรฐานอุตสาหกรรม มอก. 1155-2536 เป็นแนวทางในการปฏิบัติ

ผลการศึกษาและทดสอบเมื่อเปรียบเทียบระบบปรับอากาศแบบปกติกับแบบมีชุดแลกเปลี่ยนความร้อนให้สอดคล้องกับวัตถุประสงค์

5.1.1 เพื่อศึกษาและพัฒนาการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศในรถยนต์

จากการศึกษาพบว่าระบบปรับอากาศสามารถเพิ่มประสิทธิภาพให้สูงขึ้นได้โดยการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ เพื่อให้สารทำความเย็นดึงความร้อนออกจากห้องโดยสารได้เพิ่มขึ้น เนื่องจากปกติสารทำความเย็นจะถูกระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์เพียงอย่างเดียวเมื่อรถยนต์หยุดนิ่งการระบายความร้อนของสารทำความเย็นจะไม่ดีเท่าที่ควรเมื่อเทียบกับเวลารถยนต์เคลื่อนที่ เพราะอากาศที่ไหลผ่านเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น จึงทำให้รถยนต์ที่เคลื่อนที่มีระบบปรับอากาศที่มีประสิทธิภาพสูงกว่ารถยนต์หยุดนิ่ง

5.1.2 เพื่อออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์

จากการออกแบบและจัดสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนโดยการนำน้ำจากคอยล์เย็นที่มีการควบแน่นมาช่วยระบายความร้อนให้แก่สารทำความเย็นที่ออกมาจากคอนเดนเซอร์ เพื่อช่วยเพิ่มความสามารถในการดึงความร้อนออกจากห้องโดยสารเป็นผลสำเร็จ ทำให้ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น โดยดูได้จากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มขึ้น

5.1.3 เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศในรถยนต์แบบปกติกับแบบติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งอุปกรณ์ระบายความร้อนโดยใช้น้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น โดยดูได้จากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) พบว่าเครื่องปรับอากาศระบบปกติจะให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยอยู่ที่ 19.56 Btu/hr·W และระบบปรับอากาศที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ความยาวท่อ 1.2 เมตรจะมีอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยอยู่ที่ 20.84 Btu/hr·W โดยเพิ่มขึ้นจากระบบเดิมเฉลี่ยแล้ว 6.68% แล้วที่ชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อยาว 1.6 เมตรจะมีอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยอยู่ที่ 23.95 Btu/hr·W โดยเพิ่มขึ้นจากระบบเดิมเดิมเฉลี่ยแล้ว 22.4% และเมื่อเปรียบเทียบจากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบปกติจะมีค่าสัมประสิทธิ์เฉลี่ยที่ 5.73 และระบบปรับอากาศแบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่ความยาวท่อ 1.2 เมตรจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ย 6.11 เพิ่มขึ้นจากระบบปกติ 6.69% และที่ความยาวท่อ 1.6 เมตร มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ย 7.02 โดยเพิ่มขึ้นจากระบบปกติ 22.24%

5.2 ปัญหาและอุปสรรค์

5.2.1 อุณหภูมิภายนอกส่งผลต่อการควบแน่นของน้ำจากอีวาพอเรเตอร์

5.2.2 ความชื้นในห้องโดยสารน้อยจะส่งเกิดการควบแน่นของน้ำจากอีวาพอเรเตอร์ลดลง

5.3 ข้อเสนอแนะ

จากการทดสอบการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศรถยนต์มีข้อเสนอแนะดังนี้

5.3.1 ควรทำถังพักน้ำที่ได้จากการควบแน่น เพื่อนำไประบายความร้อนในชุดอุปกรณ์ที่อุณหภูมิของน้ำภายในไม่สามารถระบายความร้อนของสารทำความเย็นได้

5.3.2 ปรับปรุงชุดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากการเดิมเป็นการนำท่อมาแช่ไว้ในน้ำเปลี่ยนเป็นนำผ้ามาพันท่อแล้วนำน้ำที่ควบแน่นจากอีวาพอเรเตอร์มาทำการหยดใส่เพื่อเปรียบเทียบ

5.3.3 การนำไปติดตั้งในรถยนต์จริงนั้นควรปรับปรุงชุดอุปกรณ์ที่ใส่น้ำให้เป็นระบบปิดเพื่อไม่ให้น้ำรั่วไหลออกมา

5.3.4 การติดตั้งชุดอุปกรณ์ควรหลีกเลี่ยงบริเวณที่เกิดความร้อนสูงเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของชุดอุปกรณ์มากขึ้น

บรรณานุกรม

[1] สมศักดิ์ สุโมตยกุล (2545). **"เครื่องปรับอากาศรถยนต์".** (พิมพ์ครั้งที่1).กรุงเทพมหานคร : บริษัท ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน).

[2] คณาจารย์วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร (2552 : 7). **"คู่มือปฏิบัติการทดลองการประลองทางวิศวกรรมเครื่องกล 1 เรื่อง การทดสอบการทำความเย็นละปรับอากาศ (Refrigeration and Air Conditioning Testing)". เอกสารประกอบการเรียนวิชาการประลองทางวิศวกรรมเครื่องกล 1.**

[3] บริษัท เอ็มแอนด์อี จำกัด (2547). **"ระบบปรับอากาศชุดที่ 1".** (พิมพ์ครั้งที่7). กรุงเทพมหานคร: หจก. นำอักษรการพิมพ์

[4] ตำราอบรม "ผู้รับผิดชอบด้านพลังงานอาวุโส ด้านปฏิบัติ" ด้านไฟฟ้า. **"การอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ"**.

[5] ทวีผล แปงณีวงศ์.(2552)**"การลดใช้พลังงานในระบบปรับอากาศรถยนต์โดยวิธีการซับคูล"** ปริญญานิพนธ์**,** คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

[6] ปริญญา สีชมภู. 2551, "**การวิเคราะห์ตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะเครื่องปรับอากาศรถยนต์**" ปริญญานิพนธ์**,** คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

[7] อรุณศักดิ์ ฮอหรินทร์. 2553,"**การศึกษาการเพิ่มสมรรถนะระบบปรับกาศรถยนต์โดยการพ่นละอองน้ำเพื่อช่วยระบายความร้อนคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศรถยนต์**"ปริญญูนิพนธ์ **,**คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรมและเทคโนโลยี ,มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

[8] คุณดิลก ปาณานนท์ 2549. "**Superheat Subcooling and System Efficiency**" บจก.แดนฟอส์ส (ประเทศไทย)

[9] **โครงสร้างของระบบปรับอากาศรถยนต์** ,2557,http://kautosmilesclub.askkbank.com/yourcar/knowledge/Pages/CarAir.aspx, สืบค้นเมื่อ 15 กันยายน พ.ศ. 2557

[10] ผศ. น.อ. ดร.ตระการ ก้าวกสิกรรม. "**การทำความเย็น**" เอกสารประกอบการเรียนวิชาทำความเย็น

[11] ดร.จุฑารัตน์ ทะสะระ."**การถ่ายเทความร้อน**" เอกสารประกอบการเรียนวิชาการถ่ายเทความร้อน, มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

[12] O.Kaynakl and I.Horu "An experimental analysis of automotive air conditioning system" Int. Comm. Heat Mass Transfer (2003), Vol.30, No. 2 pp.273-284

[13] G.H. Lee a and J.Y. Yoo "Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system" International Journal of Refrigeration 23 (2000) 243-254

[14] กรมการขนส่งทางบก กระทรวคมนาคม. “ จำนวนรถจดทะเบียน (สะสม) ณ วันที่ 30 มิถุนายน2556”. กลุ่มสถิติการขนส่ง กองแผนงาน กรมการขนส่งทางบก

[15] Johnson, Valerie H. “Fuel Used for Vehicle Air Conditioning: A State-by-State Thermal Comfort-Based Approach”. NREL Report No. 2002-01-1957, Golden, CO: NREL, 2002.

[16] Kenji Aya, and Kazuo Yamogimoto, Masoru Kadoi and Jonichi Murozono. “Development of energy-saving air conditioning for NEW COLT”. Mitsubishi motors technical review no.16, 2004

[17] Masahide Ishikawa, Takayoshi Mutsuno and Kazuhito Miyagawa. “Improvement Of Power Saving in R134a Air-condition System”. TOYOTA MOTOR CORPORATION and DENSO CORPORATION, (2005).

[18] Xuquan Li, Jiangping Chen, Zhijiu Chen, Weihua Liu and Wdi Hu, Xiaobing Liu. “A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning”. Applied Thermal Engineering, 24(2004), 1073-1085

[19] Avinash. D. Desai, S. N. Sapali, Parthasarathi. V. Garikipati. “Development of Energy Efficient R-134a Automotive Air Conditioning System Using Internal Heat Exchanger”. Proceedings of the World Congress on Engineering 2011 Vol III WCE 2011, July 6 - 8, 2011, London, U.K.

[20] Zhaogang Qi, Yu Zhao and Jiangping Chen. “Performance enhancement study of mobile air conditioning system using microchannel heat exchangers”., international journal of refrigeration 33 (2010) 301–312

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.

ตารางคุณสมบัติ R134-a

ตารางที่ ค-1 คุณสมบัติของสารทำความเย็น R134-a

Temp.	Saturation Pressure	Density ρ, kg/m³		Enthalpy of Vaporization	Specific Heat c_p, J/kg·K		Thermal Conductivity k, W/m·K		Dynamic Viscosity μ, kg/m·s		Prandtl Number Pr		Volume Expansion Coefficient β, 1/K	Surface Tension,
T, °C	P, kPa	Liquid	Vapor	h_{fg}, kJ/kg	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	N/m
−40	51.2	1418	2.773	225.9	1254	748.6	0.1101	0.00811	4.878×10^{-4}	2.550×10^{-6}	5.558	0.235	0.00205	0.01760
−35	66.2	1403	3.524	222.7	1264	764.1	0.1084	0.00862	4.509×10^{-4}	3.003×10^{-6}	5.257	0.266	0.00209	0.01682
−30	84.4	1389	4.429	219.5	1273	780.2	0.1066	0.00913	4.178×10^{-4}	3.504×10^{-6}	4.992	0.299	0.00215	0.01604
−25	106.5	1374	5.509	216.3	1283	797.2	0.1047	0.00963	3.882×10^{-4}	4.054×10^{-6}	4.757	0.335	0.00220	0.01527
−20	132.8	1359	6.787	213.0	1294	814.9	0.1028	0.01013	3.614×10^{-4}	4.651×10^{-6}	4.548	0.374	0.00227	0.01451
−15	164.0	1343	8.288	209.5	1306	833.5	0.1009	0.01063	3.371×10^{-4}	5.295×10^{-6}	4.363	0.415	0.00233	0.01376
−10	200.7	1327	10.04	206.0	1318	853.1	0.0989	0.01112	3.150×10^{-4}	5.982×10^{-6}	4.198	0.459	0.00241	0.01302
−5	243.5	1311	12.07	202.4	1330	873.8	0.0968	0.01161	2.947×10^{-4}	6.709×10^{-6}	4.051	0.505	0.00249	0.01229
0	293.0	1295	14.42	198.7	1344	895.6	0.0947	0.01210	2.761×10^{-4}	7.471×10^{-6}	3.919	0.553	0.00258	0.01156
5	349.9	1278	17.12	194.8	1358	918.7	0.0925	0.01259	2.589×10^{-4}	8.264×10^{-6}	3.802	0.603	0.00269	0.01084
10	414.9	1261	20.22	190.8	1374	943.2	0.0903	0.01308	2.430×10^{-4}	9.081×10^{-6}	3.697	0.655	0.00280	0.01014
15	488.7	1244	23.75	186.6	1390	969.4	0.0880	0.01357	2.281×10^{-4}	9.915×10^{-6}	3.604	0.708	0.00293	0.00944
20	572.1	1226	27.77	182.3	1408	997.6	0.0856	0.01406	2.142×10^{-4}	1.075×10^{-5}	3.521	0.763	0.00307	0.00876
25	665.8	1207	32.34	177.8	1427	1028	0.0833	0.01456	2.012×10^{-4}	1.160×10^{-5}	3.448	0.819	0.00324	0.00808
30	770.6	1188	37.53	173.1	1448	1061	0.0808	0.01507	1.888×10^{-4}	1.244×10^{-5}	3.383	0.877	0.00342	0.00742
35	887.5	1168	43.41	168.2	1471	1098	0.0783	0.01558	1.772×10^{-4}	1.327×10^{-5}	3.328	0.935	0.00364	0.00677
40	1017.1	1147	50.08	163.0	1498	1138	0.0757	0.01610	1.660×10^{-4}	1.408×10^{-5}	3.285	0.995	0.00390	0.00613
45	1160.5	1125	57.66	157.6	1529	1184	0.0731	0.01664	1.554×10^{-4}	1.486×10^{-5}	3.253	1.058	0.00420	0.00550
50	1318.6	1102	66.27	151.8	1566	1237	0.0704	0.01720	1.453×10^{-4}	1.562×10^{-5}	3.231	1.123	0.00455	0.00489
55	1492.3	1078	76.11	145.7	1608	1298	0.0676	0.01777	1.355×10^{-4}	1.634×10^{-5}	3.223	1.193	0.00500	0.00429
60	1682.8	1053	87.38	139.1	1659	1372	0.0647	0.01838	1.260×10^{-4}	1.704×10^{-5}	3.229	1.272	0.00554	0.00372
65	1891.0	1026	100.4	132.1	1722	1462	0.0618	0.01902	1.167×10^{-4}	1.771×10^{-5}	3.255	1.362	0.00624	0.00315
70	2118.2	996.2	115.6	124.4	1801	1577	0.0587	0.01972	1.077×10^{-4}	1.839×10^{-5}	3.307	1.471	0.00716	0.00261
75	2365.8	964	133.6	115.9	1907	1731	0.0555	0.02048	9.891×10^{-5}	1.908×10^{-5}	3.400	1.612	0.00843	0.00209
80	2635.2	928.2	155.3	106.4	2056	1948	0.0521	0.02133	9.011×10^{-5}	1.982×10^{-5}	3.558	1.810	0.01031	0.00160
85	2928.2	887.1	182.3	95.4	2287	2281	0.0484	0.02233	8.124×10^{-5}	2.071×10^{-5}	3.837	2.116	0.01336	0.00114
90	3246.9	837.7	217.8	82.2	2701	2865	0.0444	0.02357	7.203×10^{-5}	2.187×10^{-5}	4.385	2.658	0.01911	0.00071
95	3594.1	772.5	269.3	64.9	3675	4144	0.0396	0.02544	6.190×10^{-5}	2.370×10^{-5}	5.746	3.862	0.03343	0.00033
100	3975.1	651.7	376.3	33.9	7959	8785	0.0322	0.02989	4.765×10^{-5}	2.833×10^{-5}	11.77	8.326	0.10047	0.00004

Note 1: Kinematic viscosity ν and thermal diffusivity α can be calculated from their definitions, $\nu = \mu/\rho$ and $\alpha = k/\rho c_p = \nu/\text{Pr}$. The properties listed here (except the vapor density) can be used at any pressures with negligible error except at temperatures near the critical-point value.

Note 2: The unit kJ/kg·°C for specific heat is equivalent to kJ/kg·K, and the unit W/m·°C for thermal conductivity is equivalent to W/m·K.