

การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ
เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนระบบปรับอากาศรถยนต์

ปิยะนุช บุญญโส

TNI

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม

สถาบันเทคโนโลยีไทย - ญี่ปุ่น

ปีการศึกษา 2558

DEVELOPMENT CLOSED-LOOP OSCILLATING HEAT PIPE WITH CHECK VALVES
(CLOHP/CV) TO ENHANCE HEAT REMOVAL FROM AUTOMOBILE AIR-CONDITIONER

Piyanuch Bunyaso

TNI

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Technology Program in Engineering

Faculty of Engineering

Thai - Nichi Institute of Technology

Academic Year 2015

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การประยุกต์ใช้ท่อนความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มี
วาล์วกันกลับ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความ
ร้อนระบบปรับอากาศรถยนต์

โดย

ปิยะนุช บุญญโส

สาขาวิชา

เทคโนโลยีวิศวกรรม

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิภาวดี วงษ์สุวรรณ

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยนี้เป็นส่วนหนึ่ง
ของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบัณฑิต

.....คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร.พิชิต สุขเจริญพงษ์)

วันที่.....เดือน.....พ.ศ.....

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทศพล เขตเจนการ)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จันทวัฒน์ ไชยชนะวงศ์)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐพล ลิ้มจิระจรัส)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิภาวดี วงษ์สุวรรณ)

ปิยะนุช บุญญโส : การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีวาล์วก้นกลับ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนระบบปรับอากาศรถยนต์. อาจารย์ที่ปรึกษา
วิทยานิพนธ์ : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วิภาวดี วงษ์สุวรรณ, 81 หน้า.

งานวิจัยนี้ได้ประยุกต์ใช้งานท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีวาล์วก้นกลับ (CLOHP/CV) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ ท่อความร้อนทำมาจากท่อคาปิลลารีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ขดไปมาเป็นแผงแบบวงรอบโดยมีความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น เท่ากันที่ 100 mm ติดตั้งวาล์วก้นกลับจำนวน 1 ตัว ภายในบรรจุสารทำงาน R-134a ที่อัตราการเติม 50% ของปริมาตรท่อทั้งหมด จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อ ได้แก่ 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว และมุมเอียงในการทำงาน คือ 0 30 45 และ 60 องศา

ทำการทดลองกับท่อความร้อนโดยให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยด้วยฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 800 W และระบายความร้อนในส่วนควบแน่นด้วยอากาศเย็น จากผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิที่ผิวของท่อความร้อนทั้งส่วนทำระเหยและควบแน่นเพิ่มขึ้นตามจำนวนโค้งเลี้ยว และมุมเอียงในการทำงาน โดยท่อความร้อนจำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60 องศา มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ 3789 W มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเท่ากับ $2149 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ และมีค่าความต้านทานทางความร้อนต่ำที่สุด คือ $0.63 \text{ } ^\circ\text{C/kW}$

จากการติดตั้งท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60 องศา กับแผงคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ของสถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น พบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 6.50 และ 22.16 Btu/h/W ตามลำดับ โดยค่า COP และ EER เพิ่มขึ้นจากเดิมถึง 30% ในขณะที่ค่าประสิทธิภาพสูงสุดของท่อความร้อนเท่ากับ 0.5 แสดงถึงความสามารถของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีวาล์วก้นกลับในการเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนออกจากแผงคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ได้เป็นอย่างดี

บัณฑิตวิทยาลัย

สาขาวิชา เทคโนโลยีวิศวกรรม

ปีการศึกษา 2558

ลายมือชื่อนักศึกษา.....

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....

PIYANUCH BUNYASO : DEVELOPMENT CLOSED-LOOP OSCILLATING HEAT PIPE WITH CHECK VALVES (CLOHP/CV) TO ENHANCE HEAT REMOVAL FROM AUTOMOBILE AIR-CONDITIONER. ADVISOR : ASSISTANT PROFESSOR DR. WIPAWADEE WONGSUWAN, 81 PP.

The research applied the Closed-loop oscillating heat pipe with check valves (CLOHP/CV) to enhance heat removal performance of the condenser of the automobile air-conditioner. The heat pipe was made from a capillary tube, 2.03 mm inside diameter, bending as loop and panel with similar length of three sections; evaporator adiabatic and condenser sections about 100 mm and installed by one check valve. The CLOHP/CV was filled by R-134a working fluid at 50% of tube volume. Heat pipes had 4, 6 and 8 loops and operating with various tilted angle; 0, 30, 45 and 60 degrees.

The CLOHP/CV heat pipe was experimented by heating the evaporator section by 800-W electric heater and cooling the condenser section by cold air. The experimental results showed that the surface temperature of evaporator and condenser sections increased with the number of CLOHP/CV loops and tilted angle. The 8 loops CLOHP/CV tilted angle by 60 degrees provided maximum heat transfer rate 3789 W, maximum convection heat transfer coefficient $2149 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}$, and minimum thermal resistance $0.63 \text{ }^\circ\text{C/kW}$.

The CLOHP/CV, 8-loops 60° -tilted angle, was tested with a condenser of the demonstration unit of automobile air-conditioner at Thai-Nichi Institute of Technology. The COP and EER of the air-conditioner with CLOHP/CV were increased to 6.50 and 22.16 Btu/h/W, respectively, or increased by 30%. While, the maximum effectiveness of CLOHP/CV was nearly 0.5 showing that the CLOHP/CV heat pipe could effectively enhance the heat rejection performance of the air-conditioner condenser.

Graduate School
Field of Engineering of Technology
Academic Year 2015

Student's Signature
Advisor's Signature

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงลงด้วยดี อันเนื่องมาจากความกรุณาของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วิภาวดี วงษ์สุวรรณ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผู้ให้คำปรึกษา คำแนะนำ และแนวทางในการทำวิจัย รวมถึงความช่วยเหลือในเรื่องของสถานที่และเครื่องมือที่ใช้ในการทำวิจัยในครั้งนี้ ตลอดจนกรุณาสละเวลาในการตรวจสอบงานวิทยานิพนธ์จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ทศพล เขตเจนการ ที่กรุณาสละเวลามาเป็นประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รวมถึงคำแนะนำในการทำวิจัยในครั้งนี้

ขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบทุกท่าน ได้แก่ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐพล ลิ้มจิระจรัส และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จันทวัฒน์ ไชยชนะวงศ์ ที่กรุณาสละเวลาและตรวจแก้ไขวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ให้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบพระคุณ ดร.ณัฐวุฒิ ธาราวดี อาจารย์คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศิลปากร ที่กรุณาให้ความรู้และแนวทางในการทำท่อความร้อน ตลอดจนสถานที่ที่ใช้ในการจัดทำ

ขอขอบพระคุณ อาจารย์วิศิษฐ์ สองเมือง อาจารย์คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมยานยนต์ สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น ในความอนุเคราะห์ให้ใช้สถานที่และชุดสาริระบบปรับอากาศรถยนต์ รวมทั้งคำแนะนำในการทำวิจัยในครั้งนี้

ขอขอบพระคุณ อาจารย์สุพิชญา เชิดเกียรติกุล อาจารย์พิเศษคณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรม สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น ที่ให้คำปรึกษาและแนะนำการใช้เครื่องมือ Data Logger (YOKOKAWA MW100)

และท้ายที่สุดขอขอบพระคุณบิดา มารดา และครอบครัว ที่ให้โอกาสในการศึกษาต่อ และขอขอบคุณเพื่อนๆ และน้องๆ ที่คณะวิศวกรรมศาสตร์สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น และมหาวิทยาลัยศิลปากร และผู้มีพระคุณทุกท่าน ทั้งผู้ที่กล่าวนามและไม่ได้กล่าวนามในที่นี้ ผู้เขียนมีความซาบซึ้งในความกรุณาและความช่วยเหลือจากทุกท่าน และขอกราบขอบพระคุณมา ณ โอกาสนี้

ปิยะนุช บุญญโส

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฌ
สารบัญรูป.....	ญ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 ขอบเขตของการศึกษาและวิจัย.....	2
1.4 ระเบียบวิธีวิจัย.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.6 แผนการดำเนินงาน.....	4
2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1 ระบบปรับอากาศรถยนต์.....	5
2.2 ท่อความร้อน.....	13
2.3 ท่อความร้อนแบบสั่น.....	14
2.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน.....	16
2.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อน.....	16
2.6 ความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน.....	17
2.7 ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน.....	18
2.8 การวิเคราะห์ค่าความคลาดเคลื่อนเนื่องจากเครื่องมือวัด.....	19
2.9 ปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะท่อความร้อน.....	20
2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	23

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3	วิธีการดำเนินงานและแผนการวิจัย..... 28
	3.1 การออกแบบชุดทดสอบต่อความร้อน..... 28
	3.2 การทดสอบสมรรถนะของท่อความร้อนกับชุดสาธิต ระบบปรับอากาศรถยนต์..... 36
4	ผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผลการทดลอง..... 41
	4.1 การกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวต่อความร้อนกับเวลา..... 41
	4.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน..... 45
	4.3 สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน..... 48
	4.4 ค่าความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน..... 49
	4.5 ผลของสมรรถนะของท่อความร้อน ต่อชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์..... 50
5	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ..... 53
	5.1 สรุปผลการวิจัย..... 53
	5.2 ข้อเสนอแนะ..... 55
	บรรณานุกรม..... 57
	ภาคผนวก..... 62
	ภาคผนวก ก..... 63
	ภาคผนวก ข..... 68
	ภาคผนวก ค..... 77
	ประวัติย่อผู้วิจัย..... 81

สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
1.1 แผนงานและระยะเวลาดำเนินงาน.....	4
2.1 ข้อมูลและตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย.....	26
3.1 ค่าคงที่และพารามิเตอร์.....	30
3.2 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง.....	30
3.3 ตัวแปรที่ใช้ในการกำหนดรูปแบบการติดตั้ง.....	37
4.1 ค่าความคลาดเคลื่อนสะสมของอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน.....	47
4.2 เปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลงค่า COP และ EER.....	52
5.1 เปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลงค่า COP และ EER ของระบบปรับอากาศ.....	55

TNI

THAI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY

สารบัญรูป

รูป	หน้า
2.1 ระบบปรับอากาศรถยนต์.....	5
2.2 วงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์.....	6
2.3 คอมเพรสเซอร์ (Compressor).....	7
2.4 คอนเดนเซอร์ (Condenser).....	8
2.5 รีซีฟเวอร์ดรายเออร์ (Receiver dryer).....	8
2.6 วาล์วลดความดัน (Expansion valve).....	9
2.7 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator).....	9
2.8 Schematic Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	10
2.9 แผนภาพ P-h Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ.....	10
2.10 โครงสร้างภายในของท่อความร้อน.....	13
2.11 ประเภทของท่อความร้อนแบบสั้น.....	15
2.12 การทำงานของท่อความร้อนแบบสั้น.....	15
2.13 ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน ของท่อความร้อน.....	21
2.14 ผลของความยาวส่วนทำระเหยต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน.....	22
2.15 มุมเอียงการทำงานของท่อความร้อน.....	22
3.1 ไดอะแกรมของชุดทดสอบท่อความร้อน CLOHP/CV ในห้องปฏิบัติการ.....	29
3.2 ชุดทดสอบท่อความร้อน CLOHP/CV ในห้องปฏิบัติการ.....	29
3.3 ท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 6 โค้งเลี้ยว.....	32
3.4 กล่องสังกะสี.....	32
3.5 ฮีตเตอร์ไฟฟ้า ขนาด 200V 800 W.....	33
3.6 Insulating Foam Tape.....	33
3.7 Data Logger (YOKOKAWA MW100).....	33
3.8 Anemometer.....	34
3.9 ปืนน้ำแบบจุ่ม ขนาด 23 W.....	34
3.10 ชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์.....	36

สารบัญรูป (ต่อ)

รูป	หน้า
3.11 วงจรการติดตั้งท่อความร้อน CLOHP/CV และตำแหน่งการวัด.....	39
3.12 การทดสอบชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับระบบปรับอากาศรถยนต์สาธิต.....	39
3.13 ตำแหน่งการติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับระบบปรับอากาศรถยนต์สาธิต.....	40
4.1 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงตามเวลาของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV ของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นกับเวลา.....	42
4.2 อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ยของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนทำระเหย.....	43
4.3 อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ยของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนควบแน่น.....	43
4.4 อุณหภูมิแตกต่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของท่อความร้อน CLOHP/CV.....	44
4.5 อุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV 8 โค้งเฉลี่ย ที่มุมเอียง 60° กับเวลา.....	44
4.6 อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV.....	46
4.7 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ต่อมุมเอียงทำงาน.....	47
4.8 สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนควบแน่น ต่อมุมเอียงทำงาน.....	48
4.9 ความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ต่อมุมเอียงทำงาน.....	49
4.10 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP).....	51
4.11 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER).....	51
4.12 ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV.....	52
ก.1 ท่อความร้อน CLOHP/CV ที่จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ.....	64
ก.2 การต่อชุดแมนนิโฟลด์เข้ากับระบบ.....	65
ก.3 สภาพของท่อต้องเย็นขณะเติมสารทำความเย็น.....	65
ก.4 การอ่านเข็มแมนนิโฟลด์.....	66
ก.5 การวางถังสารทำความเย็นในขั้นตอนการเติมสาร.....	67

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ประเทศไทยตั้งอยู่ในเขตภูมิอากาศแบบร้อนชื้น ทำให้การปรับอากาศเพื่อความสบายของมนุษย์เข้ามามีบทบาทสำคัญต่อชีวิตประจำวัน ทั้งในบ้านพักอาศัย อาคารสำนักงาน โรงงาน อุตสาหกรรม โรงพยาบาล ฯลฯ และโดยเฉพาะในรถยนต์ ซึ่งปัจจุบันมีการใช้รถยนต์ในปริมาณสูงขึ้น และต้องประเทศเขตร้อนจำเป็นต้องมีระบบปรับอากาศเป็นระบบที่ใช้พลังงานไฟฟ้า การพัฒนาระบบปรับอากาศรถยนต์ให้ใช้พลังงานน้อยลงจึงเป็นการแก้ไขปัญหาดังกล่าว

ระบบปรับอากาศรถยนต์มีส่วนประกอบหลัก คือ คอมเพรสเซอร์หรือเครื่องอัดไอ (Compressor) แผงคอยล์ร้อน (Condenser) รีซีฟเวอร์ไดรยเออร์ (Receiver dryer) วาล์วลดความดัน (Expansion valve) และคอยล์เย็น (Evaporator) [1] ซึ่งสามารถปรับปรุงอุปกรณ์เหล่านี้เพื่อให้มีประสิทธิภาพการใช้งานที่สูงขึ้น เพื่อช่วยประหยัดพลังงานและลดค่าใช้จ่ายลง

วิธีในการปรับปรุงหรือเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศมีหลากหลายวิธี เช่น การเลือกใช้สารทำความเย็นที่ดี การใช้ท่อความร้อนในการลดความชื้นของระบบปรับอากาศ โดยการติดตั้งท่อความร้อนคร่อมคอยล์เย็น [2] การลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอยล์เย็น โดยการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบลิควิดอินเตอร์คูลเลอร์ (Liquid Intercooler) [3] การใช้ท่อความร้อนช่วยในการระบายความร้อนของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่แผงคอยล์ร้อน โดยติดตั้งระหว่างเครื่องอัดไอและแผงคอยล์ร้อน [4] การใช้ท่อความร้อนในการช่วยระบายความร้อน โดยการดึงความร้อนออกจากแผงคอยล์ร้อน [5] เป็นต้น

ท่อความร้อน (Heat pipe) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ชนิดหนึ่งที่มีความสามารถในการนำความร้อนจากแหล่งความร้อน (Heat source) ไปสู่แหล่งระบายความร้อน (Heat sink) ได้อย่างรวดเร็วและมีประสิทธิภาพ [6] จุดเด่นของท่อความร้อนที่แตกต่างจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไป คือ ไม่มีการเคลื่อนไหว ไม่ต้องการการเคลื่อนที่ ไม่ต้องใช้พลังงานกลเสริมในการทำงาน อุณหภูมิในการทำงานมีช่วงกว้าง สามารถทำงานได้แม้ในสภาพอุณหภูมิที่มีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย มีค่าฟลักซ์ในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าโลหะมาก มีการบำรุงรักษาน้อย ไม่ใช้ไฟฟ้า และเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม จากงานวิจัยของสุวรรณ วาวแว และคณะ ได้ประยุกต์ใช้ท่อความร้อนในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลเทอร์โบชาร์ท [7] และของ Burban, G. et al. ได้นำท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ในรถยนต์ไฮบริด [8] เป็นต้น

ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีคุณสมบัติในการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพและสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้หลากหลาย พบว่างานวิจัยที่ผ่านมาได้มีการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนกับระบบปรับอากาศในอาคารและโรงงานอุตสาหกรรม ผู้วิจัยจึงมีความสนใจที่จะนำเอาจุดเด่นของท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้ โดยการนำท่อความร้อนมาช่วยระบายความร้อนออกจากแผงคอนเดนเซอร์ของในระบบปรับอากาศของรถยนต์ เพื่อให้ภาระงานของการระบายความร้อนลดลง และช่วยเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศรถยนต์ด้วย ท่อความร้อนแบบสันมีความเหมาะสมกับการนำมาใช้ระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศมากที่สุด เนื่องจากมีสมรรถนะทางความร้อนสูง โดยท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed-loop oscillating heat pipe with check valves : CLOHP/CV) ที่สร้างจากท่อคาปิลลารีมีค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุด สามารถทำงานได้ในสถานะการติดตั้งแบบเอียง ขนาดของท่อที่เหมาะสมกับการใช้งานกับอุปกรณ์ขนาดเล็ก และมีพื้นที่จำกัด จึงน่าสนใจที่จะนำมาทดสอบใช้ระบายความร้อนจากคอยล์ร้อนของระบบปรับอากาศรถยนต์ และนำมาซึ่งวัตถุประสงค์การวิจัยของงานชิ้นนี้

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

ศึกษาวิจัยการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนที่แผงคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศรถยนต์

1.3 ขอบเขตของการศึกษาและวิจัย

1.3.1 การออกแบบและทดสอบท่อความร้อน CLOHP/CV ในระดับห้องปฏิบัติการ เพื่อหาคุณสมบัติหรือรูปแบบที่เหมาะสมในการระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศของรถยนต์ โดยไม่ได้ติดตั้งกับรถยนต์จริง

1.3.2 ระบบปรับอากาศรถยนต์ที่จะใช้ทดสอบชุดท่อความร้อนเป็นชุดสาธิตสำหรับรถยนต์ทั่วไปที่ติดตั้งในห้องปฏิบัติการของคณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น

1.4 ระเบียบวิธีวิจัย

1.4.1 เพิ่มพูนความรู้พื้นฐาน ทักษะและประสบการณ์ โดยศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับระบบปรับอากาศรถยนต์ คุณลักษณะของท่อความร้อน และทฤษฎีการแลกเปลี่ยนความร้อน ฯลฯ จากแหล่งข้อมูลต่างๆ อาทิ หนังสือ บทความวิชาการ เอกสารรวบรวมบทความวิชาการจากงานประชุมวิชาการ วารสาร บทความในอินเทอร์เน็ต ฯลฯ

1.4.2 วิเคราะห์และอภิปรายจนกระทั่งกำหนดปัญหาวิจัยซึ่งนำไปสู่วัตถุประสงค์งานวิจัย

1.4.3 กำหนดขอบเขตของงานวิจัยโดยพิจารณาจากทรัพยากรที่มีอยู่ งบประมาณ และสถานที่ในการทำวิจัย

1.4.4 สรุปแนวคิดการใช้ท่อความร้อนสำหรับระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศรถยนต์ โดยอาศัยข้อมูลคุณลักษณะเฉพาะของระบบปรับอากาศรถยนต์

1.4.5 ออกแบบทางวิศวกรรม และกำหนดคุณลักษณะจำเพาะของท่อความร้อน เพื่อให้เหมาะสมกับการติดตั้งกับระบบระบายความร้อนจากเครื่องปรับอากาศรถยนต์

1.4.6 จัดสร้างและทดสอบชุดท่อความร้อนในห้องปฏิบัติการ

1.4.7 ออกแบบการทดลองในการทดสอบระบบท่อความร้อนเพื่อการระบายความร้อนจากเครื่องปรับอากาศรถยนต์ โดยติดตั้งระบบท่อความร้อนกับชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์

1.4.8 ทดสอบสมรรถนะการระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศรถยนต์สาธิตโดยชุดท่อความร้อน CLOHP/CV วิเคราะห์วิจารณ์และสรุปผลการวิจัย

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ทราบผลการทดสอบและพฤติกรรมการระบายความร้อนของชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ที่ทดสอบในห้องปฏิบัติการ และได้

1.5.2 ทราบสมรรถนะการระบายความร้อนของชุดท่อความร้อนจากชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ และรูปแบบของท่อความร้อน CLOHP/CV ที่เหมาะสม

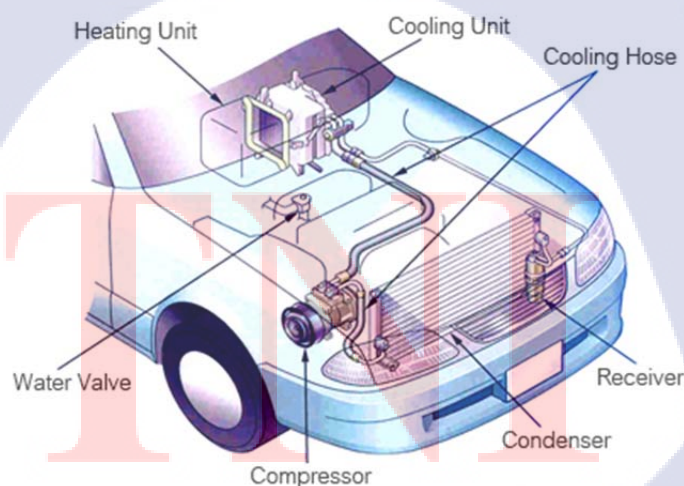
บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยเพื่อประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ช่วยระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศรถยนต์ มีการนำทฤษฎีที่เกี่ยวข้องมาประยุกต์ใช้เพื่อการออกแบบ และอาศัยข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในการกำหนดระเบียบวิธีวิจัย ดังทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่นำเสนอในบทนี้ได้แก่ ระบบปรับอากาศรถยนต์ ท่อความร้อนทั่วไป ท่อความร้อนแบบสั่น ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน และปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อน

2.1 ระบบปรับอากาศรถยนต์

ระบบปรับอากาศรถยนต์ คือ ระบบควบคุมอุณหภูมิ ความชื้น และปริมาณลมในห้องโดยสาร เพื่อสร้างสภาพแวดล้อมที่ดีแก่ผู้โดยสาร การทำความเย็นของระบบปรับอากาศ ดังรูปที่ 2.1 จะอาศัยหลักการระเหยของสารทำความเย็นในหน่วยทำความเย็นที่มีเครื่องทำระเหยอยู่ด้วย (Cooling Unit) จากนั้นสารทำความเย็นไหลไปสู่เครื่องอัดไอ (Compressor) แล้วควบแน่นผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) เข้าสู่รีซีฟเวอร์ดรายเออร์ (Receiver dryer) และถูกลดความดันจนไหลเวียนกลับเข้ามายังหน่วยทำความเย็น (Cooling unit) เป็นวัฏจักรต่อเนื่องเช่นนี้ [9]



รูปที่ 2.1 ระบบปรับอากาศรถยนต์ [9]

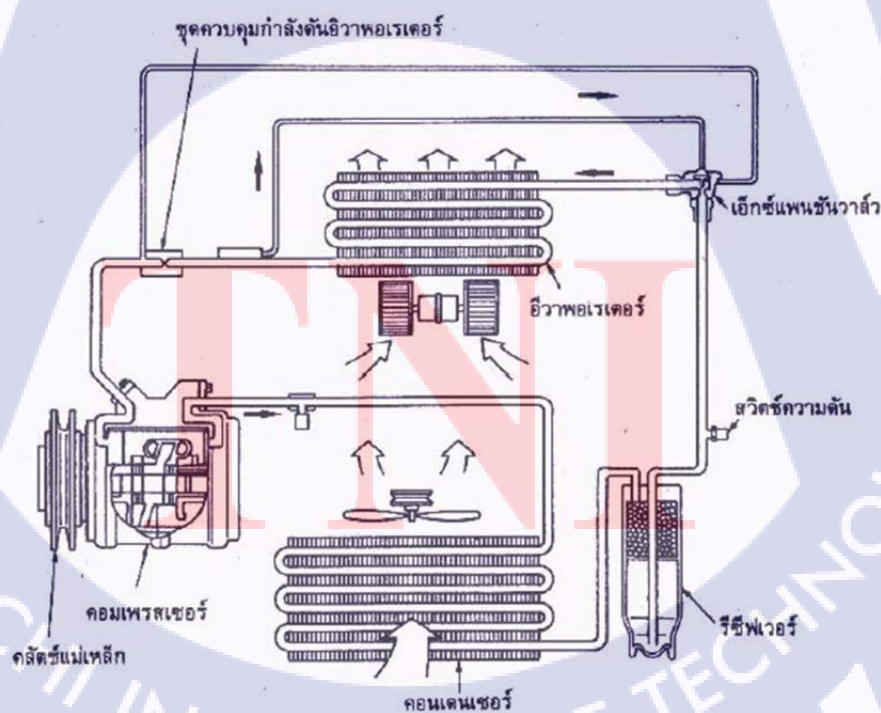
การควบแน่นสารทำระเหยใช้คอนเดนเซอร์ (Condenser) ระหว่างการควบแน่นไอสารทำความเย็นก็จะคายความร้อนออกมา จึงต้องมีวิธีการระบายความร้อนนี้ออกไปโดยอาจจะใช้อากาศ

(Air-cooled) หรือน้ำ (Water-cooled) ในการระบายความร้อน เมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นของเหลวแล้ว จึงลดความดันลงโดยผ่านอุปกรณ์ลดความดัน สำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก มักจะใช้อุปกรณ์ที่เรียกว่า วาล์วลดความดัน (Thermal Expansion Valve) หรือบางทีการใช้ขดท่อทองแดงขนาดเล็ก (Capillary Tube) ที่ให้ค่าแรงเสียดทานที่พอเหมาะในการปรับลดความดันได้ดี [9]

2.1.1 หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์

วงจรทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศรถยนต์เหมือนกับระบบทำความเย็นโดยทั่วไป แต่เครื่องปรับอากาศรถยนต์ใช้เครื่องยนต์เป็นตัวขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ ซึ่งจะมีคลัตช์แม่เหล็กหรือแม่เหล็กเหนี่ยวนำ (Magnetic clutch) ทำหน้าที่ช่วยควบคุมการหยุดหรือเดินคอมเพรสเซอร์ การควบคุมอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศรถยนต์จึงใช้เทอร์โมสแตท (Thermostat) เป็นตัวควบคุมคลัตช์อีกทีหนึ่ง

อุปกรณ์หลักของวงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์ ประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ ท่อรีซีฟเวอร์ดรายเออร์ เอ็กซ์แพนชันวาล์ว และอีวาपोเรเตอร์ [10] ดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 วงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์ [10]

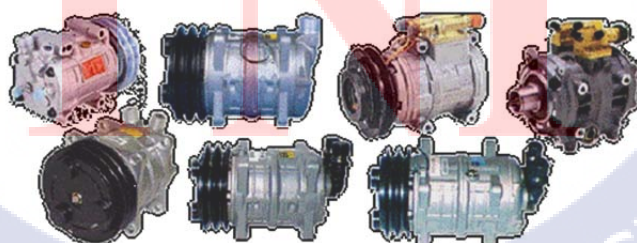
หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นเครื่องปรับอากาศรถยนต์ เริ่มจากสารทำความเย็นในท่อพักสารทำความเย็นหรือรีชีฟเวอร์ดรายเออร์ ที่มีสถานะเป็นของเหลวที่มีอุณหภูมิและความดันสูง ถูกส่งเข้าไปยังเอ็กซ์แพนชันวาล์วโดยผ่านทางท่อของเหลว ซึ่งเอ็กซ์แพนชันวาล์วนี้จะทำหน้าที่ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นเหลวที่ผ่านเข้ายังอีวาพอเรเตอร์ และลดความดันของสารทำความเย็นเหลวให้มีความดันต่ำลงจนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซ สารจะดูดซับปริมาณความร้อนได้ที่อุณหภูมิต่ำๆ ภายในอีวาพอเรเตอร์ ขณะที่สารทำความเย็นเหลวภายในอีวาพอเรเตอร์ระเหยตัวเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซ จะดูดซับปริมาณความร้อนจากอากาศโดยรอบ ทำให้อากาศโดยรอบอีวาพอเรเตอร์มีอุณหภูมิลดต่ำลง และทำให้อุณหภูมิภายในห้องโดยสารรถยนต์ลดต่ำลงด้วย

ก๊าซซึ่งมีอุณหภูมิและความดันต่ำจากอีวาพอเรเตอร์จะถูกคอมเพรสเซอร์ดูดผ่านเข้าทางท่อดูด และอัดส่งออกไปทางท่อดิสชาร์จ ในลักษณะของก๊าซที่มีอุณหภูมิและความดันสูง เพื่อส่งไปกลั่นตัวเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ด้วยการระบายความร้อนออก แต่สารทำความเย็นเหลวนี้อาจยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่ จึงถูกส่งเข้าไปในท่อพักสารทำความเย็นหรือรีชีฟเวอร์ดรายเออร์ เพื่อกรองสิ่งสกปรกและความชื้นที่ปนเปื้อนในสารทำความเย็น ก่อนที่จะถูกส่งไปยังเอ็กซ์แพนชันวาล์วอีกครั้งหนึ่งเป็นการครบวงจร [10]

2.1.2 ส่วนประกอบของปรับอากาศรถยนต์

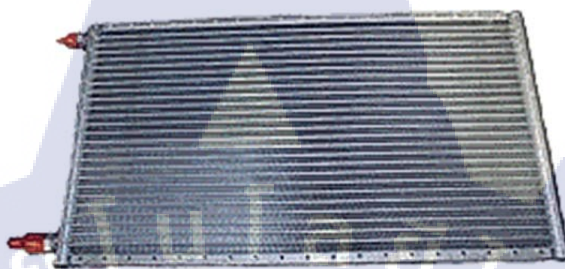
ระบบปรับอากาศรถยนต์ประกอบด้วยอุปกรณ์หลักที่สำคัญ 5 อย่าง คือ

(1) **คอมเพรสเซอร์ (Compressor)** ทำหน้าที่ดูดและอัดสารทำความเย็นในสถานะก๊าซ โดยดูดก๊าซที่มีอุณหภูมิและความดันต่ำจากอีวาพอเรเตอร์ อัดให้มีความดันและอุณหภูมิสูงจนถึงจุดที่ก๊าซพร้อมจะควบแน่นเป็นของเหลว เมื่อมีการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำความเย็นก่อนส่งไปยังคอยล์ร้อนหรือคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์ที่ใช้แบ่งได้เป็น 3 แบบ คือ แบบลูกสูบ (Reciprocating) แบบสวอชเพลต (Swash plate) และแบบโรตารี (Rotary) [10] ดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 คอมเพรสเซอร์ (Compressor) [1]

(2) **คอนเดนเซอร์ (Condenser)** หรือคอยล์ร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ให้สารทำความเย็นในสถานะก๊าซที่อุณหภูมิและความดันสูง ซึ่งถูกอัดส่งมาจากคอมเพรสเซอร์ กลั่นตัวเป็นของเหลว ด้วยการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น แต่สารยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่ ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 คอนเดนเซอร์ (Condenser) [1]

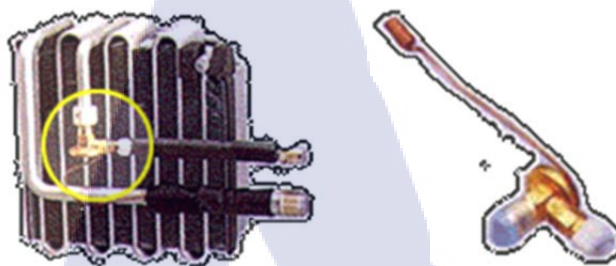
(3) **รีซีฟเวอร์ไดรยเออร์ (Receiver dryer)** เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่เก็บพักสารทำความเย็นเป็นการชั่วคราว กรองสิ่งสกปรกและดูดความชื้นจากระบบ เพราะถ้าสารทำความเย็นมีความชื้นปนอยู่ จะทำให้เกิดการกัดกร่อนชิ้นส่วนต่างๆ ในระบบ และจะกลายเป็นน้ำแข็งในคอยล์เย็น ทำให้สารทำความเย็นในระบบไหลไม่สะดวก ดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 รีซีฟเวอร์ไดรยเออร์ (Receiver dryer) [1]

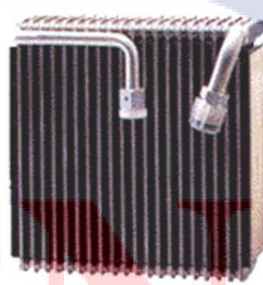
(4) **วาล์วลดความดัน (Expansion valve)** เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นที่ผ่านเข้ายังคอยล์เย็น ลดความดันของสารทำความเย็นให้ความดันต่ำลงจนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซได้ที่อุณหภูมิต่ำๆ ในอีวาพอเรเตอร์ โดยวาล์วลดความดันที่ใช้กับเครื่อง

ปรับอากาศรถยนต์เป็นชนิดเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Thermostatic Expansion Valve) หรือ T.E.V. ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 วาล์วลดความดัน (Expansion valve) [1]

(5) **อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator)** หรือคอยล์เย็นเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดูดความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น ในขณะที่สารทำความเย็นในบริเวณนี้ระเหยตัวเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซและความร้อนถ่ายโอนผ่านผิวท่อทางเดินสารทำความเย็นเข้าไปยังสารทำความเย็นในระบบ ทำให้อุณหภูมิอากาศโดยรอบอีวาพอเรเตอร์และที่เป่าเข้าสู่ห้องผู้โดยสารเย็นลง ส่วนสารทำความเย็นก็จะมีอุณหภูมิสูงขึ้น และเดือดกลายเป็นไออิ่มตัวที่มีความดันและอุณหภูมิต่ำ ไหลออกจากอีวาพอเรเตอร์ ดังรูปที่ 2.7 เข้าไปยังคอมเพรสเซอร์



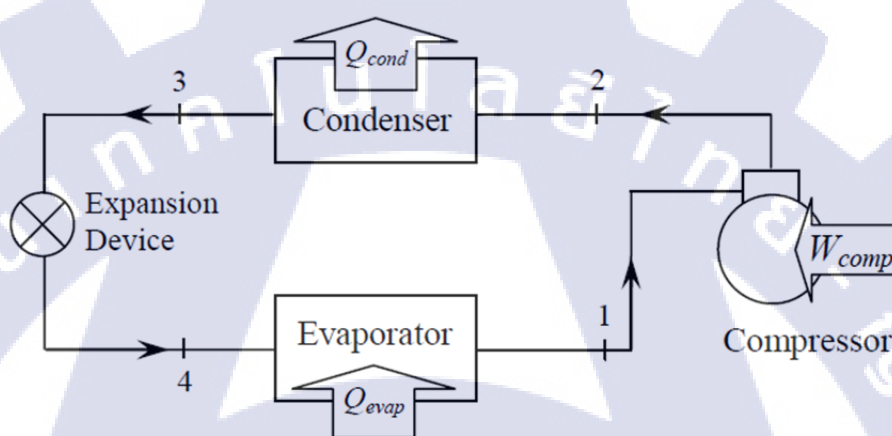
รูปที่ 2.7 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) [1]

2.1.3 วงจรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression-refrigeration cycle)

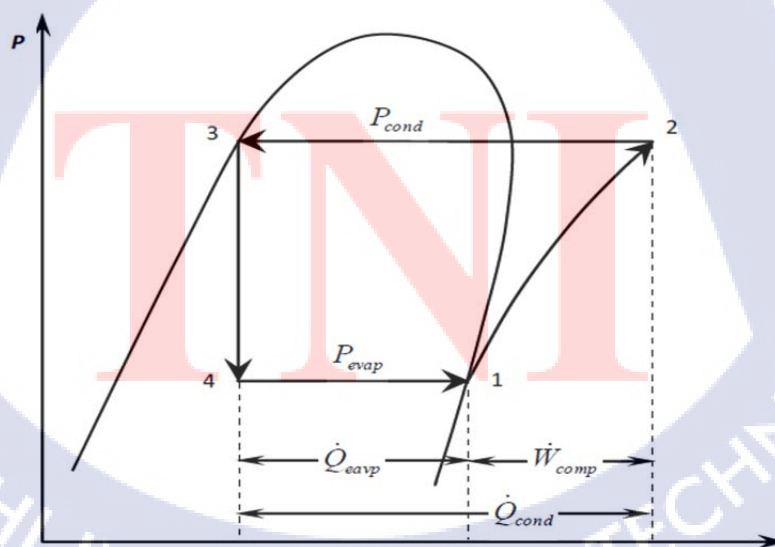
วงจรการทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศรถยนต์เป็นระบบทำความเย็นแบบอัดไประกอบไปด้วย 4 ส่วน คือ เครื่องอัดสารทำความเย็น เครื่องควบแน่นหรือคอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ลดความดัน และเครื่องระเหยหรืออีวาพอเรเตอร์ โดยสารทำความเย็นจะถูกอัดให้ไหลหมุนเวียนอยู่ภายในวงจร สามารถแสดงคุณสมบัติสารด้วยแผนภูมิความดัน-เอนทาลปี หรือ P-h Diagram ของสารทำ

ความเย็นในสภาวะคงตัว (Steady state) [4] ดังแสดงวงจรการทำความเย็นในรูปที่ 2.8 และแผนภาพ P-h ในรูป 2.9 ประกอบไปด้วยกระบวนการตามทฤษฎีดังต่อไปนี้

- กระบวนการ 1-2 คือ กระบวนการอัดแบบไอเซนทรอปิก (Isentropic compression process)
- กระบวนการ 2-3 คือ กระบวนการควบแน่น (Condensing process)
- กระบวนการ 3-4 คือ กระบวนการขยายตัว (Expansion process)
- กระบวนการ 4-1 คือ กระบวนการกลายเป็นไอ (Vaporization process)



รูปที่ 2.8 Schematic Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [11]



รูปที่ 2.9 แผนภาพ P-h Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [11]

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการอัดไอแบบไม่ถ่ายเทความร้อน (Adiabatic) และสามารถย้อนกลับได้ (Reversible) หรือเป็นการอัดไอแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic compression process) เกิดขึ้นในคอมเพรสเซอร์ ดังนั้นเส้นจาก 1-2 จะเป็นไปตามเส้นเอนโทรปิกที่ งานที่เครื่องอัดไอต้องใช้สำหรับกระบวนการนี้ คือ

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

กระบวนการ 2-3 เป็นกระบวนการควบแน่น (Condensing process) หรือการระบายความร้อนออกโดยความดันคงที่ เกิดขึ้นในคอนเดนเซอร์ และสารทำความเย็นควบแน่นเป็นของเหลว ความร้อนที่ถูกระบายออกจากกระบวนการนี้ คือ

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัว (Expansion process) แบบคงตัวที่ผ่านวาล์วลดความดัน จากการที่สารทำความเย็นถูกลดความดันอย่างรวดเร็ว โดยไม่สูญเสียความร้อนหรือเอนทาลปีคงที่ และไม่มีงานเกิดขึ้น ดังนี้

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

กระบวนการ 4-1 เป็นกระบวนการกลายเป็นไอ (Vaporization process) โดยความดันคงที่ เกิดขึ้นในอีวาพอเรเตอร์ ความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอที่ถ่ายเทให้กับสารทำความเย็นในกระบวนการนี้ คือ

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ แสดงในรูปของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of performance : COP) คือ อัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดเข้าไป กับงานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบ ดังสมการที่ 2.5 [12]

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

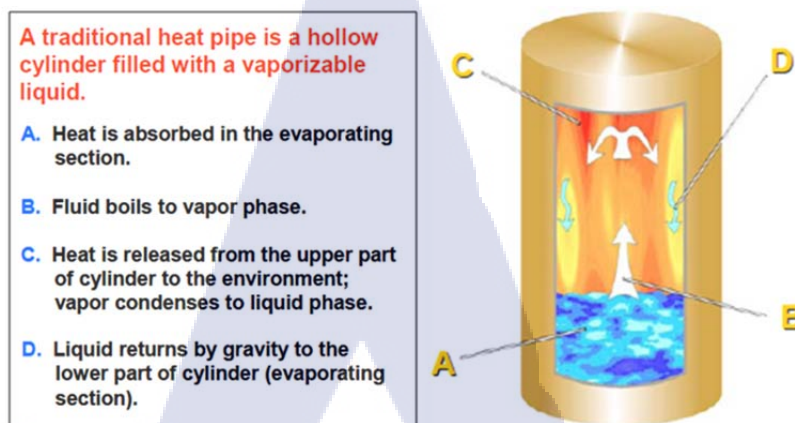
อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficient Ratio : EER) คือ อัตราส่วนระหว่างความสามารถในการทำความเย็น กับงานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบในหน่วยบีทียูต่อชั่วโมงต่อวัตต์ (Btu/h/W) ดังสมการที่ 2.6 [12]

$$EER = COP \times 3412.3 \quad (2.6)$$

โดย	$\dot{Q}_E$	= อัตราการถ่ายเทความร้อนออกที่อีวาพอเรเตอร์ (kW)
	$\dot{Q}_C$	= อัตราการถ่ายเทความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์ (kW)
	$\dot{W}_{comp}$	= กำลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ (kW)
	$\dot{m}_r$	= อัตราการถ่ายเทความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์ (kW)
	h_1	= อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (kg/s)
	h_2	= เอนทาลปีขาออกคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)
	h_3	= เอนทาลปีขาเข้าวาล์วลดความดัน (kJ/kg)
	h_4	= เอนทาลปีขาออกวาล์วลดความดัน (kJ/kg)
	COP	= สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
	EER	= อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Btu/h/W)

2.2 ท่อความร้อน (Heat pipe)

ท่อความร้อน (Heat pipe) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ชนิดหนึ่งที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ในงานอุตสาหกรรมได้ดี โครงสร้างพื้นฐานของท่อความร้อนเป็นท่อทองแดงปิดหัวปิดท้าย มีสารทำงานบรรจุอยู่ภายใน ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) ดังแสดงในรูปที่ 2.10 ท่อความร้อนทำงานด้วยหลักการดูดซับความร้อนจากแหล่งความร้อน (Heat source) เช่น ฮีตเตอร์หรือควั่นไอเสียที่ปล่อยทิ้งออกจากโรงงานอุตสาหกรรม และคายความร้อนออกสู่แหล่งรับความร้อน (Heat sink) เช่น อากาศที่มีอุณหภูมิต่ำหรือน้ำเย็น เป็นต้น [2]



รูปที่ 2.10 โครงสร้างภายในของท่อความร้อน (Heat pipe) [2]

จุดเด่นของท่อความร้อน [5] ที่แตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไป มีดังนี้

- เป็นระบบที่ไม่ต้องใช้พลังงานเสริม หรือเครื่องกลไกในการทำงาน
- อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้าง และสามารถทำงานได้แม้ว่าอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อนจะมีค่าต่างกันเพียงเล็กน้อย
- อัตราของการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่มีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะมาก
- ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย ไม่ยุ่งยาก เพราะท่อความร้อนไม่มีส่วนเคลื่อนไหว (Moving parts)
- อายุการใช้งานยาวนาน
- ประหยัดพลังงาน
- เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม

ท่อความร้อนสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ ได้หลากหลาย เช่น

- การรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศ
- การกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์
- การระบายความร้อนในระบบปรับอากาศ
- การดูดความร้อนขึ้นออกจากเครื่องปรับอากาศ
- อุปกรณ์สื่อสารกึ่งตัวนำ และวงจรไอซี
- การถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็น
- การอบแห้ง

2.2.1 ประเภทของท่อความร้อน

ท่อความร้อนในปัจจุบันมีหลายประเภท จำแนกตามคุณลักษณะของรูปร่างและกลไกการทำงานของสารทำงาน เป็น 9 ชนิด [13] ได้แก่

- 1) เทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดา (Conventional two phase closed thermosyphon : CTPCT)
- 2) เทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบน (Flat two phase closed thermosyphon : FTPCT)
- 3) ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe : CEOHP)
- 4) ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe : CLOHP)
- 5) ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed-loop oscillating heat pipe with check valves : CLOHP/CV)
- 6) ท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวรัศมี (Rotating heat pipe : RRHP)
- 7) ท่อความร้อนแบบหมุนตามแนวแกน (Axial rotating heat pipe : ARHP)
- 8) ท่อความร้อนแบบธรรมดา (Conventional heat pipe : CHP)
- 9) ท่อความร้อนแบบห้องไอ (Vapor chamber : VC)

จากการศึกษาวิจัยที่เกี่ยวข้อง พบว่าท่อความร้อนแบบสั่นมีความเหมาะสมกับการนำมาใช้ระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศมากที่สุด เนื่องจากเป็นท่อความร้อนชนิดที่มีสมรรถนะทางความร้อนสูง สารทำงานภายในท่อมีความสามารถในการเคลื่อนที่ได้ดี ส่งผลให้ประสิทธิภาพการรับและคายความร้อนทำได้เร็ว และยังสามารถทำงานได้ในสภาวะการติดตั้งแบบเอียง [13] รวมไปถึงขนาดของท่อที่เหมาะสมกับการใช้งานกับอุปกรณ์ขนาดเล็ก และมีพื้นที่จำกัด

2.3 ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating heat pipe)

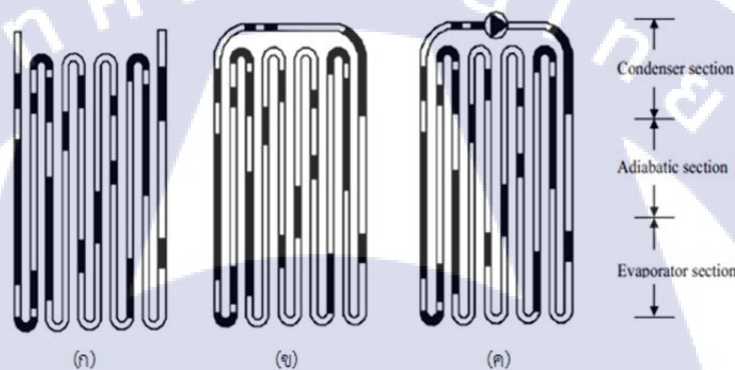
2.3.1 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั่น

สามารถแบ่งออกเป็น 3 ชนิด ตามลักษณะโครงสร้างของท่อ [4] ดังนี้

- (1) **ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe : CEOHP)** สร้างจากท่อคาปิลลารีที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็ก นำมาขดกลับไปกลับมาและเชื่อมปิดที่ปลายทั้งสองข้าง โดยแยกปลายทั้งสองข้างออกจากกัน แสดงดังรูปที่ 2.11 (ก) สำหรับการถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการเดือดแบบฟอง (Nucleate boiling) ของสารทำงาน และมีทิศทางการเคลื่อนที่ตามแนวท่อ

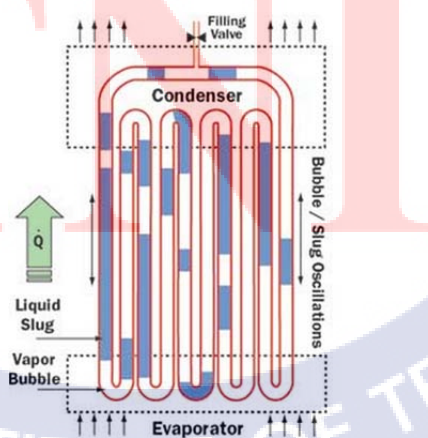
(2) **ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe : CLOHP)** สร้างจากท่อคาปิลลารีที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็ก นำมาขดกลับไปกลับมาและเชื่อมปลายทั้งสองข้างเข้าด้วยกัน ให้มีรูปร่างแบบวงรอบปิด แสดงดังรูปที่ 2.11 (ข) การถ่ายเทความร้อนจะสูงกว่าชนิดแรก เพราะมีการเคลื่อนที่ไปมาของสารทำงานในแนวแกน

(3) **ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed-loop oscillating heat pipe with check valves : CLOHP/CV)** สร้างจากท่อคาปิลลารีเช่นเดียวกับสองชนิดข้างต้น มีการติดวาล์วกันกลับไว้ในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ ตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป เพื่อให้สารทำงานนำความร้อนไหลเวียนไปในทิศทางเดียว แสดงดังรูปที่ 2.11 (ค) ซึ่งท่อความร้อนชนิดนี้มีค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุด แต่มีข้อเสีย คือ การติดตั้งวาล์วกันกลับขนาดเล็กทำได้ยาก



รูปที่ 2.11 ประเภทของท่อความร้อนแบบสั่น (ก) CEOHP (ข) CLOHP (ค) CLOHP/CV [13]

2.3.2 หลักการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น



รูปที่ 2.12 การทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น [14]

เมื่อเติมสารทำงานเข้าไปในท่อความร้อนแบบสันที่มีสภาพเป็นสุญญากาศ สารทำงานภายในท่อจะกลายเป็นฟองไอ (Vapor bubbles) และก้อนของเหลว (Liquid plugs) สลับกันอยู่ภายในท่อตามแนวความยาว เมื่อท่อความร้อนทำงานจะเกิดการระเหยในส่วนที่ได้รับความร้อน ทำให้ความดันไอสูงขึ้น ก้อนของเหลวและฟองไยเคลื่อนที่ตามแนวแกน และฟองไยจะมีขนาดโตขึ้น ซึ่งฟองไยที่มีขนาดโตขึ้นนี้จะเกิดแรงขับเคลื่อน (Driving force) ที่รุนแรงและรวดเร็ว ผลักไอและของเหลวให้เคลื่อนที่ต่อไปยังส่วนระบายความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้ฟองไยเกิดการควบแน่นแล้วไหลกลับไปยังส่วนระเหย และทำงานเป็นวัฏจักรดังกล่าวต่อไป

2.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน (Heat Transfer Rate)

เมื่อท่อความร้อนทำงาน สารทำงานจะได้รับความร้อนจากส่วนทำระเหย (Evaporator section) และระเหยพาความร้อนไประบายทิ้งที่ส่วนควบแน่น (Condenser section) โดยการกลั่นตัวเป็นของเหลว อัตราการถ่ายเทความร้อนสัมพันธ์กับผลต่างระหว่างอุณหภูมิของแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อน และสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.7 [15]

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2.7)$$

เมื่อ	$\dot{Q}$	= อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
	$\dot{m}$	= อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
	C_p	= ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสาร (J/kg. °C)
	$(T_o - T_i)$	= อุณหภูมิขาออก-อุณหภูมิขาเข้าที่ส่วนควบแน่น (°C)

2.5 สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อน (Convection Heat Transfer Coefficient)

สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อน เป็นอัตราการถ่ายโอนความร้อนระหว่างพื้นผิวของของแข็งกับของไหลต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ผิวต่อหนึ่งหน่วยความแตกต่างของอุณหภูมิ และอัตราการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนสามารถคำนวณได้จาก กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law cooling) โดยใช้ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับการไหลภายใน หรือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log mean temperature different: ΔT_{LM}) โดยพิจารณาว่าการไหลผ่านกลุ่มท่อนั้นเป็นการไหลภายในผ่านพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน [16]

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อน เป็นอีกคุณสมบัติหนึ่งที่ใช้ในการประเมินสมรรถนะของท่อความร้อน ในงานวิจัยนี้จะพิจารณาในส่วนควบแน่นของท่อความร้อน ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.8 และ 2.9 [17]

$$h_c = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A\Delta T_{LM}} \quad (2.8)$$

โดยที่

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{\ln\left(\frac{T_w - T_i}{T_w - T_o}\right)} \quad (2.9)$$

เมื่อ	h_c	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่น ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
	$\dot{Q}_c$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่น (W)
	ΔT_{LM}	=	ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก ($^\circ\text{C}$)
	T_w	=	อุณหภูมิผิวท่อความร้อนส่วนควบแน่น ($^\circ\text{C}$)
	T_i	=	อุณหภูมิอากาศขาเข้าส่วนควบแน่น ($^\circ\text{C}$)
	T_o	=	อุณหภูมิอากาศขาออกส่วนควบแน่น ($^\circ\text{C}$)
	A	=	พื้นที่ผิวของท่อความร้อน (m^2)

2.6 ความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน (Thermal Resistance)

ค่าความต้านทานทางความร้อน เป็นความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น และอัตราการถ่ายเทความร้อนของส่วนควบแน่น ซึ่งค่าความต้านทานทางความร้อนจะแสดงถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 2.10 [18]

$$R_{th} = \frac{(T_{e,ave} - T_{c,ave})}{\dot{Q}_{out}/1000} \quad (2.10)$$

เมื่อ	R_{th}	=	ค่าความต้านทานทางความร้อน ($^\circ\text{C}/\text{kW}$)
	$(T_{e,ave} - T_{c,ave})$	=	ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น ($^\circ\text{C}$)
	$\dot{Q}_{out}$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากส่วนควบแน่น (W)

2.7 ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน (Effectiveness of Heat Pipe)

ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน คือ อัตราการถ่ายโอนความร้อนที่แท้จริงต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อนที่มากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ของท่อความร้อน [16] คือ

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.11)$$

โดยอัตราการถ่ายโอนความร้อนที่แท้จริงของท่อความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมดุลพลังงานของของไหลร้อน และของไหลเย็น ดังนี้

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.12)$$

เมื่อ C_c และ C_h คือ อัตราความจุความร้อนของของไหลเย็นและของไหลร้อน ตามลำดับ ค่าเป็นผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลและความร้อนจำเพาะ ($\dot{m}_c \cdot C_{p_c}$ และ $\dot{m}_h \cdot C_{p_h}$) และอัตราการถ่ายโอนความร้อนในท่อความร้อนที่มากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ คือ

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.13)$$

เมื่อ $C_{\min}$ คือค่า C_c หรือ C_h ที่มีขนาดเล็กกว่า

$$\text{ถ้า } C_c = C_{\min} : \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.14)$$

$$\text{ถ้า } C_h = C_{\min} : \quad \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.15)$$

เมื่อ ε = ค่าประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน
 $T_{c,in}$ = อุณหภูมิอากาศทางเข้าท่อความร้อน (°C)
 $T_{c,out}$ = อุณหภูมิอากาศทางออกคอนเดนเซอร์ (°C)
 $T_{h,in}$ = อุณหภูมิสารทำความเย็นทางเข้าคอนเดนเซอร์ (°C)
 $T_{h,out}$ = อุณหภูมิสารทำความเย็นทางออกคอนเดนเซอร์ (°C)

2.8 การวิเคราะห์ค่าความคลาดเคลื่อนเนื่องจากเครื่องมือวัด

การคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนในสมการที่ 2.7 ต้องทราบค่าอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่วัดโดยเครื่องวัดความเร็วลม และอุณหภูมิอากาศที่วัดโดยเทอร์โมคัปเปิล ซึ่งเครื่องมือที่ใช้ในการวัดแต่ละตัวจะมีค่าความคลาดเคลื่อนอยู่ด้วย ดังนั้นค่าการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จึงมีความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดแต่ละตัว ที่เป็นค่าความคลาดเคลื่อนแบบสะสม (Error Propagation) สามารถหาได้จากสมการที่ 2.16 2.17 และ 2.18 [19]

2.8.1 Step-by-step

- กรณีที่ตัวแปรต้นอยู่ในรูปการบวก-ลบ

$$q = x + \dots + z - (u + \dots + w)$$

$$\delta q = \sqrt{(\delta x)^2 + \dots + (\delta z)^2 + (\delta u)^2 + \dots + (\delta w)^2} \quad (2.16)$$

- กรณีที่ตัวแปรต้นอยู่ในรูปคูณ -หาร

$$q = \frac{x \cdot y \cdot z}{u \cdot v \cdot w}$$

$$\frac{\delta q}{|q|} = \sqrt{\left(\frac{\delta x}{x}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta z}{z}\right)^2 + \left(\frac{\delta u}{u}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta w}{w}\right)^2} \quad (2.17)$$

2.8.2 General formula

- กรณีที่ตัวแปรตามขึ้นอยู่กับตัวแปรต้นหลายตัว

$$q = q(x, \dots, z)$$

$$\delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x} \delta x\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial z} \delta z\right)^2} \quad (2.18)$$

$$\begin{aligned}
 \text{เมื่อ } q &= \text{ค่าที่วัดได้} \\
 \delta q &= \text{ค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์} \\
 \frac{\delta q}{|q|} &= \text{ค่าความคลาดเคลื่อนสัมพัทธ์}
 \end{aligned}$$

2.9 ปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อน (Performance Parameters of Heat pipes)

2.9.1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ

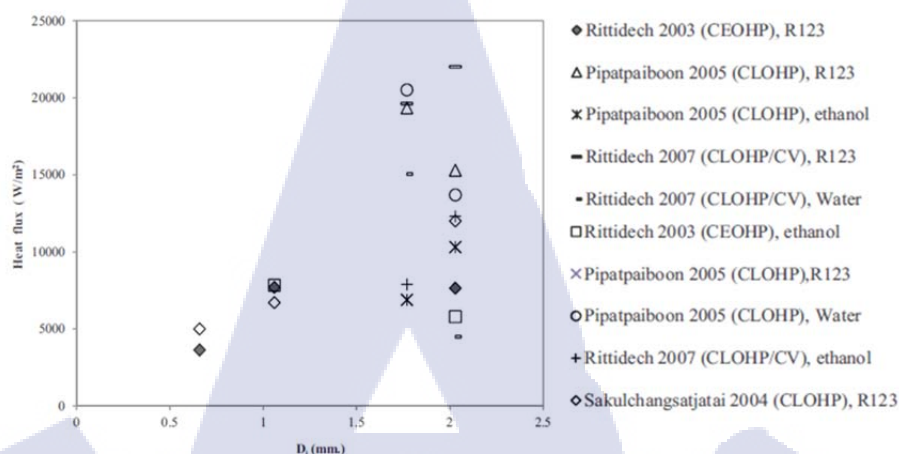
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน ส่งผลถึงปรากฏการณ์ของสารทำงานภายในท่อ และความแตกต่างความหนาแน่นของเฟสของเหลวและเฟสของไอ โดยสามารถคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในสูงสุดของท่อคาปิลลารีที่สามารถเกิดฟองไอสลับกับก้อนของเหลวตลอดความยาวของท่อ ดังสมการที่ 2.19 ที่ขึ้นกับความหนาแน่นของไอและของเหลว (ρ_v และ ρ_l) σ คือ แรงตึงผิวของสารทำงาน [20]

$$d_i \leq 2 \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g}} \quad (2.19)$$

สมรรถนะสูงสุดของท่อความร้อนแบบสันขึ้นอยู่กับการเลือกขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อให้มีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการคำนวณในสมการที่ 2.19 และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อควรอยู่ในช่วง 1.8 ถึง 0.7 เท่า ดังแสดงในสมการที่ 2.20 [20]

$$1.8 \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g}} > d_i > 0.7 \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g}} \quad (2.20)$$

จากงานวิจัยที่ผ่านมา ที่นำเสนอผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันทั้ง 3 ชนิด ดังแสดงในรูปที่ 2.13 จะเห็นว่าที่เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ 2 มิลลิเมตร ท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ที่ใช้สารทำงาน R123 จะมีค่าฟลักซ์ความร้อนสูงที่สุด



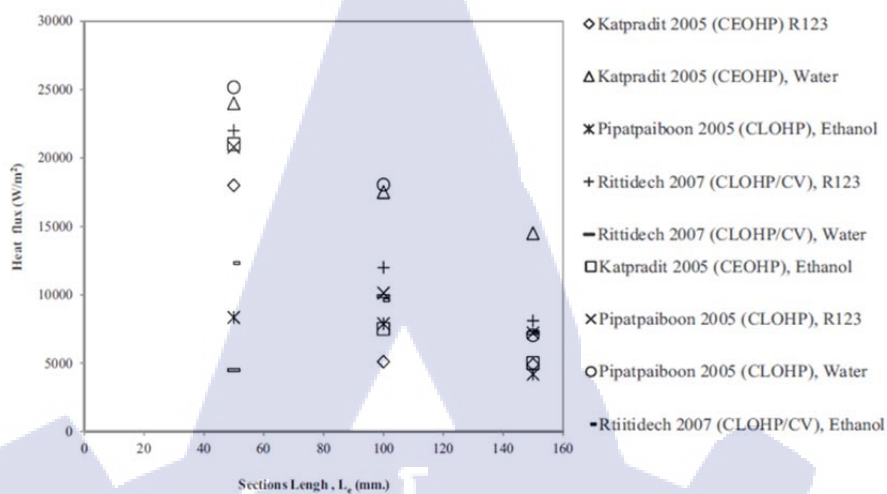
รูปที่ 2.13 ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (d_i) ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน [21]

2.9.2 อัตราการเติมสารทำงาน

ปริมาณของสารทำงานมีความสำคัญต่อสมรรถนะของท่อความร้อน จากงานวิจัยของ P. Charoensawan et al. [22] พบว่าช่วงอัตราการเติมสารทำงานที่ 50-70% ของปริมาณภายในท่อเป็นช่วงที่ทำให้เกิดค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ทุกมุมเอียงการทำงาน H. Yang et al. [23] ได้ทำการทดลองขีดจำกัดของท่อความร้อนแบบสัน โดยใช้ R123 เป็นสารทำงาน และเติมสารทำงานร้อยละ 30 50 และ 70 ของปริมาณ พบว่าที่ 50% ให้ผลต่อสมรรถนะความร้อนของท่อความร้อนที่ดีที่สุด และ S. Rittidech et al. [24] พบว่าที่อัตราการเติม 50% ของปริมาณท่อทั้งหมดให้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่สูงสุด ที่เงื่อนไขการทำงานเหมือนกัน

2.9.3 ผลของความยาวส่วนทำระเหย

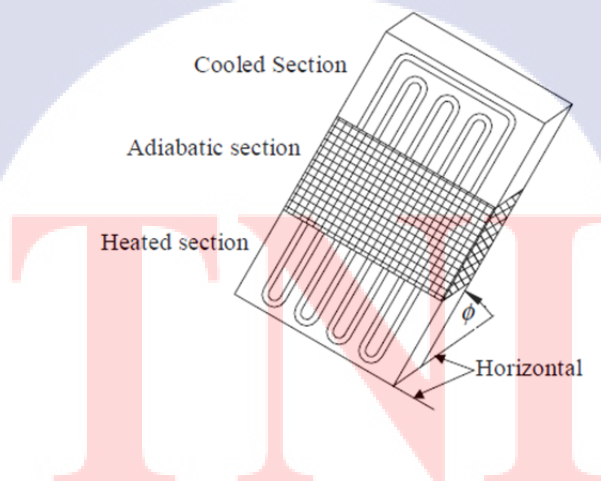
ท่อความร้อนแบ่งเป็น 3 ส่วน และโดยทั่วไปมักกำหนดความยาวของส่วนทำระเหย (L_e) ส่วนกันความร้อน (L_a) และส่วนควบแน่น (L_c) ให้เท่ากันทั้ง 3 ส่วน เพื่อง่ายต่อการเปรียบเทียบและพิจารณา และจากงานวิจัยในอดีตที่เป็นที่ยอมรับของ นำพน พิพัฒน์ไพบูลย์ และคณะ [21] ได้ทำการทดลองท่อความร้อนแบบสันที่มีความยาวส่วนระเหย 50 100 และ 150 มิลลิเมตร โดยใช้ น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน ผลการศึกษาดังแสดงในรูปที่ 2.14 พบว่าเมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นที่ส่งผลต่อการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายใน ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลง



รูปที่ 2.14 ผลของความยาวส่วนทำระเหย (L_e) ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน [21]

2.9.4 สภาพะการทำงาน หรือมุมในการจัดวางท่อความร้อน

จากงานวิจัยของ P. Charoensawan et al. [22] ที่ศึกษาเกี่ยวกับมุมเอียงในการจัดวางท่อ ซึ่งมีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อน ช่วงของมุมเอียงในการทำงานที่ใช้ คือ $0 \leq \phi \leq 90$ โดยพบว่าสมรรถนะของท่อความร้อนจะเพิ่มขึ้น เมื่อมุมเอียงในการทำงานเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.15



รูปที่ 2.15 มุมเอียงการทำงานของท่อความร้อน [22]

2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เรื่องฤทธิ์ ลำมะยศ และคณะ [4] ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ โดยการติดตั้งท่อความร้อนช่วยระบายความร้อนที่แผงระบายความร้อน ใช้ท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในและจำนวนโค้งเลี้ยว 2 แบบ คือ 2.03 มิลลิเมตร จำนวน 27 โค้งเลี้ยว และ 3.80 มิลลิเมตร จำนวน 13 โค้งเลี้ยว สารทำงาน คือ R123 ที่อัตราการเติม 50% ของปริมาตร ทำการทดลองกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 13,000 Btu/hr โดยติดตั้งท่อความร้อนระหว่างเครื่องอัดไอและแผงระบายความร้อน พบว่าท่อความร้อนขนาด 3.80 มิลลิเมตร จำนวน 13 โค้งเลี้ยว เพิ่มการระบายความร้อนที่แผงระบายความร้อนโดยเฉลี่ย 4% ในขณะที่อัตราการทำความเย็นที่คอยล์เย็นเพิ่มขึ้น 5.02% อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงโดยเฉลี่ย 8.51% เป็นผลให้ค่า COP และ EER เพิ่มขึ้น 14.79%

สุวรรณ วาวแว และคณะ [7] ศึกษาการประยุกต์ใช้งานของท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด (CLOHP) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.778 และ 2.032 มิลลิเมตร ในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลเทอร์โบชาร์ท ท่อความร้อนมีความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเท่ากับ 170 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้ คือ R-12 R-22 และน้ำ ที่อัตราการเติม 50% ของปริมาตรภายในท่อ และมุมเอียงในการทำงาน คือ 90 องศาจากแนวระดับ ทำการทดลองโดยให้ความร้อนส่วนทำระเหยด้วยอากาศ พบว่าท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.032 มิลลิเมตร ที่มีความยาวรวมเท่ากับ 20 เมตร ใช้ R-12 เป็นสารทำงาน ให้สมรรถนะของเครื่องยนต์สูงสุด และเครื่องยนต์ที่ติดตั้งท่อความร้อนแบบส้นปลายปิดมีแรงบิด และกำลังงานต่อพื้นที่การรับความร้อนสูงกว่าเครื่องยนต์ที่ติดตั้งอินเตอร์คูลเลอร์ 9.2 ทั้งสองกรณี ตามลำดับ

G. Burban et al. [8] ศึกษาการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบส้นสำหรับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ของรถยนต์ไฮบริด ใช้ท่อความร้อนแบบส้นชนิดวงรอบ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.5 มิลลิเมตร ทำการทดลองโดยการติดตั้งท่อความร้อนกับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ และปรับเปลี่ยนสารทำงาน 4 ชนิด คือ อะซิโตน เมทานอล เอนเพนเทน และ น้ำ มุมเอียงทำงาน คือ $+45^{\circ}$ 0° และ -45° พลังงานความร้อนที่ป้อนเข้า 25 W - 550 W ช่วงอุณหภูมิควบคุมที่ 10°C - 60°C จากการทดลองพบว่าสภาวะการทำงานที่มุมเอียงของ -45° ของน้ำ มีค่าความต้านทานทางความร้อนต่ำที่สุด แสดงว่ามีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนดีที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับสารทำงานชนิดอื่นๆ

นำพน พิพัฒน์ไพบูลย์ และคณะ [21] ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส้น (OHPs) ได้ทำการทดลองโดยใช้ท่อความร้อนแบบส้น 3 ชนิด คือ ท่อความร้อนแบบส้นปลายปิด (CEOHP) ท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ (CLOHP) และท่อความร้อนแบบส้นวงรอบติดตั้งวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) การวิเคราะห์ข้อมูลจากงานวิจัยในอดีตโดยเปรียบเทียบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบส้นทั้ง 3 ชนิด พบว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อที่

ใกล้เคียงกับการคำนวณทางทฤษฎีจะให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด หากความยาวที่เท่ากันทั้ง 3 ส่วน (L_e , L_a และ L_c) แต่ขนาดสั้นลงจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เพราะระยะทางในการถ่ายเทความร้อนสั้น การสูญเสียระหว่างการถ่ายเทความร้อนมีน้อย และการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นที่สภาวะการทำงานในแนวระดับ พบว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบติดตั้งวาล์วก้นกลับ (CLOHP/CV) สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด ผู้วิจัยจึงเลือกท่อความร้อนแบบนี้มาใช้ในการวิจัยเพื่อเพิ่มสมรรถนะการระบายความร้อนจากระบบปรับอากาศรถยนต์

H. Yang et al. [23] ศึกษาขีดจำกัดของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 และ 2 มิลลิเมตร สารทำงาน คือ R123 ที่อัตราการเติม 30% 50% และ 70% ตามลำดับ มุมเอียงทำงาน คือ $+90^\circ$, 0° และ -90° ช่วงอุณหภูมิที่ 40°C ถึง 160°C จากผลการทดลองพบว่าท่อความร้อนขนาด 2 มิลลิเมตร มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า และค่าความต้านทานทางความร้อนต่ำกว่าท่อความร้อนขนาด 1 มิลลิเมตร ที่อัตราการเติมสาร 50% และมุมเอียงทำงานแนวระดับ $+90^\circ$

วิริยะ แฉงทน และคณะ [25] ศึกษาสมรรถนะของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั้นปลายปิดสำหรับเครื่องอบแห้ง โดยใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 มิลลิเมตร สารทำงาน คือ น้ำ R141b และ R123 ที่อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด และจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน คือ 4, 6 และ 8 อุณหภูมิลมร้อนที่เข้าส่วนระเหยเป็น 60°C , 70°C และ 80°C ที่ความเร็วลมร้อน 3.3 m/s และอุณหภูมิอากาศป้อนเข้า 30°C จากผลการทดลองพบว่าเมื่ออุณหภูมิลมร้อนเพิ่มขึ้นจาก 60°C ถึง 80°C และจำนวนของโค้งเลี้ยวที่เพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าสูงขึ้น

วสันต์ ปินะเต และ พัฒนพล มินา [26] ศึกษาขีดจำกัดของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบที่ติดตั้งวาล์วก้นกลับ เพื่อดูผลของความยาวส่วนทำระเหยและชนิดสารทำงานที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน โดยใช้สาร R123 เอทานอล และน้ำเป็นสารทำงาน ในอัตรา 50% ของปริมาณทั้งหมด ใช้ท่อความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.77 มิลลิเมตร มีจำนวนโค้งเลี้ยว 10 โค้งเลี้ยว ขนาดความยาวส่วนทำระเหย คือ 5, 10 และ 15 เซนติเมตร ทำการทดลองโดยใช้แผ่นความร้อนในการให้ความร้อนแก่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อน ส่วนควบแน่นใช้น้ำเป็นแหล่งระบายความร้อน หุ้มฉนวนในส่วนกันความร้อน ทำการวัดอุณหภูมิขาเข้า และขาออกของน้ำทั้ง 3 ส่วน จนถึงจุดที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยเกิดการกระโดด ถือว่าเป็นสภาวะวิกฤติ พบว่าเมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤติจะลดลง และเมื่อเปลี่ยนสารทำงานจาก R123 เอทานอล และ น้ำ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนวิกฤติจะลดลง

M. Lutfor Rahman et al. [27] ศึกษาผลของครีบบระบายความร้อนต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดวงรอบ ใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มิลลิเมตร และ

ภายนอก 2.5 มิลลิเมตร ความยาวของส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร ส่วนกันความร้อน 120 มิลลิเมตร และส่วนควบแน่น 80 มิลลิเมตร ใช้เมทานอลเป็นสารทำงาน ที่อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตร ท่อความร้อน 8 โค้งเลี้ยว ปรับเปลี่ยนมุมเอียงทำงาน 0° 30° และ 45° และทำการเปรียบเทียบผลของอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างส่วนควบแน่นที่มีครีบริบ และไม่มีครีบริบายความร้อน พบว่าท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีการติดครีบริบายความร้อนในส่วนควบแน่น ที่มุมเอียงทำงาน 45° มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบที่ไม่มีครีบริบายความร้อน

P. Yeunyongkul et al. [28] ศึกษาการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสันวงรอบในคอนเดนเซอร์สำหรับระบบทำความเย็นแบบอัดไอของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,500 Btu/hr สารทำงาน คือ R22 และ R123 ติดตั้งท่อความร้อนแบบสันวงรอบในคอนเดนเซอร์ โดยใช้หลักการนำเอาความดันลดและความร้อนจากกระบวนการควบแน่นมาใช้ จากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) กรณีคอนเดนเซอร์ปกติมีค่าสูงกว่ากรณีคอนเดนเซอร์ที่มีท่อความร้อน ในขณะที่ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) มีค่าต่ำกว่า ความดันลดในท่อสารทำความเย็นของคอนเดนเซอร์ที่มีท่อความร้อน มีค่าต่ำกว่าคอนเดนเซอร์ทั่วไป และอุณหภูมิน้ำขาออกเพิ่มขึ้น 3°C เป็นการช่วยระบายความร้อนออกจากส่วนควบแน่น

A. Siricharoenpanich et al. [29] ศึกษาผลการปรับปรุงสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อนชนิดสันวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ ในการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์กับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 13,000 Btu/hr ใช้ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร สารทำงาน คือ R134a R123 และ Ethanol เปรียบเทียบผลกับกรณีก่อนการปรับปรุง จากการทดลองพบว่าเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งท่อความร้อน CLOHP/CV ใช้สารทำงาน R134a มีประสิทธิภาพดีที่สุด โดยมีค่า COP และ EER เพิ่มขึ้น 21.98% และ 20.72% ตามลำดับ และมีการใช้กำลังไฟฟ้าลดลง 5.6%

จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่กล่าวมาข้างต้น สรุปข้อมูลและตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบการทดลอง ดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ข้อมูลและตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัย

ลำดับ	ผู้แต่ง	ตัวแปรที่เกี่ยวข้อง	ปี
1	วิริยะ แสดทน และคณะ [25]	- จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน 4 6 และ 8 โค้ง เลี้ยว - อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด - ช่วงอุณหภูมิลมร้อนเข้าส่วนระเหย 60°C - 80°C	2004
2	สุวรรณ วาวแว และคณะ [7]	- ท่อความร้อนขนาด $\varnothing$ ภายใน 2.03 mm - อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด	2004
3	H. Yang et al. [23]	- ท่อความร้อนขนาด $\varnothing$ ภายใน 2 mm - อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด	2007
4	เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ และคณะ [4]	- ท่อความร้อนขนาด $\varnothing$ ภายใน 2.03 mm - อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด - ติดตั้งท่อความร้อนที่แผ่กระจายความร้อน	2009
5	วสันต์ ปินะเต และคณะ [26]	- ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ - อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด	2012
6	P. Yeunyongkul et al. [28]	- ติดตั้งท่อความร้อนในคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน	2012
7	G. Burban et al. [8]	- ท่อความร้อนขนาด $\varnothing$ ภายใน 2.5 mm - มุมเอียงทำงาน คือ +45° 0° และ -45° - ช่วงอุณหภูมิควบคุมที่ 10°C - 60°C	2013
8	นำพน พิพัฒน์ไพบูลย์ และคณะ [21]	- ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ	2013
9	A. Siricharoenpanich et al. [29]	- ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ - ท่อความร้อนขนาด $\varnothing$ ภายใน 2 mm - ติดตั้งท่อความร้อนที่ท่อสารทำความเย็นทางออกคอมเพรสเซอร์ของระบบปรับอากาศ	2013
10	M. Lutfur Rahman et al. [27]	- ท่อความร้อนขนาด $\varnothing$ ภายใน 2 mm - อัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด - มุมเอียงทำงาน คือ 0° 30° และ 45°	2015

จากข้อมูลงานวิจัยที่ผ่านมาและที่สรุปในตารางที่ 2.1 สรุปได้ว่า ท่อความร้อนชนิดวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ CLOHP/CV ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ 2 มิลลิเมตร ที่ใช้สารทำงาน R123 หรือ R134a และอัตราการเติมสาร 50% ของปริมาตรทั้งหมด ติดตั้งที่มุมเอียง 0° - 90° มีความเหมาะสมที่จะถูกนำมาใช้ในการวิจัย เพื่อช่วยการระบายความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ ที่มีอุณหภูมิอากาศร้อนที่จะไหลเข้าสู่ชุดท่อความร้อนสูงกว่าอุณหภูมิบรรยากาศที่ 30°C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิที่เหมาะสมที่จะเป็นแหล่งความร้อนให้กับท่อความร้อน



บทที่ 3

วิธีการดำเนินงานและแผนการวิจัย

ในงานวิจัยนี้จะทำการออกแบบและประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) ในระบบปรับอากาศของรถยนต์ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อน โดยแบ่งงานออกเป็น 2 ส่วน (1) ส่วนแรกเป็นการออกแบบและทดสอบชุดท่อความร้อนที่เหมาะสมกับการระบายความร้อนของระบบปรับอากาศรถยนต์ในห้องปฏิบัติการ (2) ส่วนที่สองเป็นการทดสอบสมรรถนะของท่อความร้อน เปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศที่มีการติดตั้งชุดท่อความร้อนกับระบบปรับอากาศที่ไม่มีชุดท่อความร้อน โดยการติดตั้งกับชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

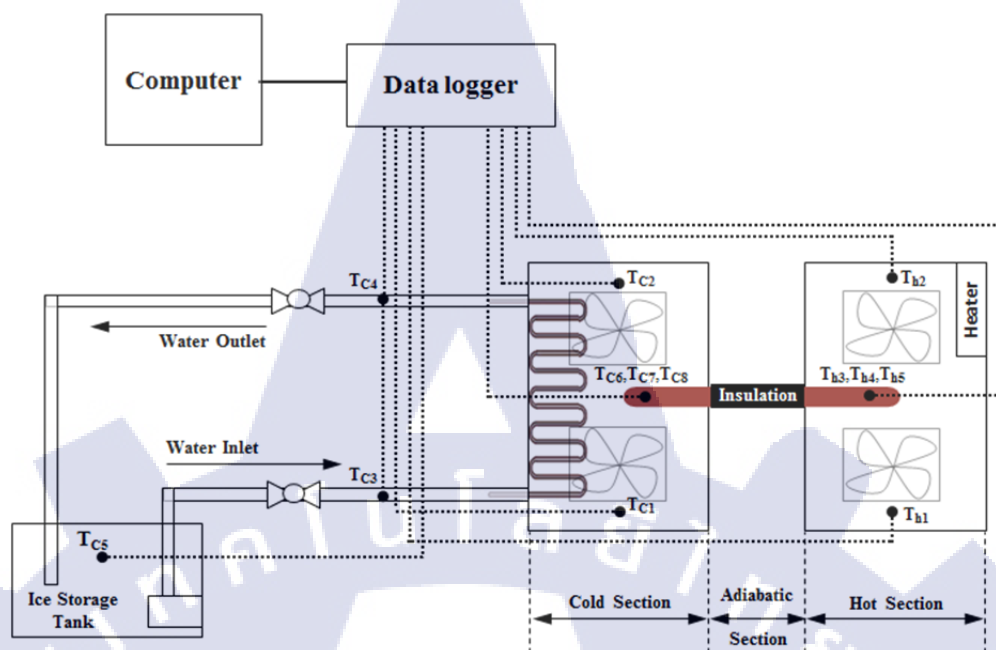
3.1 การออกแบบชุดทดสอบท่อความร้อน

3.1.1 ส่วนการระบายความร้อนของท่อความร้อน

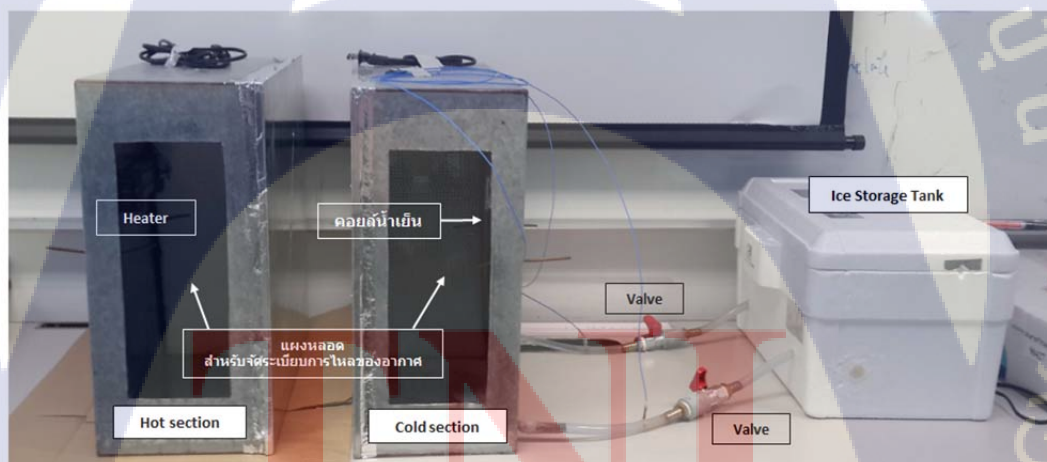
ส่วนระบายความร้อนของท่อความร้อนหล่อเย็นโดยน้ำเย็นที่ไหลเวียนจากถังน้ำแข็ง ผ่านชุดท่อทองแดงของ Cold Section ในชุดทดสอบในห้องปฏิบัติการ และใช้พัดลมในการช่วยระบายความร้อน ดังแสดงแผนภาพอย่างง่ายในรูปที่ 3.1

3.1.1 ส่วนการให้พลังงานความร้อนของท่อความร้อน

การให้พลังงานความร้อนกับท่อความร้อนใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้าขนาด 800 W เป็นแหล่งความร้อนให้กับ Hot Section ของชุดทดสอบ และใช้พัดลมช่วยเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ ดังแสดงแผนภาพอย่างง่ายในรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แสดงไดอะแกรมของชุดทดสอบท่อความร้อน CLOHP/CV ในห้องปฏิบัติการ



รูปที่ 3.2 ชุดทดสอบท่อความร้อน CLOHP/CV ในห้องปฏิบัติการ

การออกแบบการทดลอง เพื่อทดสอบหาคุณลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมของท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV ที่เหมาะสมกับการใช้งานกับคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ แสดงรายละเอียดของพารามิเตอร์และตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง ดังตารางที่ 3.1 และ 3.2

ตารางที่ 3.1 ค่าคงที่และพารามิเตอร์

พารามิเตอร์	รายละเอียด
ชนิดของท่อความร้อน (Heat pipe)	ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV)
สารทำงาน	R-134a
เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อน	2.03 มิลลิเมตร
อัตราการเติมสาร	50% ของปริมาตรทั้งหมด

ตารางที่ 3.2 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

ตัวแปร	รายละเอียด
จำนวนโค้งเลี้ยว	4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว
มุมเอียงของท่อความร้อน	0° 30° 45° และ 60°

3.1.3 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการออกแบบและทดสอบชุดท่อความร้อน ประกอบด้วย

3.1.3.1 ท่อความร้อนที่ใช้ คือ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) ทำจากท่อคาปิลลารี ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร นำมาขดกลับไปกลับมา ติดวาล์วกันกลับไว้ในท่อจำนวน 1 ตัว เพื่อให้สารทำงานไหลไปในทิศทางเดียว และเชื่อมปลายทั้งสองข้างเข้าด้วยกัน ภายในบรรจุสารทำงาน คือ R134a ในอัตรา 50% ของปริมาตรท่อทั้งหมด ให้ความยาวแต่ละส่วนของท่อความร้อน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น เท่ากัน คือ 100 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.3 โดยการทดลองจะใช้ท่อความร้อนที่มีจำนวนโค้งเลี้ยว คือ 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว ทำให้พื้นที่ผิวท่อแตกต่างกัน

3.1.3.2 Hot Box และ Cold Box สำหรับ Hot section และ Cold section ใช้กล่องสังกะสีขนาดพื้นที่หน้าตัด $20 \times 50 \text{ cm}^2$ สูง 45 cm เจาะช่องด้านหน้าสำหรับติดตั้งพัดลม 2 ช่อง ขนาด $12 \times 12 \text{ cm}^2$ เจาะช่องด้านหลังขนาด $12 \times 30 \text{ cm}^2$ เพื่อเป็น

ทางออกของอากาศ และเจาะช่องสำหรับใส่ท่อความร้อนทั้งหมด 4 รูปแบบ คือ มุมเอียง 0° 30° 45° และ 60° ดังแสดงในรูปที่ 3.4

3.1.3.3 ฮีตเตอร์ไฟฟ้า (Electric Heater) ทำหน้าที่แปลงพลังงานไฟฟ้าเป็นความร้อน ขนาดความต่างศักย์และกำลังไฟฟ้า 200V และ 800 W ดังแสดงในรูปที่ 3.5

3.1.3.4 ถังเก็บน้ำแข็ง (Ice Storage Tank) สำหรับกักเก็บน้ำเย็น เพื่อการหล่อเย็นท่อความร้อน โดยมีปั๊มน้ำแบบจุ่มเป็นตัวขับเคลื่อนน้ำหล่อเย็นที่บรรจุอยู่ภายในให้ไหลเวียนผ่านท่อกลับมาดัง

3.1.3.5 ฉนวนกันความร้อน ชนิด Insulating Foam Tape สำหรับหุ้มท่อความร้อนในส่วนกันความร้อน (Adiabatic Section) เพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อม ดังแสดงในรูปที่ 3.6

3.1.3.6 ท่อทองแดง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6 มิลลิเมตร เป็นคอยล์น้ำเย็นเข้าสู่ส่วนระบายความร้อน (Cold Section)

3.1.3.7 พัดลม Rotary Fan 38 W เป็นตัวช่วยในการไหลของกระแสอากาศ

3.1.3.8 แผงหลอด สำหรับจัดระเบียบการไหลของอากาศก่อนเข้าสู่ระบบ

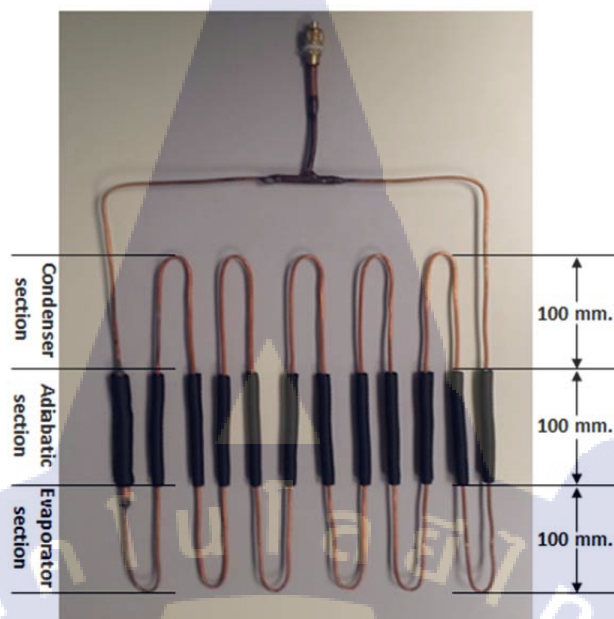
3.1.3.9 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) Type K ใช้วัดอุณหภูมิที่ผิวของท่อความร้อน และอุณหภูมิส่วนต่างๆ ของระบบการทดลอง โดยตำแหน่งในการติดตั้ง ดังแสดงในรูปที่ 3.1

3.1.3.10 Data Logger (YOKOKAWA MW100) เป็นเครื่องมือในเก็บบันทึกข้อมูลที่ เป็นสัญญาณ Analog จากเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ให้เป็นสัญญาณ Digital และส่งเข้าไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อบันทึกค่า ดังแสดงในรูปที่ 3.7

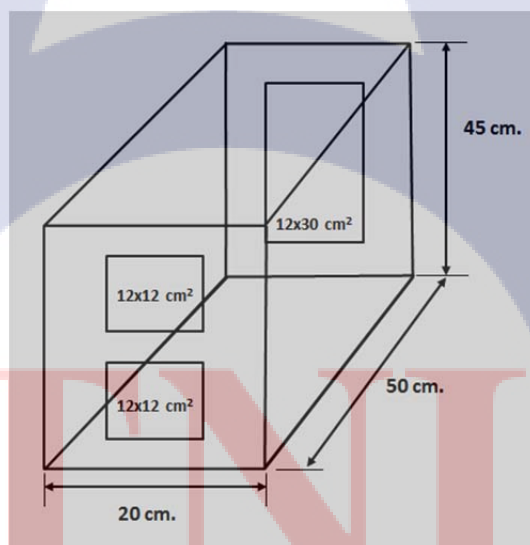
3.1.3.11 แอนนิโมมิเตอร์ (Anemometer) ยี่ห้อ EXTECH รุ่น AN100 เป็นเครื่องมือสำหรับวัดความเร็วลม ดังแสดงในรูปที่ 3.8

3.1.3.12 คอมพิวเตอร์ ทำหน้าที่ประมวลผลและบันทึกข้อมูลจากการทดลอง

3.1.3.13 อุปกรณ์อื่นๆ ได้แก่ วาล์วน้ำ สายยาง เทปอะลูมิเนียม สวิตช์ไฟฟ้า และสายไฟฟ้า



รูปที่ 3.3 ท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 6 โค้งเล็ก



รูปที่ 3.4 กล่องสี่เหลี่ยม



รูปที่ 3.5 ฮีตเตอร์ไฟฟ้า ขนาด 200V 800 W



รูปที่ 3.6 Insulating Foam Tape



รูปที่ 3.7 Data Logger (YOKOKAWA MW100)



รูปที่ 3.8 Anemometer



รูปที่ 3.9 ปั้มน้ำแบบจุ่ม ขนาด 23 W

3.1.4 ขั้นตอนการทดลอง

3.1.4.1 ชนิดของท่อความร้อนที่นำมาศึกษา คือ ท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV)

3.1.4.2 กำหนดพารามิเตอร์และตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง โดยรายละเอียดแสดงไว้ในตารางที่ 3.1 และ 3.2

3.1.4.3 ติดตั้งอุปกรณ์ชุดทดสอบ และเทอร์โมคัปเปิล Type K เพื่อทำการวัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ คือ อุณหภูมิลมร้อนขาเข้า (Th1) อุณหภูมิลมร้อนขาออก (Th2) อุณหภูมิลมเย็นขาเข้า (Tc1) อุณหภูมิลมเย็นขาออก (Tc2) อุณหภูมิน้ำขาเข้า (Tc3) อุณหภูมิน้ำขาออก (Tc4) อุณหภูมิน้ำในถังเก็บน้ำแข็ง (Tc5) อุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนส่วนทำระเหย (Th3 Th4 Th5) และอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนส่วนควบแน่น (Tc6 Tc7 Tc8) ดังแสดงในรูปที่ 3.1

3.1.4.4 เปิดปั๊มน้ำเพื่อขับเคลื่อนน้ำหล่อเย็นในถังเก็บน้ำแข็ง (Ice Storage Tank) เข้าสู่ส่วนควบแน่นของท่อความร้อน (Condenser Section)

3.1.4.5 เปิดฮีตเตอร์และพัดลม ในส่วนทำระเหยของท่อความร้อน (Evaporator section)

3.1.4.6 บันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data Logger (YOKOKAWA MW100) ทุกๆ 5 วินาที เป็นเวลา 1 ชั่วโมง

3.1.4.7 ทำการทดลองซ้ำเหมือนกับข้อ 3.1.4.4 - 3.1.4.6 โดยปรับเปลี่ยนจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน คือ 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว และมุมเอียงทำงาน 0° 30° 45° และ 60° ตามลำดับ

3.1.4.8 คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน ($\dot{Q}$) สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนส่วนควบแน่นของท่อความร้อน (h_c) และความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน (R_{th}) ดังสมการที่ 3.1 3.2 และ 3.3

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (3.1)$$

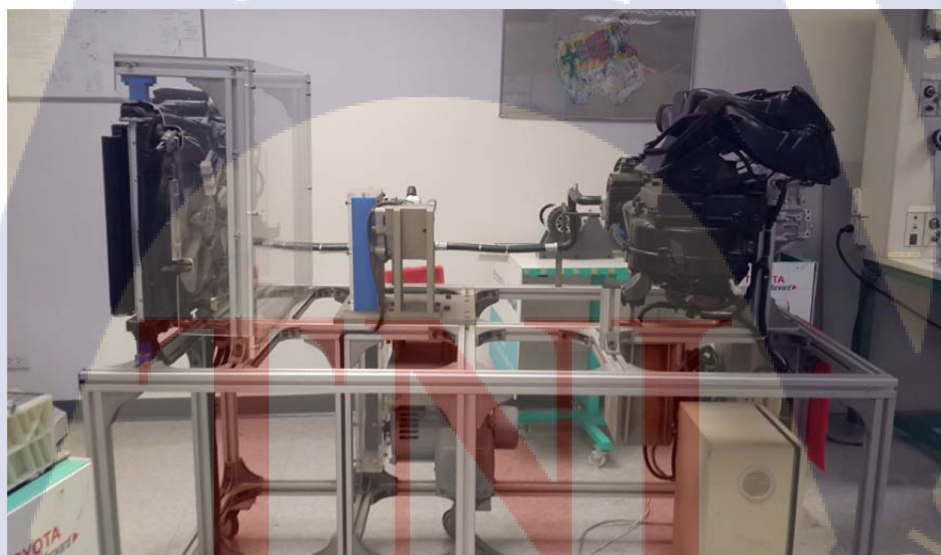
$$h_c = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A\Delta T_{LM}} \quad (3.2)$$

$$R_{th} = \frac{(T_{e,ave} - T_{c,ave})}{\dot{Q}_{out}/1000} \quad (3.3)$$

เมื่อ	$\dot{Q}$	= อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)
	$\dot{m}$	= อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
	C_p	= ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสาร (J/kg. °C)
	$(T_o - T_i)$	= อุณหภูมิขาออก-อุณหภูมิขาเข้าที่ส่วนควบแน่น (°C)
	h_c	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนส่วนควบแน่น (W/m ² .°C)
	ΔT_{LM}	= ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (°C)
	R_{th}	= ค่าความต้านทานทางความร้อน (°C/kW)
	$(T_{e,ave} - T_{c,ave})$	= ผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น (°C)

3.2 การทดสอบสมรรถนะของท่อความร้อนกับชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์

การทดสอบสมรรถนะของท่อความร้อนกับชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ จะอ้างอิงผลการทดลองจากส่วนแรก เลือกใช้ท่อความร้อน CLOHP/CV ที่มีประสิทธิภาพทางความร้อนดีที่สุด มาทำการติดตั้งกับชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ “Car A/C System on Stand (R134a) Model by DENSO” ของสถาบันเทคโนโลยีไทยญี่ปุ่น แสดงดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 ชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์

3.2.1 ข้อมูลทางเทคนิคของชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์

การทดสอบกับระบบปรับอากาศรถยนต์จริงเป็นเรื่องยาก จึงได้ประยุกต์ใช้ระบบสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ ดังรูปที่ 3.10 สำหรับรถ TOYOTA รุ่น HILUX VIGO ในการทดสอบชุดท่อความร้อน CLOHP/CV แทน โดยระบบนี้ใช้คอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ DENSO รุ่น 10S11C ขับด้วยมอเตอร์ ยี่ห้อ MITSUBISHI ขนาด 3 HP ความเร็วรอบ 1450 รอบ/นาที และใช้คอนเดนเซอร์ชนิดไหลแบบขนาน (Parallel flow) กับอีวาพอเรเตอร์ ยี่ห้อ DENSO ซึ่งสารทำความเย็นของระบบปรับอากาศ คือ R134a

3.2.2 ขั้นตอนการทดสอบ

การทดสอบชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับระบบปรับอากาศสาธิตสำหรับรถยนต์ ได้กำหนดออกแบบตัวแปรทดสอบ ดังตารางที่ 3.3 แต่เนื่องจากข้อจำกัดของชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ใช้ทดสอบเป็นระบบสำเร็จรูป และไม่สามารถทำการดัดแปลงได้มากนัก การทดสอบจึงกำหนดการติดตั้งท่อความร้อน CLOHP/CV ไว้ด้านหน้าของแผงคอนเดนเซอร์

ตารางที่ 3.3 ตัวแปรที่ใช้ในการกำหนดรูปแบบการติดตั้ง

ตัวแปร	รายละเอียด
1. รูปแบบท่อความร้อน	- ท่อความร้อน CLOHP/CV 8 โค้งเล็กน้อย - มุมเอียงทำงานที่ 60°
2. ตำแหน่งการติดตั้งท่อความร้อน (4 ตำแหน่ง)	1) ด้านซ้าย-ห่างจากแผงคอนเดนเซอร์ 2) ด้านขวา-ห่างจากแผงคอนเดนเซอร์ 3) ด้านซ้าย-ติดกับแผงคอนเดนเซอร์ 4) ด้านขวา-ติดกับแผงคอนเดนเซอร์

3.2.2.1 ทำการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิล Type K เพื่อวัดค่าอุณหภูมิ ดังแสดงในรูปที่ 3.11 โดยทำการกั้นปิดในส่วนทำความเย็นและห้องโดยสาร เพื่อจำลองสภาพแวดล้อมของรถยนต์

3.2.2.2 เปิดระบบปรับอากาศรถยนต์ของชุดสาธิต โดยทำการทดสอบตามรูปแบบที่กำหนด ดังตารางที่ 3.3

3.2.2.3 บันทึกค่าอุณหภูมิด้วย Data Logger (YOKOKAWA MW100) เป็นเวลา 30 นาที

3.2.2.4 คำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) และประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อน ($\mathcal{E}$) ดังสมการที่ 3.4 3.5 และ 3.6

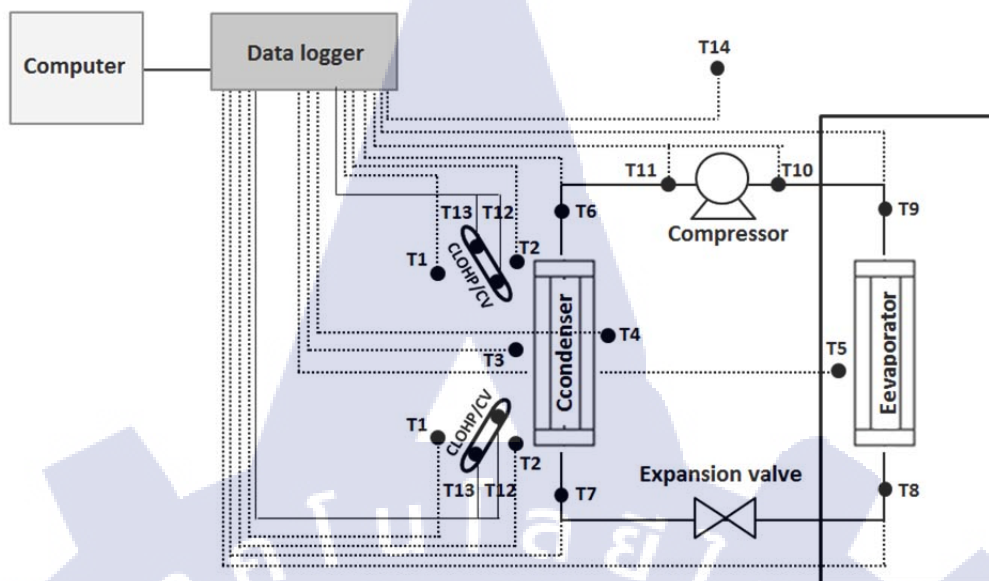
3.2.2.5 เปรียบเทียบผลจากค่า COP และ EER ที่คำนวณได้ระหว่างระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ไม่ได้ติดตั้งและติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV และค่า $\mathcal{E}$ ของท่อความร้อน CLOHP/CV ที่มีผลต่อระบบปรับอากาศรถยนต์

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.4)$$

$$EER = COP \times 3412.3 \quad (3.5)$$

$$\mathcal{E} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.6)$$

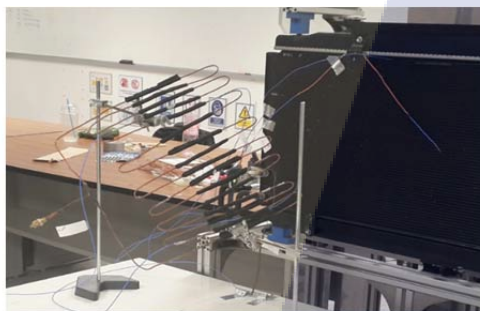
โดย	COP	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
	EER	=	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Btu/h/W)
	$\dot{Q}_E$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อนออกที่อีวาพอเรเตอร์ (W)
	$\dot{W}_{comp}$	=	กำลังงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ (W)
	$\mathcal{E}$	=	ค่าประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน
	$\dot{Q}$	=	อัตราการถ่ายโอนความร้อนที่แท้จริงของท่อความร้อน (W)
	$\dot{Q}_{max}$	=	อัตราการถ่ายโอนความร้อนในท่อความร้อนที่มากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ (W)



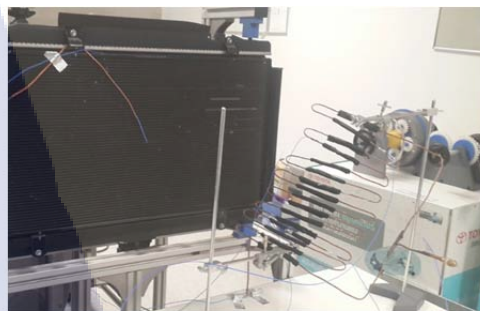
รูปที่ 3.11 วงจรการติดตั้งท่อความร้อน CLOHP/CV และตำแหน่งการวัด



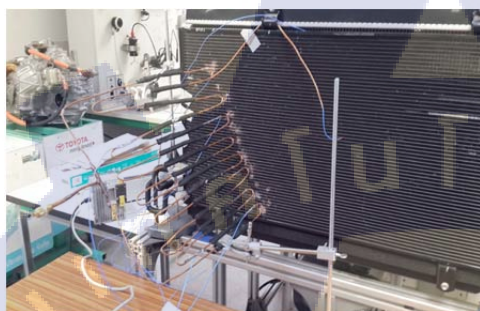
รูปที่ 3.12 การทดสอบชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับระบบปรับอากาศรถยนต์สาธิต



(1) ด้านซ้าย-ห่างจากแผงคอนเดนเซอร์



(2) ด้านขวา-ห่างจากแผงคอนเดนเซอร์



(3) ด้านซ้าย-ติดกับแผงคอนเดนเซอร์



(4) ด้านขวา-ติดกับแผงคอนเดนเซอร์

รูปที่ 3.13 ตำแหน่งการติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับระบบปรับอากาศรถยนต์สำริด

TNI

THAI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY

บทที่ 4

ผลการวิจัยและการวิเคราะห์ผลการทดลอง

ผลการวิจัยเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนในระบบปรับอากาศของรถยนต์ โดยการทดสอบหาคูณลักษณะจำเพาะที่เหมาะสมของท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วก้นกลับ (CLOHP/CV) ซึ่งการวิเคราะห์ผลการทดลองนี้เป็นการศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน เพื่อนำเอาคุณลักษณะที่เหมาะสมของท่อความร้อนมาประยุกต์ใช้กับระบบปรับอากาศของรถยนต์ โดยผลการทดลองจะแบ่งออกเป็น 5 ส่วน คือ

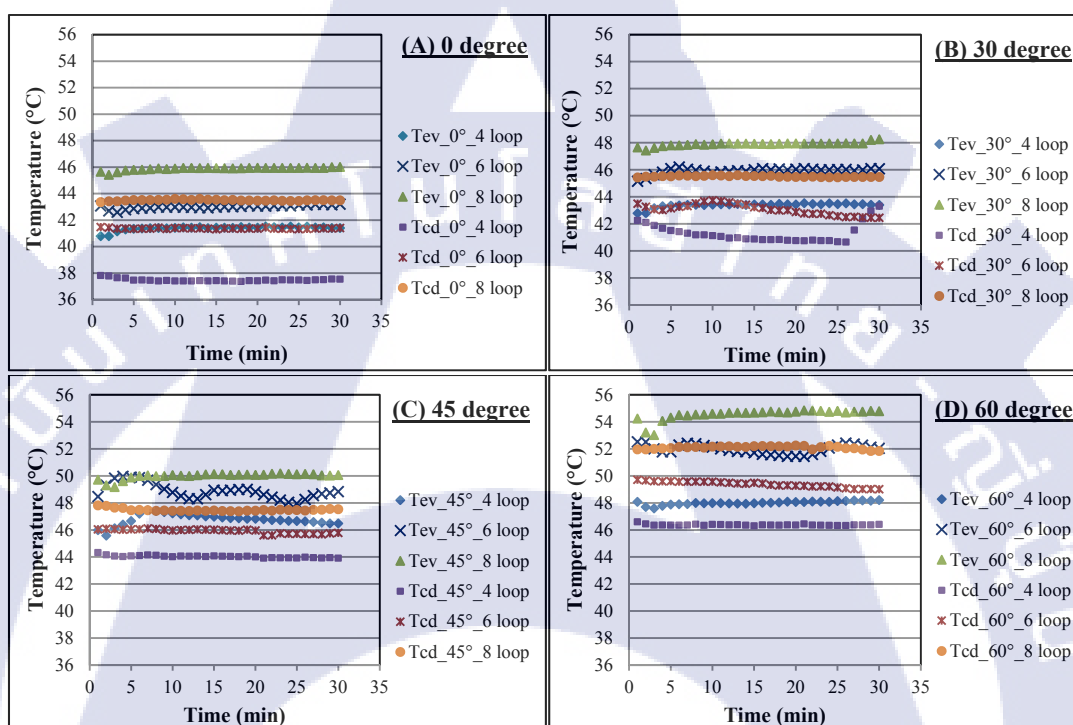
- (1) การกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนกับเวลา
- (2) อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน
- (3) สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน
- (4) ค่าความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน
- (5) ผลของสมรรถนะท่อความร้อนกับชุดสวิตระบบปรับอากาศรถยนต์

4.1 การกระจายตัวของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนกับเวลา

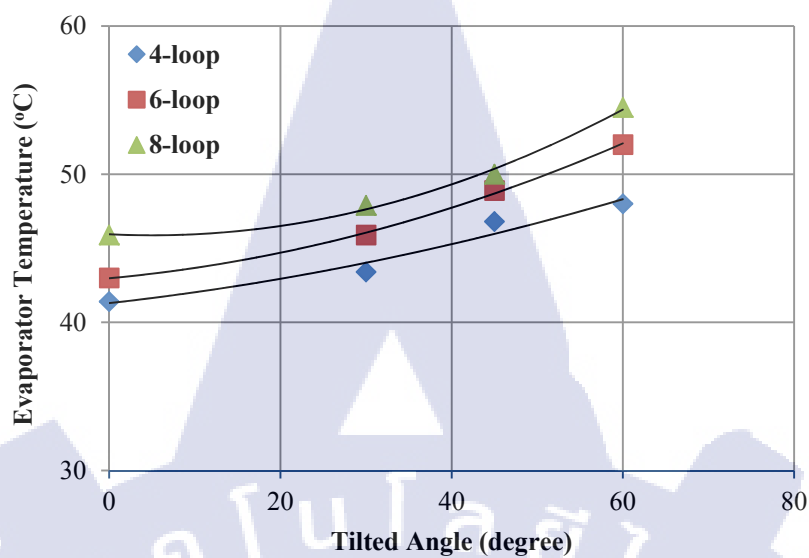
ผลการวัดอุณหภูมิที่ผิวของท่อความร้อน CLOHP/CV ที่ใช้ R134a เป็นสารทำงานในอัตราการเติม 50% ของปริมาตรท่อความร้อน โดยทำการปรับเปลี่ยนตัวแปร คือ จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อน 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว มุมเอียงทำงาน 0° 30° 45° และ 60° ตามลำดับ ทำการวัดอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน 2 ส่วน ส่วนละ 3 จุด คือ ส่วนทำระเหย (Th3 Th4 Th5) และส่วนควบแน่น (Tc6 Tc7 Tc8)

จากรูปที่ 4.1 - 4.3 แสดงลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV ของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นกับเวลา พบว่าอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV ในส่วนทำระเหยมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิในส่วนควบแน่น ซึ่งแปรผันตามจำนวนโค้งเลี้ยวและมุมเอียงทำงาน กล่าวคืออุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV มีค่าเพิ่มขึ้นตามจำนวนโค้งเลี้ยวและมุมเอียงทำงานที่เพิ่มขึ้น เพราะจำนวนโค้งเลี้ยวที่เพิ่มขึ้น หมายถึงพื้นที่ในการรับและระบายความร้อนที่เพิ่มขึ้นของท่อความร้อน และการป้อนพลังงานความร้อนอย่างต่อเนื่อง สารทำงานภายในท่อเกิดการเดือดเพิ่มขึ้น ทำให้ฟองไอและก้อนของเหลวเกิดการเคลื่อนที่อย่างรวดเร็วและมีความถี่สูง จึงส่งถ่ายความร้อนได้เพิ่มขึ้น และพาไปยังส่วนควบแน่นอย่างรวดเร็ว เมื่อมุมเอียงทำงานมีค่ามากหรืออยู่ในแนวตั้ง ในขณะที่เดียวกันส่วนควบแน่นก็รับและระบายความร้อนอย่างรวดเร็ว โดยที่อุณหภูมิยังไม่ทันลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV ของทั้ง 2 ส่วนเพิ่มขึ้น เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวและมุม

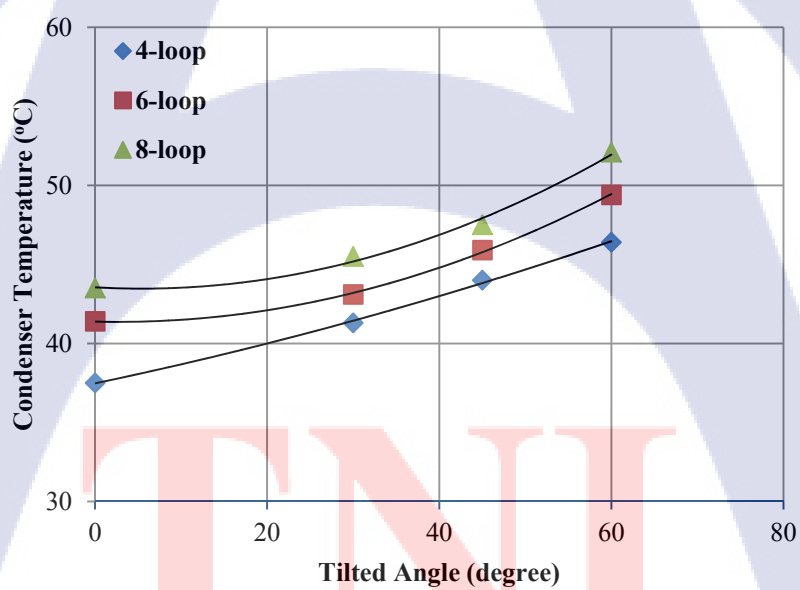
เอียงทำงานเพิ่มขึ้น จากการเปรียบเทียบผลการทดลองของแต่ละตัวแปร พบว่าท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยง ที่มุมเอียง 60° มีอุณหภูมิที่ผิวท่อสูงที่สุด เท่ากับ $52.9^\circ\text{C} - 54.9^\circ\text{C}$ ในส่วนทำระเหยและ $51.8^\circ\text{C} - 52.2^\circ\text{C}$ ในส่วนควบแน่น ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น (ΔT) มีค่าน้อย แสดงดังรูปที่ 4.4 ส่งผลให้ค่าความต้านทานทางความร้อนต่ำไปด้วย แต่มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูง



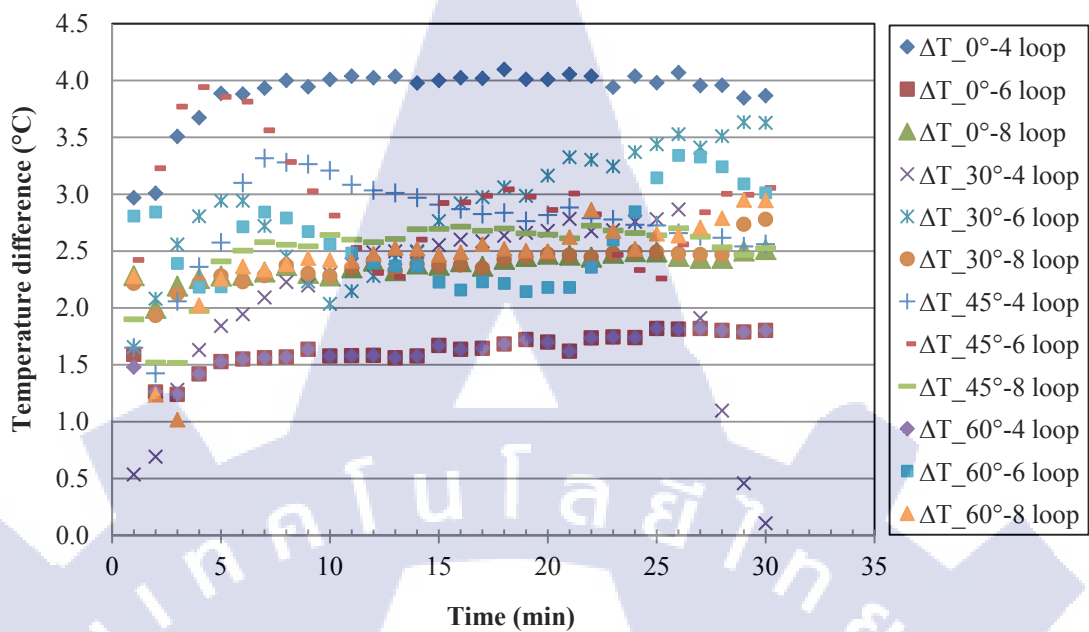
รูปที่ 4.1 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงตามเวลาของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV ของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นกับเวลา



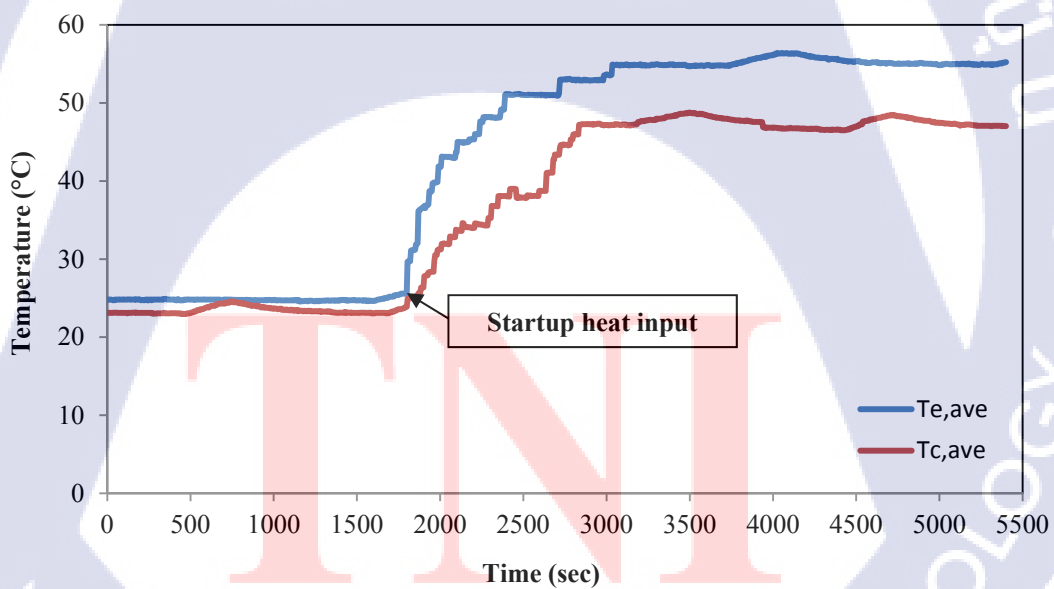
รูปที่ 4.2 อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ยของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนทำระเหย



รูปที่ 4.3 อุณหภูมิที่ผิวท่อเฉลี่ยของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนควบแน่น



รูปที่ 4.4 อุณหภูมิแตกต่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของท่อความร้อน CLOHP/CV



รูปที่ 4.5 อุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน CLOHP/CV 8 โค้งเฉลี่ย ที่มุมเอียง 60° กับเวลา

จากผลการทดลองข้างต้นของท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60° จะให้ผลต่างอุณหภูมิค่อนข้างต่ำ ในขณะที่อุณหภูมิที่ผิวของท่อทั้งสองส่วนสูงกว่าในกรณีอื่นๆ รวมถึงที่มุมเอียงทำงาน 60° ที่ใช้พื้นที่ติดตั้งในแนวระดับน้อยกว่ากรณีอื่นๆ เพื่อระบายความร้อนจากแผงคอนเดนเซอร์ จึงได้เลือกมาทำการวัดอุณหภูมิซ้ำอีกครั้ง

การทดลองกับท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว และมุมเอียงทำงาน 60° โดยบันทึกอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนก่อนป้อนพลังงานความร้อนเป็นเวลา 30 นาที หลังจากนั้นจึงทำการป้อนพลังงานความร้อน เพื่อศึกษาแนวโน้มของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อน พบว่าก่อนการป้อนพลังงานความร้อน อุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนค่อนข้างคงที่ ในช่วง 0 - 1800 วินาที และเมื่อเริ่มป้อนความร้อนเข้าสู่ระบบ ค่าของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนจะมีอัตราเพิ่มขึ้นในช่วง 1800 - 3000 วินาที และจะเริ่มคงที่โดยอุณหภูมิผิวส่วนทำระเหยสูงกว่าส่วนควบแน่นจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะสมดุล

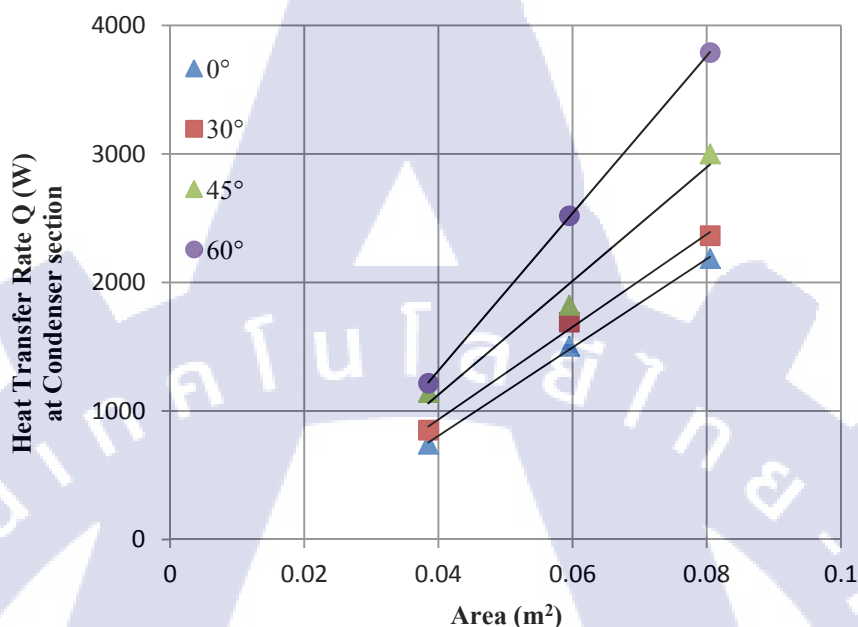
4.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

ตัวแปรที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV มีหลายตัวแปรด้วยกัน เช่น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อความร้อน อัตราการเดินสารทำงาน จำนวนวาล์วก้นกลับ จำนวนโค้งเลี้ยว และมุมเอียงทำงาน เป็นต้น สำหรับในงานวิจัยนี้ได้กำหนดค่าออกแบบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ อัตราการเดินสาร และจำนวนวาล์วก้นกลับให้คงที่ ตามข้อมูลที่ได้จากเอกสารงานวิจัยและเกี่ยวข้องและจากประสบการณ์ของผู้เชี่ยวชาญด้านการสร้าง CLOHP/CV จึงไม่ศึกษาปัจจัยสามประการแรก และสนใจตัวแปร 2 ประการหลัง คือ จำนวนโค้งเลี้ยวและมุมเอียงทำงาน เพราะมีผลต่อขนาดของ CLOHP/CV ที่จะสามารถนำมาติดตั้งกับแผงคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศรถยนต์ได้

4.2.1 ผลของพื้นที่การถ่ายโอนความร้อนต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

จากรูปที่ 4.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่การถ่ายโอนความร้อนต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน โดยทำการปรับเปลี่ยนจำนวนโค้งเลี้ยวจาก 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว ซึ่งมีพื้นที่การถ่ายโอนความร้อน คือ 0.0385 m^2 0.0595 m^2 และ 0.0805 m^2 ตามลำดับ พบว่าที่อุณหภูมิลมร้อนขาเข้า (Th1) ที่เท่ากัน เมื่อท่อความร้อน CLOHP/CV มีพื้นที่มากขึ้น จะทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) สูงขึ้นด้วย และที่จำนวน 8 โค้งเลี้ยว จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) สูงสุด คือ ที่มุมเอียงทำงาน 0° 30° 45° และ 60° มีค่า Q เท่ากับ 2187 W 2365 W 3001 W และ 3789 W ตามลำดับ พื้นที่การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ที่เพิ่มขึ้น ทำให้พื้นที่ในการรับและคายความร้อนเพิ่มขึ้นเช่นกัน ส่งผลให้ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิ

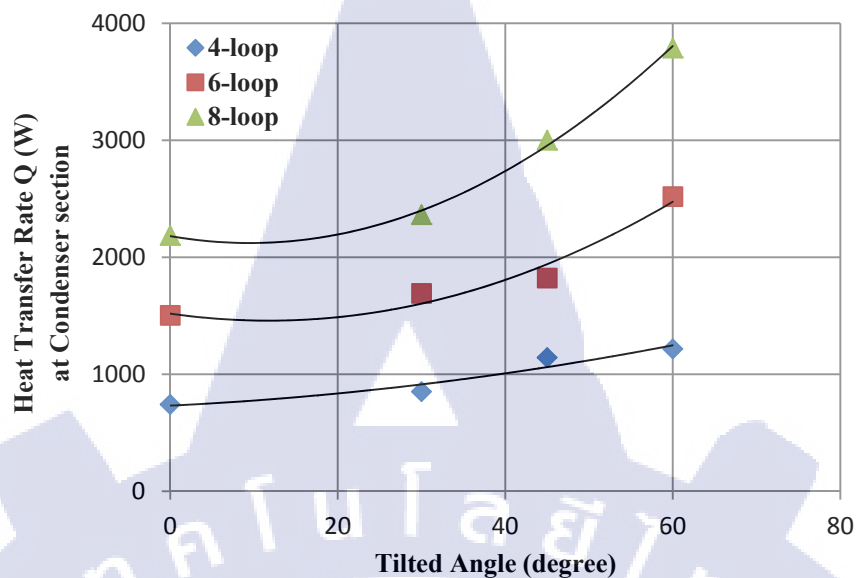
ลมขาเข้าและอุณหภูมิลมขาออกมีค่ามากขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) ของท่อความร้อน CLOHP/CV จึงสูงขึ้น



รูปที่ 4.6 อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV

4.2.2 ผลของมุมเอียงทำงานต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน

จากรูปที่ 4.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างผลของมุมเอียงทำงานต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน จากการทดลองได้ทำการปรับเปลี่ยนมุมเอียงทำงาน คือ 0° 30° 45° และ 60° ตามลำดับ พบว่าเมื่อเพิ่มมุมเอียงการทำงานของท่อความร้อนจาก 0° - 60° อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น และที่มุมเอียง 60° จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ ที่จำนวนโค้งเฉลี่ย 4 6 และ 8 โค้งเฉลี่ย มีค่า Q เท่ากับ 1216 W 2519 W และ 3789 W ตามลำดับ สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมาซึ่งสรุปว่าท่อความร้อน CLOHP/CV สามารถทำงานได้ดีที่สภาวะการทำงานในแนวตั้ง [24] นั่นคือ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน (Q) จะมีค่าสูงขึ้น เมื่อมุมเอียงทำงานเพิ่มขึ้น เพราะสารทำงานภายในท่อสามารถควบแน่นกลับมาบางส่วนทำระเหยได้อย่างรวดเร็วกว่าการวางในแนวระดับ ตรงกับผลจากงานวิจัยของ P. Charoensawan et al. [22] ที่ระบุว่าช่วงของมุมเอียงในการทำงานที่ใช้ คือ $0^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ ซึ่งสมรรถนะของท่อความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อมุมเอียงในการทำงานเพิ่มขึ้น



รูปที่ 4.7 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ต่อมุมเอียงทำงาน

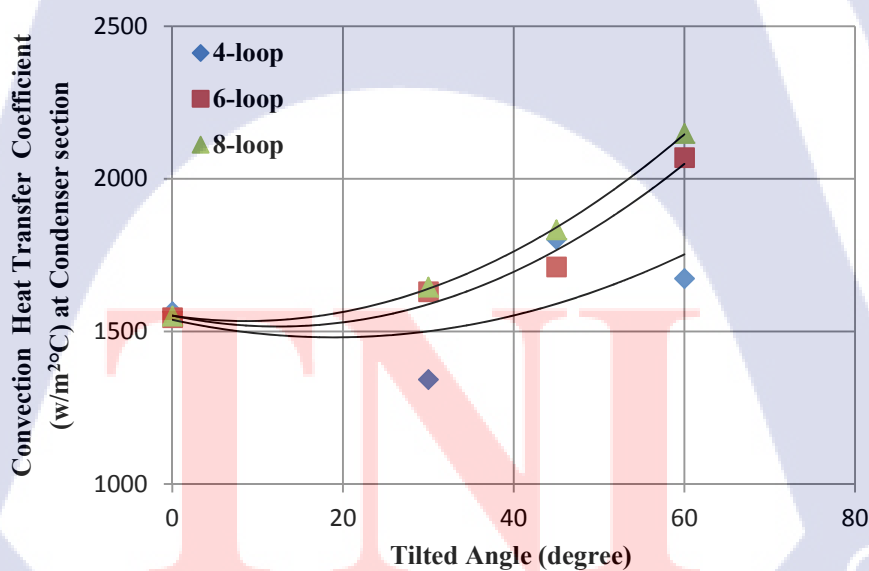
ตารางที่ 4.1 ค่าความคลาดเคลื่อนสะสมของอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

Degree	Loop	Q_{out} (W)	Q_{act} (W)			Q_{est} (W)			
			Q_{min}	Q_{max}	% $\pm$	Q_{min}	Q_{max}	Abs. Error	Rel. Error (%)
0	4	742	705	766	5	481	1003	261	27.55
	6	1504	1372	1654	9	1102	1906	402	22.12
	8	2187	2136	2289	2	1645	2729	542	20.03
30	4	851	815	912	4	590	1112	261	27.55
	6	1692	1560	1842	8	1290	2094	402	22.12
	8	2365	2238	2543	5	1823	2907	542	20.03
45	4	1143	1107	1167	3	882	1404	261	27.55
	6	1823	1616	2180	11	1421	2225	402	22.12
	8	3001	2873	3051	4	2459	3543	542	20.03
60	4	1216	1192	1277	2	955	1477	261	27.55
	6	2519	2462	2556	2	2117	2921	402	22.12
	8	3789	3662	3891	3	3247	4331	542	20.03

ตารางที่ 4.1 แสดงค่าความคลาดเคลื่อนสะสมจากเครื่องมือวัดของตัวแปรตาม ที่คำนวณจากสมการอัตราการถ่ายเทความร้อน พบว่าท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 4, 6 และ 8 โค้งเลี้ยว มีค่าความคลาดเคลื่อนสะสม (Error Propagation) คิดเป็น 27.55% 22.12% และ 20.03% ตามลำดับ และเมื่อเปรียบเทียบกับช่วงค่าความร้อนที่ระบายจากส่วนควบแน่นของท่อความร้อนจริง จะเห็นว่าค่าจริงอยู่ในช่วงค่าที่แคบกว่าค่าประมาณการ แสดงว่าผลการประมาณความคลาดเคลื่อนสะสมเป็นที่ยอมรับได้

4.3 สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน

จากรูปที่ 4.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนแบบการพาความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนควบแน่นกับมุมเอียงทำงานที่ 0° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ โดยค่า h_c คำนวณหาจากสมการที่ 3.2 พบว่าค่า h_c มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามจำนวนโค้งเลี้ยวและมุมเอียงทำงาน และท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60° มีค่า h_c สูงสุด เท่ากับ $2149 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อน h_c นี้แสดงถึงความสามารถในการพาความร้อนออกจากส่วนควบแน่นของท่อความร้อน CLOHP/CV



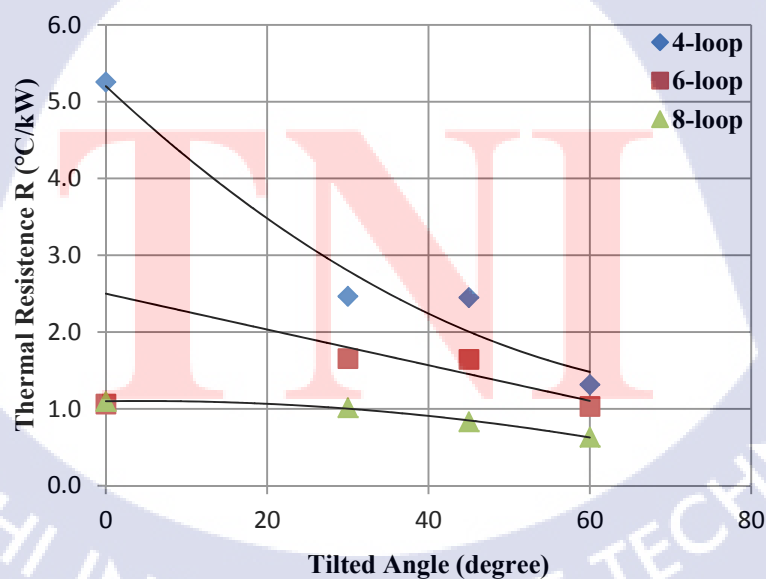
รูปที่ 4.8 สัมประสิทธิ์การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ส่วนควบแน่นต่อมุมเอียงทำงาน

4.4 ค่าความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน

จากผลต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น ($T_{e,ave} - T_{c,ave}$) และอัตราการถ่ายเทความร้อน (Q_c) ส่วนควบแน่น สามารถนำมาคำนวณหาค่าความต้านทานทางความร้อน (R_{th}) ของท่อความร้อน CLOHP/CV ได้จากสมการที่ 3.3

4.4.1 ผลของมุมเอียงทำงานต่อความต้านทานทางความร้อน

จากรูปที่ 4.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV กับมุมเอียงทำงานที่ 0° 30° 45° และ 60° ตามลำดับ พบว่าที่มุมเอียงทำงาน 0° มีค่า R_{th} สูงสุด คือเท่ากับ 5.26°C/kW ที่ 4 โค้งเลี้ยว 1.06°C/kW ที่ 6 โค้งเลี้ยว และ 1.10°C/kW ที่ 8 โค้งเลี้ยว ตามลำดับ และ R_{th} มีค่าต่ำสุดที่มุมเอียงทำงาน 60° เท่ากับ 1.32°C/kW ที่ 4 โค้งเลี้ยว 1.03°C/kW ที่ 6 โค้งเลี้ยว และ 0.63°C/kW ที่ 8 โค้งเลี้ยว ตามลำดับ จากผลการทดลองข้างต้นสรุปได้ว่าค่า R_{th} จะมีค่าลดลง เมื่อมุมเอียงทำงานเพิ่มขึ้นจาก 0° - 60° และที่มุมเอียงทำงาน 60° ของท่อความร้อน CLOHP/CV 8 โค้งเลี้ยว จะมีค่า R_{th} ต่ำสุด เท่ากับ 0.63°C/kW ซึ่งค่า R_{th} นี้จะแสดงถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน [19] กล่าวคือ ถ้าค่าความต้านทานทางความร้อน R_{th} มีค่ามาก แสดงว่าการถ่ายเทความร้อนภายในท่อไม่ดี ในทางกลับกันหากว่าค่าความต้านทานทางความร้อน R_{th} มีค่าต่ำ หมายถึงความร้อนเกิดการถ่ายเทจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้ดี



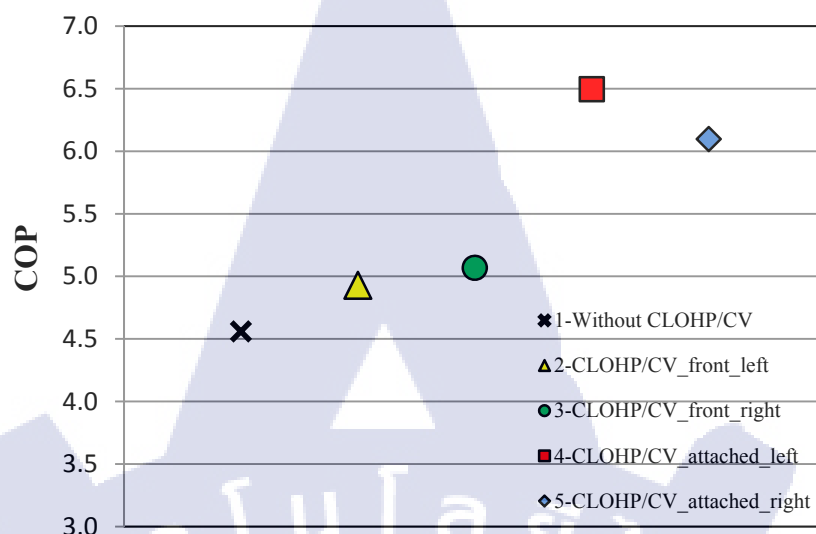
รูปที่ 4.9 ความต้านทานทางความร้อนของท่อความร้อน CLOHP/CV ต่อมุมเอียงทำงาน

4.5 ผลของสมรรถนะต่อความร้อนกับชุดสาริระบบปรับอากาศรถยนต์

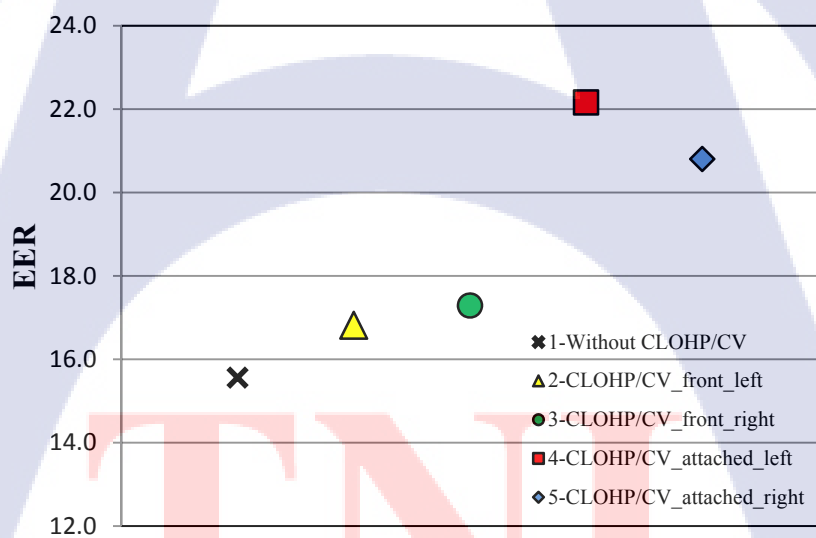
จากผลการทดลองในส่วนแรก เกี่ยวกับตัวแปรและปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อน CLOHP/CV ได้ทำการเลือกใช้ท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60° ซึ่งมีค่า Q h_c ที่สูง และมีค่า R_{th} ที่ต่ำ มาทำการติดตั้งกับชุดสาริระบบปรับอากาศรถยนต์ เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) และประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อน ($\mathcal{E}$) ของท่อความร้อน CLOHP/CV โดยแบ่งการทดลองออกเป็น 5 กรณี คือ

- กรณีที่ 1 : ระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ไม่ได้ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV
- กรณีที่ 2 และ 3 : ระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV หน้าแผงคอนเดนเซอร์ด้านซ้ายและด้านขวา โดยวางห่างจากแผงคอนเดนเซอร์เล็กน้อย
- กรณีที่ 4 และ 5 : ระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV แบบยึดติดกับแผงคอนเดนเซอร์ด้านซ้ายและด้านขวา เสมือนเป็นส่วนขยายของครีบบางแผงคอนเดนเซอร์

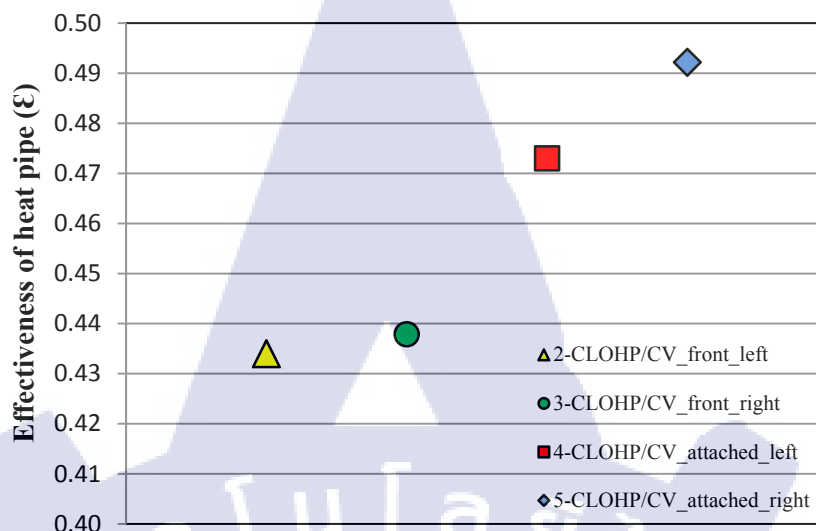
จากรูปที่ 4.10 และ 4.11 แสดงผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ของชุดสาริระบบปรับอากาศรถยนต์ทั้ง 5 กรณี สำหรับระบบปรับอากาศรถยนต์สาริโดยทั่วไป ที่ไม่ได้ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV (กรณีที่ 1) มีค่า COP_1 และ EER_1 เฉลี่ยเท่ากับ 4.56 และ 15.56 Btu/h/W และจากผลการเปรียบเทียบพบว่า ค่า $COP_{4,5}$ และ $EER_{4,5}$ เฉลี่ยในกรณีที่ 4 และ 5 คือติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV แบบยึดติดกับแผงคอนเดนเซอร์พบว่ามีความสมรรถนะที่ดีที่สุด เพราะไม่เพียงแต่ช่วยลดอุณหภูมิอากาศโดยรอบ (T_{amb}) ก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ แต่ยังเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการระบายความร้อนที่แผงคอนเดนเซอร์อีกด้วย ซึ่งการยึดติดชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ทางด้านซ้าย (กรณีที่ 4) มีค่า COP_4 และ EER_4 เฉลี่ยสูงสุด เท่ากับ 6.50 และ 22.16 Btu/h/W ซึ่งค่า COP_4 และ EER_4 เพิ่มขึ้นจากกรณีที่ 1 คิดเป็น 29.80% และ 29.80% ตามลำดับ แสดงในตารางที่ 4.2 และมีค่า $\mathcal{E}$ สูงสุดเท่ากับ 0.5 แสดงดังรูปที่ 4.12 เนื่องด้วยบริเวณทางด้านซ้ายของชุดสาริระบบปรับอากาศรถยนต์ในห้องทดลองนี้มีการถ่ายเทอากาศที่ดีที่กว่าทางด้านขวา แสดงให้เห็นว่าชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ที่ติดตั้งสามารถช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนออกจากแผงคอนเดนเซอร์ให้กับระบบปรับอากาศรถยนต์ได้ดี



รูปที่ 4.10 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)



รูปที่ 4.11 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)



รูปที่ 4.12 ประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน (ϵ)

ตารางที่ 4.2 เปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลงของค่า COP และ EER

กรณีการติดตั้งชุดท่อความร้อน	ผลการทดลอง		% เปลี่ยนแปลง	
	COP	EER	COP	EER
(1) ไม่ได้ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV	4.56	15.56	-	-
(2) วางชุดท่อความร้อน CLOHP/CV หน้าแผงคอนเดนเซอร์ด้านซ้าย	4.93	16.82	7.47	7.47
(3) วางชุดท่อความร้อน CLOHP/CV หน้าแผงคอนเดนเซอร์ด้านขวา	5.07	17.29	10.02	10.02
(4) ยึดติดชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับแผงคอนเดนเซอร์ด้านซ้าย	6.50	22.16	29.80	29.80
(5) ยึดติดชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับแผงคอนเดนเซอร์ด้านขวา	6.10	20.80	25.21	25.21

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

การวิจัยชุดท่อความร้อนแบบสันชนิดวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) ในระดับห้องปฏิบัติการ และนำมาประยุกต์ใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนในระบบสาธิตการปรับอากาศรถยนต์ ดังได้วิเคราะห์และวิจารณ์ผลการทดลองในบทที่ 4 แล้วนั้น สามารถสรุปได้เป็นสองส่วน ดังนี้

5.1.1 สรุปผลการวิจัยตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อน

ผลการวิจัยตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อน ที่ทดสอบโดยแปรผันจำนวนโค้งเลี้ยว 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว และมุมเอียงทำงาน 0° 30° 45° และ 60° ตามลำดับ สรุปได้ว่า

- ผลต่างของอุณหภูมิที่ผิวท่อความร้อนที่ส่วน Evaporator และ Condenser ของท่อความร้อนเปลี่ยนแปลงตามจำนวนโค้งเลี้ยวและมุมเอียงทำงาน และท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60° จะให้ผลต่างอุณหภูมิก่อนข้างต่ำ ในขณะที่อุณหภูมิผิวของท่อทั้งสองส่วนสูงกว่าในกรณีอื่นๆ จึงได้คัดเลือกมาทดลองซ้ำก่อนที่จะนำไปติดตั้งกับระบบปรับอากาศรถยนต์สาธิต

- อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยว หรือพื้นที่การถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อน และมุมเอียงทำงานเพิ่มขึ้น นั่นคือ ท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60° มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เท่ากับ 3789 W เนื่องจากพื้นที่ผิวของท่อในการรับและคายความร้อนเพิ่มมากขึ้น และทำงานที่สภาวะการทำงานในแนวตั้งได้ดีกว่าแนวระดับ แต่ไม่สามารถเลือกการเอียงที่มุม 90° ได้ เพราะในทางปฏิบัติติดตั้งท่อความร้อนเพื่อระบายความร้อนจากแผงคอนเดนเซอร์จะทำได้ยาก

- สัมประสิทธิ์การการถ่ายโอนความร้อนของท่อความร้อนในส่วนควบแน่นมีค่าสูงขึ้น ตามจำนวนโค้งเลี้ยวและมุมเอียงทำงานที่เพิ่มขึ้น นั่นคือ ท่อความร้อน CLOHP/CV จำนวน 8 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียงทำงาน 60° มีค่าสัมประสิทธิ์การการถ่ายโอนความร้อนสูงสุดเท่ากับ $2149 \text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$ แสดงถึงความสามารถในการพาความร้อนออกจากส่วนควบแน่นของท่อความร้อน

- ค่าความต้านทานทางความร้อน เป็นตัวบ่งบอกความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน ค่าความต้านทานทางความร้อนที่ต่ำหมายถึงความร้อนเกิดการถ่ายเทจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้ดี สรุปได้ว่าค่าความต้านทานทางความร้อนจะมีค่าลดลง เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยว

และมุมเอียงทำงานเพิ่มขึ้น และที่มุมเอียงทำงาน 60° ของท่อความร้อน CLOHP/CV 8 โค้งเลี้ยว จะมีค่าความต้านทานทางความร้อนต่ำที่สุด เท่ากับ 0.63°C/kW

5.1.2 สรุปผลการวิจัยสมรรถนะของชุดสาธิตการปรับอากาศระบบที่ติดตั้งชุดท่อความร้อนแบบ CLOHP/CV

การทดลองติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV กับชุดสาธิตระบบปรับอากาศระบบที่ทำการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) และค่าประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อน ($\mathcal{E}$) ของทั้ง 5 กรณี คือ กรณีที่ไม่มีการติดตั้งท่อความร้อน (กรณีที่ 1) กรณีที่มีการติดตั้งท่อความร้อนด้านซ้ายและขวาโดยห่างจากด้านหน้าแผงคอนเดนเซอร์เล็กน้อย (กรณี 2 และ 3) และกรณีที่ติดตั้งท่อความร้อนทางด้านซ้ายและขวาโดยยึดติดกับครีบทงด้านหน้าของคอนเดนเซอร์ (กรณี 4 และ 5) พบว่า

- ค่า COP และ EER ของระบบปรับอากาศระบบที่ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV มีค่าสูงกว่าระบบที่ไม่ได้ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV คือ $COP_1 < COP_{2,3} < COP_{4,5}$ และ $EER_1 < EER_{2,3} < EER_{4,5}$ ตามลำดับ

- ค่า $\mathcal{E}$ ของชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ที่ติดตั้งแบบยึดติดกับแผงคอนเดนเซอร์ (กรณีที่ 4 และ 5) มีค่าสูงกว่ากรณีที่วางไว้หน้าแผงคอนเดนเซอร์ (กรณีที่ 2 และ 3) คือ $\mathcal{E}_{2,3} < \mathcal{E}_{4,5}$

- ชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ที่ติดตั้งแบบยึดติดกับแผงคอนเดนเซอร์โดยตรง ให้ค่าสมรรถนะต่อระบบปรับอากาศระบบที่ดีที่สุด เพราะชุดท่อความร้อนนั้นนอกจากเพิ่มการระบายความร้อนด้วยการความร้อนแฝงของสารทำงานแล้ว ยังช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวของครีบทงของคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศด้วย โดยการติดตั้งไว้ด้านหน้าซ้ายที่มีการถ่ายเทอากาศจากชุดสาธิตระบบปรับอากาศระบบที่ดีกว่าทางด้านขวา จะได้ค่า COP EER และ $\mathcal{E}$ สูงที่สุด เท่ากับ 6.50 22.16 Btu/h/W และ 0.5 ตามลำดับ

จากค่า COP และ EER ของระบบที่เพิ่มสูงขึ้น จากความสามารถของชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ที่ติดตั้งกับระบบปรับอากาศระบบและช่วยระบายความร้อนออกจากแผงคอนเดนเซอร์ สรุปว่า สมรรถนะของท่อความร้อน CLOHP/CV ทำให้ระบบปรับอากาศระบบมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

ตารางที่ 5.1 เปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลง COP และ EER ของระบบปรับอากาศ

ลำดับ	ผู้แต่ง	ปี	ตัวแปรที่เกี่ยวข้อง	% เปลี่ยนแปลง	
				COP	EER
1	เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ และคณะ [4]	2009	- ท่อความร้อน CLOHP - เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน 13,000 Btu/h	14.79	14.79
2	A. Siricharoenpanich et al. [29]	2013	- ท่อความร้อน CLOHP/CV - เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน 13,000 Btu/h	21.98	20.72
3	ปิยะนุช บุญญโส และวิภาวดี วงษ์สุวรรณ	2016	- ท่อความร้อน CLOHP/CV - เครื่องปรับอากาศรถยนต์สาธิต	29.80	29.80

ระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV เพื่อช่วยการระบายความร้อนจากแผงคอนเดนเซอร์ จะมีค่า COP และ EER เพิ่มขึ้นจากกรณีที่ไม่ได้ติดตั้งชุดท่อความร้อน CLOHP/CV ถึง 29.80% ซึ่งพบว่าสูงกว่าร้อยละที่เพิ่มขึ้นจากการใช้ท่อความร้อนในระบบปรับอากาศสำหรับอาคารแบบแยกส่วนของงานวิจัยที่ผ่านมา ดังตารางที่ 5.1 ของเรืองฤทธิ์ ลำมะยศ และคณะ [4] ที่ประมาณ 14.79% และ ของ A. Siricharoenpanich et al. [29] ที่ประมาณ 21.98% และ 20.72% ตามลำดับ แสดงว่าท่อความร้อนชนิดนี้มีความเหมาะสมกับการเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศเป็นอย่างดี

5.2 ข้อเสนอแนะ

งานวิจัยโดยการออกแบบ สร้าง และทดสอบชุดทดสอบท่อความร้อน CLOHP/CV ทำให้ทราบแนวทางปรับปรุงและพัฒนาเพื่อให้การทดสอบมีประสิทธิภาพยิ่งขึ้น ดังนี้

- สำหรับการทดสอบท่อความร้อนในชุดทดสอบของห้องปฏิบัติการ ควรกำหนดให้มีการควบคุมอุณหภูมิของแหล่งความร้อน และแหล่งระบายความร้อนให้คงที่ และสามารถปรับกำลังการทำความร้อนให้กับส่วนทำระเหยได้ เพื่อผลการวิจัยที่ชัดเจนมากขึ้น
- เนื่องจากข้อจำกัดของชุดสาธิตระบบปรับอากาศรถยนต์ที่ใช้ในการทดลองเป็นระบบสำเร็จรูป และไม่สามารถทำการดัดแปลงได้มากนัก จึงทำให้การติดตั้งท่อความร้อนทำได้ยาก ในงานวิจัยในอนาคต ควรออกแบบรูปทรงและรูปลักษณะของท่อความร้อน CLOHP/CV ให้เหมาะสมกับการ

ติดตั้งเข้าไปกับระบบปรับอากาศรถยนต์จริงที่มีพื้นที่จำกัด โดยให้ติดตั้งเข้ากับท่อสารทำความเย็นทางเข้า หรือทางออกของคอนเดนเซอร์ ในการช่วยลดอุณหภูมิสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์



บรรณานุกรม

TNI

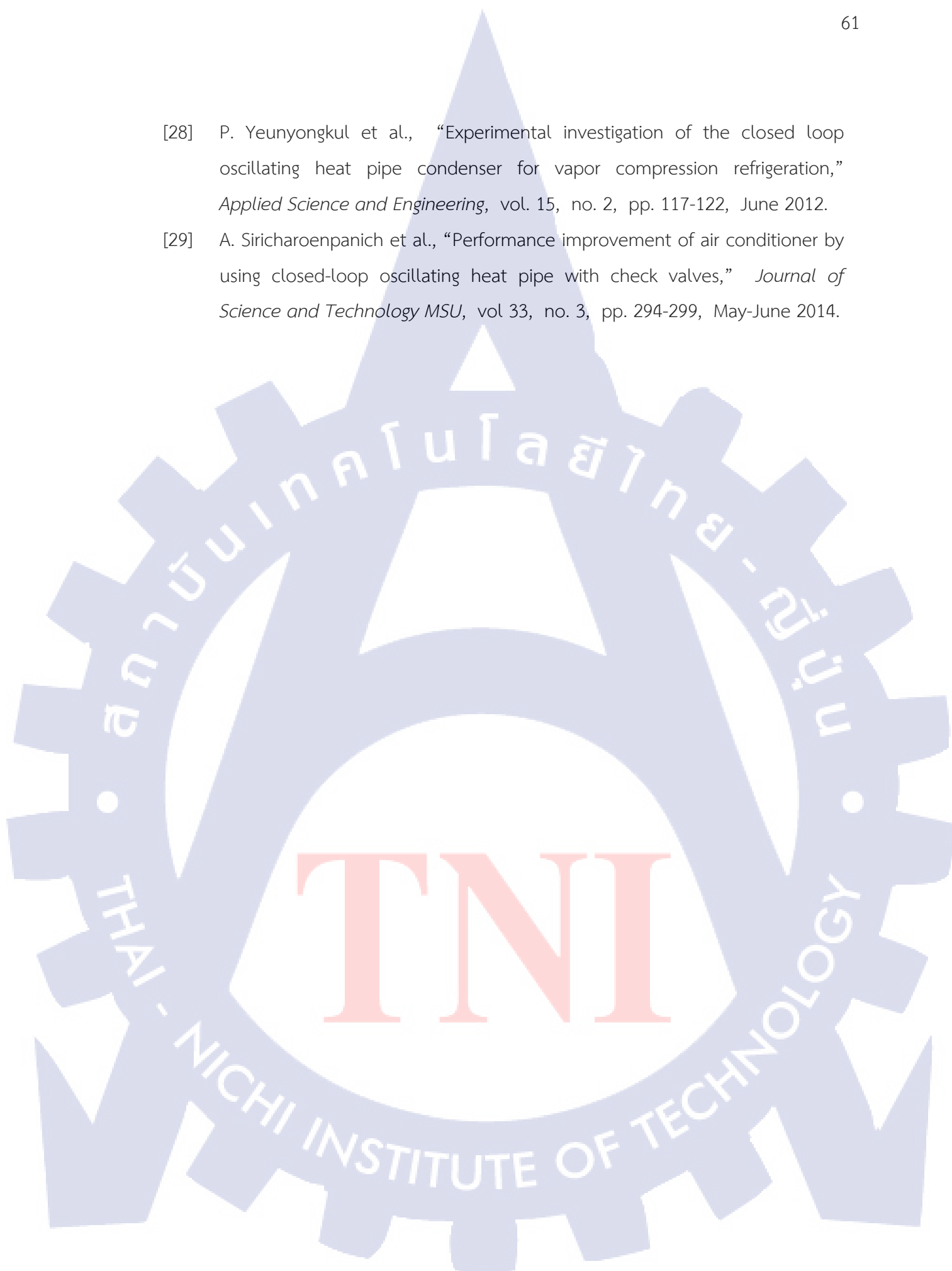
บรรณานุกรม

- [1] Technicar.com, “Auto Air Conditioning,” [Online]. Available : <http://www.technicar.com/category/ระบบแอร์รถยนต์/>. [Accessed : June 26, 2013].
- [2] กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, “เทคโนโลยีการลดความชื้นด้วยฮีทปั๊ม,” โครงการสาธิตเทคโนโลยีเชิงลึกเพื่อการอนุรักษ์พลังงาน, [Online]. Available : [http://www2.dede.go.th/km_berc/downloads/menu4/เทคโนโลยีอาคาร/01% 20การลดความชื้นด้วยฮีทปั๊ม.pdf](http://www2.dede.go.th/km_berc/downloads/menu4/เทคโนโลยีอาคาร/01%20การลดความชื้นด้วยฮีทปั๊ม.pdf). [Accessed : June 23, 2013].
- [3] P. Swatdepan et al., “Performance improvement of air condition system liquid intercooler heat exchanger,” *The 20th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, ME-NETT 20*, Nakhon Ratchasima, October 18-20, 2006, pp. 21.
- [4] เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ และคณะ, “การเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ โดยการติดตั้งท่อความร้อนช่วยระบายความร้อนที่แผ่กระจายความร้อน,” โครงการวิจัยและพัฒนาอาชีวศึกษาเพื่อสร้างองค์ความรู้และนวัตกรรม, มหาสารคาม : วิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม, 2552.
- [5] รัฐศักดิ์ พรหมมาศ, “การศึกษากระบวนการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน,” ปริญญาโท วิศวกรรมเครื่องกล, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ, กรุงเทพฯ, 2551.
- [6] Tranethailand, “Heat pipe,” [Online]. Available : <http://www.Trane-thailand.com/data/er/HEAT%20PIPE%20>. [Accessed : June 23, 2013].
- [7] สุวรรณ วาวแว และคณะ, “การประยุกต์ใช้งานของท่อความร้อนแบบสันแบบวงรอบในการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องยนต์ดีเซลเทอร์โบชาร์ท,” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18, ME-NETT 18*, จังหวัดขอนแก่น, 18-20 ตุลาคม 2547, หน้า 54.
- [8] G. Burban et al., “Experimental investigation of a pulsating heat pipe for hybrid vehicle applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 94-103, February 2013.
- [9] Denso Thailand, “ระบบระบายความร้อนแอร์รถยนต์,” [Online]. Available : <http://www.denso.co.th/denso/th>. [Accessed : August 6, 2013].

- [10] สมศักดิ์ สุโมตยกุล, *งานปรับอากาศรถยนต์*, กรุงเทพฯ : บริษัทซีเอ็ดดูเคชั่น จำกัด (มหาชน), 2545.
- [11] Pts-service.com, “วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ,” [Online]. Available : <http://www.pts-service.com/files/vaporcompression.pdf>. [Accessed : October 21, 2013].
- [12] มหาวิทยาลัยรังสิต, “ภาพรวมระบบปรับอากาศ,” [Online]. Available : https://www.rsu.ac.th/engineer/energy/e_learning/1.5.1_ภาพรวมระบบปรับอากาศ.pdf. [Accessed : August 18, 2013].
- [13] W. Srimuang, “A methodical solution for calculation of heat transfer rate of heat pipe heat exchangers,” *Journal of Science and Technology MSU*, vol 31, no. 3, pp. 307-315, May-June 2012.
- [14] Electronics Cooling, “An Introduction to Pulsating Heat Pipe,” [Online]. Available : <http://www.electronics-cooling.com/2003/05/an-introduction-to-pulsating-heat-pipes/>. [Accessed : July 8, 2013].
- [15] S. Rittidech et al., “Correlation to predict heat transfer characteristics of a close-end oscillating heat pipe at normal operating condition,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 4, pp. 497-510, February 2003.
- [16] ณัฐพล ลิ้มจิระจรัส, *การถ่ายโอนความร้อน*, กรุงเทพฯ : สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น, 2559.
- [17] W.A. Khan et al., “Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol 49, no. 25-26, pp. 4831–4838, December 2006.
- [18] วสันต์ ศรีเมือง และ เด่น คอกพิมาย, “การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัดแบนด้วยการใช้ผงทองแดงกับน้ำเป็นสารทำงาน,” *วารสารวิทยาศาสตร์บูรพา*, ปีที่ 18, ฉบับที่ 1, หน้า 125-136, มกราคม-มิถุนายน 2556.
- [19] ทศพล เขตเจนการ, “Basic Error Analysis,” [Online]. Available : <https://www.youtube.com/watch?v=N73dkRRwdw8&list&hd=1>. [Accessed : September 2, 2015].

- [20] R.T. Dobson and T.M. Harms, "Lumped parameter analysis of closed and open oscillatory heat pipes," *Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, 11th IHPC*, Tokyo, Japan, September 12-16, 1999, pp. 361-366.
- [21] นำพน พิพัฒน์ไพบูลย์ และคณะ, "คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น," *วารสารวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี*, ปีที่ 36, ฉบับที่ 2, หน้า 259-270, เมษายน-มิถุนายน 2556.
- [22] P. Charoensawan et al., "Effect of inclination angles filling ratio and total lengths of heat transfer characteristic of a closed-loop oscillating heat pipe," *Proceedings of the 6th International Heat Pipe Symposium, 6th IHPC*, Chiang Mai, Thailand, November 5-9, 2000, pp. 422-430.
- [23] H. Yang et al., "Operational limit of closed loop pulsating heat pipes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 1, pp. 49-59, January 2008.
- [24] S. Rittidech et al., "Effect of inclination angles evaporator section lengths and working fluid properties on heat transfer characteristic of a closed-end oscillating heat pipe," *Proceeding of the 6th International Heat Pipe Symposium, 6th IHPC*, Chiang Mai, Thailand, November 5-9, 2000, pp. 413-421.
- [25] วิริยะ แสงทน และคณะ, "การทดสอบสมรรถนะของเครื่องอุ่นอากาศแบบท่อความร้อนชนิดสั้นปลายปิดสำหรับเครื่องอบแห้ง," *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 18, ME-NETT 18*, จังหวัดขอนแก่น, 18-20 ตุลาคม 2547, หน้า 59.
- [26] วสันต์ ปิ่นเต และ พัฒนพล มีนา, "ขีดจำกัดของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ และผลของความยาวส่วนทำระเหย และสารทำงานที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน," *การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 13, TSAE 2012*, จังหวัดเชียงใหม่, 4-5 เมษายน 2555, หน้า 25.
- [27] M. Lutfor Rahman et al., "An experimental investigation on the effect of fin in the performance of closed loop pulsating heat pipe (CLPHP)," *Procedia Engineering*, vol 105, no. 1, pp. 137-144, November 2015.

- [28] P. Yeunyongkul et al., “Experimental investigation of the closed loop oscillating heat pipe condenser for vapor compression refrigeration,” *Applied Science and Engineering*, vol. 15, no. 2, pp. 117-122, June 2012.
- [29] A. Siricharoenpanich et al., “Performance improvement of air conditioner by using closed-loop oscillating heat pipe with check valves,” *Journal of Science and Technology MSU*, vol 33, no. 3, pp. 294-299, May-June 2014.



ภาคผนวก

TNI

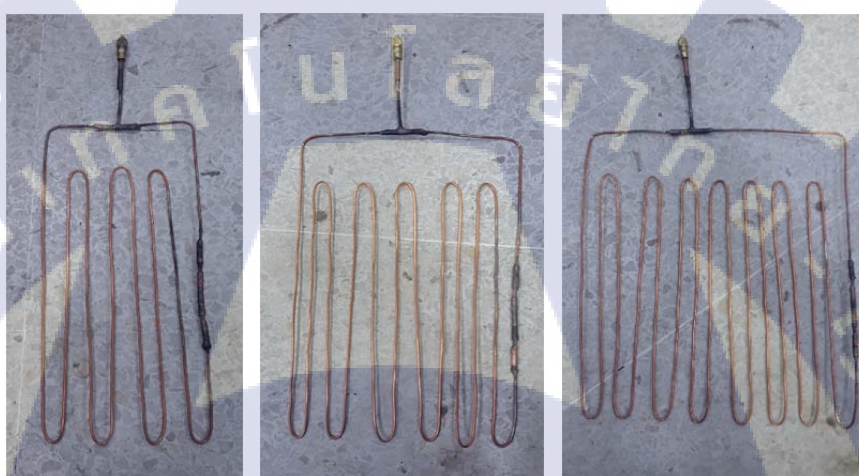
ภาคผนวก ก
ขั้นตอนการสร้างท่อความร้อน

TNI

ขั้นตอนการสร้างท่อความร้อน

1) ขั้นตอนการเตรียมท่อความร้อน

- ทำการตัดท่อคาปิลลารีขดกลับไปกลับมาตามจำนวนโค้งเลี้ยวที่กำหนด คือ 4 6 และ 8 โค้งเลี้ยว ตามลำดับ
- ติดตั้งวาล์วกันกลับ 1 ตัว บริเวณด้านข้างของท่อ
- เชื่อมปิดปลายท่อทั้งสองข้าง ด้วยวาล์วลูกศร สำหรับเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ท่อ



(a) 4 Loops

(b) 6 Loops

(c) 8 Loops

รูปที่ ก.1 ท่อความร้อน CLOHP/CV ที่จำนวนโค้งเลี้ยวต่างๆ

2) ขั้นตอนการทำสุญญากาศ

- ต่อชุดแมนนิโฟลด์เข้ากับระบบ โดยต่อสายสีเหลืองเข้ากับถัง R134a สำหรับบรรจุน้ำยาทำความเย็น (ความดันสูง) สายสีแดงต่อเข้ากับวาล์วลูกศรของท่อ และสายสีน้ำเงินต่อเข้ากับเครื่องทำสุญญากาศ (ความดันสูง)



รูปที่ ก.2 การต่อชุดแมนนิโฟลด์เข้ากับระบบ



รูปที่ ก.3 สภาวะของท่อต้องเย็นขณะเติมสารทำความเย็น

- เดินเครื่องทำสุญญากาศ พร้อมเปิดวาล์วที่เกจทั้ง 2 ด้านจนสุด
- หลังจากเปิดเครื่องทำสุญญากาศดูอากาศออกเป็นเวลา 15 นาที สังเกตเข็มด้านความดันต่ำต้องอ่านค่าได้ต่ำกว่า 30 in.Hg หรือ 76 cm.Hg (ความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศ)



รูปที่ ก.4 สังเกตเข็มแมนนิโฟลเกจจะลดลง

- ปิดวาล์วแมนนิโฟลเกจทั้ง 2 ด้าน และหยุดเดินเครื่องทำสุญญากาศ เพื่อตรวจสอบการรั่วของระบบ
 - ถ้าเกจอ่านค่าได้น้อยกว่า 30 in.Hg หรือ 76 cm.Hg แสดงว่าระบบรั่ว
 - ถ้าเกจอ่านค่าได้เท่าเดิม 30 in.Hg หรือ 76 cm.Hg แสดงว่าระบบไม่รั่ว
 - กรณีที่เกิดการรั่ว ให้หยุดทำสุญญากาศ และตรวจสอบหาจุดของรอยรั่ว เพื่อทำการแก้ไข
 - ถ้าระบบไม่เกิดการรั่ว ให้ทำสุญญากาศต่ออีก 15 นาที
 - เมื่อครบกำหนดเวลาทำการปิดวาล์วแมนนิโฟลเกจทั้ง 2 ด้าน และหยุดเดินเครื่องทำสุญญากาศ
- 3) ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็น
- หลังจากทำสุญญากาศเรียบร้อยแล้ว ทำการเปิดวาล์วที่ถังสารทำความเย็น R134a วางถังให้สูง และคว่ำถังสารทำความเย็น ดังรูปที่ ก.5



รูปที่ ก.5 การวางถังสารทำความเย็นในขั้นตอนการเติมสาร

- เติมสารทำความเย็นเข้าสู่ท่อให้เต็ม เป็นเวลาประมาณ 5 นาที
- ปิดวาล์วที่ถังสารทำความเย็น และเปิดข้อต่อของวาล์วลูกศร
- ทำการปล่อยสารทำความเย็นออกให้ได้ปริมาณตามที่ต้องการ โดยการชั่งน้ำหนัก
- หลังจากเติมสารทำความเย็นเรียบร้อยแล้ว ทำการถอดชุดแมนนิโฟลด์ออกจากระบบ
- ใช้ซิลิโคนปิดบริเวณข้อต่อของวาล์วลูกศร เพื่อป้องกันการรั่วของสารทำความเย็น

TNI

THAI - NICHI INSTITUTE OF TECHNOLOGY

ภาคผนวก ข

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a และ
แผนภูมิความดัน-เอนทัลปีของสารทำความเย็น R134a

TNI

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะอิ่มตัว

อุณหภูมิ °C	ความดัน kPa (abs)	ปริมาณ m ³ /kg		ความหนาแน่น kg/m ³		เอนทัลปี kJ/kg			เอนโทรปี kJ/(kg)(K)	
		ของเหลว v _f	ไอ v _g	ของเหลว 1/v _f	ไอ 1/v _g	ของเหลว h _f	แฝง h _{fg}	ไอ h _g	ของเหลว s _f	ไอ s _g
-100	0.57	0.0006	25.0000	1580.5	0.040	77.3	259.9	337.2	0.4448	1.9460
-99	0.63	0.0006	22.7273	1577.8	0.044	78.4	259.4	337.8	0.4514	1.9407
-98	0.70	0.0006	20.4082	1575.0	0.049	79.6	258.8	338.4	0.4581	1.9356
-97	0.77	0.0006	18.5185	1572.3	0.054	80.7	258.2	339.0	0.4646	1.9306
-96	0.86	0.0006	16.9492	1569.5	0.059	81.9	257.7	339.6	0.4711	1.9257
-95	0.95	0.0006	15.3846	1566.8	0.065	83.0	257.1	340.1	0.4776	1.9209
-94	1.04	0.0006	13.8889	1564.1	0.072	84.2	256.6	340.7	0.4841	1.9161
-93	1.15	0.0006	12.6582	1561.3	0.079	85.3	256.0	341.3	0.4905	1.9115
-92	1.27	0.0006	11.6279	1558.6	0.086	86.5	255.4	341.9	0.4968	1.9070
-91	1.40	0.0006	10.6383	1555.8	0.094	87.6	254.9	342.5	0.5032	1.9025
-90	1.53	0.0006	9.7087	1553.1	0.103	88.8	254.3	343.1	0.5095	1.8982
-89	1.68	0.0006	8.9286	1550.4	0.112	89.9	253.8	343.7	0.5158	1.8939
-88	1.84	0.0006	8.1967	1547.6	0.122	91.1	253.2	344.3	0.5220	1.8898
-87	2.02	0.0006	7.5188	1544.9	0.133	92.3	252.7	344.9	0.5282	1.8857
-86	2.20	0.0006	6.8966	1542.1	0.145	93.4	252.1	345.5	0.5344	1.8817
-85	2.41	0.0006	6.3291	1539.4	0.158	94.6	251.6	346.2	0.5406	1.8778
-84	2.63	0.0007	5.8480	1536.7	0.171	95.7	251.0	346.8	0.5467	1.8739
-83	2.86	0.0007	5.4054	1533.9	0.185	96.9	250.5	347.4	0.5528	1.8702
-82	3.11	0.0007	4.9751	1531.2	0.201	98.0	249.9	348.0	0.5589	1.8665
-81	3.39	0.0007	4.6083	1528.5	0.217	99.2	249.4	348.6	0.5650	1.8629
-80	3.68	0.0007	4.2553	1525.7	0.235	100.4	248.8	349.2	0.5710	1.8594
-79	3.99	0.0007	3.9526	1523.0	0.253	101.5	248.3	349.8	0.5770	1.8559
-78	4.33	0.0007	3.6630	1520.2	0.273	102.7	247.7	350.4	0.5830	1.8525
-77	4.69	0.0007	3.3898	1517.5	0.295	103.9	247.2	351.1	0.5890	1.8492
-76	5.07	0.0007	3.1546	1514.8	0.317	105.0	246.6	351.7	0.5949	1.846
-75	5.48	0.0007	2.9326	1512.0	0.341	106.2	246.1	352.3	0.6009	1.8428
-74	5.92	0.0007	2.7248	1509.3	0.367	107.4	245.5	352.9	0.6068	1.8397
-73	6.39	0.0007	2.5381	1506.5	0.394	108.6	245.0	353.5	0.6126	1.8366
-72	6.89	0.0007	2.3641	1503.8	0.423	109.7	244.4	354.2	0.6185	1.8336
-71	7.42	0.0007	2.2075	1501.0	0.453	110.9	243.9	354.8	0.6243	1.8307
-70	7.98	0.0007	2.0576	1498.3	0.486	112.1	243.3	355.4	0.6302	1.8279
-69	8.58	0.0007	1.9231	1495.5	0.520	113.3	242.8	356.0	0.6360	1.8251
-68	9.22	0.0007	1.7986	1492.8	0.556	114.5	242.2	356.6	0.6417	1.8223
-67	9.89	0.0007	1.6835	1490.0	0.594	115.6	241.6	357.3	0.6475	1.8196
-66	10.61	0.0007	1.5773	1487.3	0.634	116.8	241.1	357.9	0.6532	1.817
-65	11.37	0.0007	1.4771	1484.5	0.677	118.0	240.5	358.5	0.6590	1.8144
-64	12.18	0.0007	1.3850	1481.8	0.722	119.2	239.9	359.2	0.6647	1.8119
-63	13.03	0.0007	1.3004	1479.0	0.769	120.4	239.4	359.8	0.6704	1.8095
-62	13.93	0.0007	1.2210	1476.3	0.819	121.6	238.8	360.4	0.6760	1.8071
-61	14.88	0.0007	1.1481	1473.5	0.871	122.8	238.2	361.0	0.6817	1.8047
-60	15.89	0.0007	1.0799	1470.7	0.926	124.0	237.7	361.7	0.6873	1.8024
-59	16.95	0.0007	1.0163	1468.0	0.984	125.2	237.1	362.3	0.6929	1.8001
-58	18.07	0.0007	0.9579	1465.2	1.044	126.4	236.5	362.9	0.6985	1.7979
-57	19.25	0.0007	0.9025	1462.4	1.108	127.6	236.0	363.6	0.7041	1.7958
-56	20.49	0.0007	0.8511	1459.6	1.175	128.8	235.4	364.2	0.7097	1.7937
-55	21.80	0.0007	0.8032	1456.9	1.245	130.0	234.8	364.8	0.7152	1.7916
-54	23.17	0.0007	0.7587	1454.1	1.318	131.2	234.2	365.4	0.7208	1.7896
-53	24.62	0.0007	0.7168	1451.3	1.395	132.4	233.6	366.1	0.7263	1.7876
-52	26.14	0.0007	0.6775	1448.5	1.476	133.7	233.1	366.7	0.7318	1.7857
-51	27.73	0.0007	0.6410	1445.7	1.560	134.9	232.5	367.3	0.7373	1.7838
-50	29.41	0.0007	0.6068	1442.9	1.648	136.1	231.9	368.0	0.7428	1.7819
-49	31.16	0.0007	0.5747	1440.1	1.740	137.3	231.3	368.6	0.7482	1.7801
-48	33.00	0.0007	0.5447	1437.3	1.836	138.5	230.7	369.2	0.7537	1.7783
-47	34.93	0.0007	0.5165	1434.5	1.936	139.8	230.1	369.9	0.7591	1.7766
-46	36.95	0.0007	0.4902	1431.6	2.040	141.0	229.5	370.5	0.7645	1.7749
-45	39.06	0.0007	0.4653	1428.8	2.149	142.2	228.9	371.1	0.7699	1.7732
-44	41.27	0.0007	0.4419	1426.0	2.263	143.5	228.3	371.8	0.7753	1.7716
-43	43.58	0.0007	0.4198	1423.2	2.382	144.7	227.7	372.4	0.7806	1.77
-42	45.99	0.0007	0.3992	1420.3	2.505	145.9	227.1	373.0	0.7860	1.7685
-41	48.51	0.0007	0.3798	1417.5	2.633	147.2	226.5	373.7	0.7913	1.767

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะอิ่มตัว (ต่อ)

อุณหภูมิ °C	ความดัน kPa (abs)	ปริมาตร m ³ /kg		ความหนาแน่น kg/m ³		เอนทัลปี kJ/kg			เอนโทรปี kJ/(kg·K)	
		ของเหลว v _f	ไอ v _g	ของเหลว 1/v _f	ไอ 1/v _g	ของเหลว h _f	แฝง h _{fg}	ไอ h _g	ของเหลว s _f	ไอ s _g
-40	51.14	0.0007	0.3614	1414.6	2.767	148.4	225.9	374.3	0.7967	1.7655
-39	53.88	0.0007	0.3441	1411.8	2.906	149.6	225.3	374.9	0.8020	1.7641
-38	56.74	0.0007	0.3279	1408.9	3.050	150.9	224.7	375.5	0.8073	1.7627
-37	59.72	0.0007	0.3125	1406.0	3.200	152.1	224.0	376.2	0.8126	1.7613
-36	62.83	0.0007	0.2980	1403.1	3.356	153.4	223.4	376.8	0.8178	1.7599
-35	66.07	0.0007	0.2843	1400.2	3.518	154.6	222.8	377.4	0.8231	1.7586
-34	69.43	0.0007	0.2713	1397.4	3.686	155.9	222.2	378.1	0.8283	1.7573
-33	72.93	0.0007	0.2590	1394.5	3.861	157.1	221.5	378.7	0.8336	1.7561
-32	76.58	0.0007	0.2474	1391.5	4.042	158.4	220.9	379.3	0.8388	1.7548
-31	80.36	0.0007	0.2365	1388.6	4.229	159.7	220.3	379.9	0.8440	1.7536
-30	84.29	0.0007	0.2260	1385.7	4.424	160.9	219.6	380.6	0.8492	1.7525
-29	88.37	0.0007	0.2162	1382.8	4.625	162.2	219.0	381.2	0.8544	1.7513
-28	92.61	0.0007	0.2069	1379.8	4.833	163.5	218.3	381.8	0.8595	1.7502
-27	97.02	0.0007	0.1981	1376.9	5.049	164.7	217.7	382.4	0.8647	1.7491
-26	101.58	0.0007	0.1896	1373.9	5.273	166.0	217.1	383.1	0.8698	1.7481
-25	106.32	0.0007	0.1817	1371.0	5.504	167.3	216.4	383.7	0.8750	1.747
-24	111.22	0.0007	0.1741	1368.0	5.743	168.6	215.7	384.3	0.8801	1.746
-23	116.31	0.0007	0.1669	1365.0	5.991	169.8	215.1	384.9	0.8852	1.745
-22	121.57	0.0007	0.1601	1362.0	6.247	171.1	214.4	385.5	0.8903	1.744
-21	127.02	0.0007	0.1536	1359.0	6.511	172.4	213.7	386.2	0.8954	1.7431
-20	132.67	0.0007	0.1474	1356.0	6.784	173.7	213.1	386.8	0.9005	1.7422
-19	138.50	0.0007	0.1415	1353.0	7.066	175.0	212.4	387.4	0.9055	1.7413
-18	144.54	0.0007	0.1359	1349.9	7.357	176.3	211.7	388.0	0.9106	1.7404
-17	150.78	0.0007	0.1306	1346.9	7.658	177.6	211.0	388.6	0.9157	1.7395
-16	157.23	0.0007	0.1255	1343.8	7.968	178.9	210.4	389.2	0.9207	1.7387
-15	163.90	0.0007	0.1207	1340.8	8.288	180.2	209.7	389.8	0.9257	1.7379
-14	170.78	0.0007	0.1160	1337.7	8.618	181.5	209.0	390.4	0.9307	1.7371
-13	177.89	0.0007	0.1116	1334.6	8.958	182.8	208.3	391.1	0.9357	1.7363
-12	185.22	0.0008	0.1074	1331.5	9.309	184.1	207.6	391.7	0.9407	1.7356
-11	192.79	0.0008	0.1034	1328.4	9.671	185.4	206.9	392.3	0.9457	1.7348
-10	200.60	0.0008	0.0996	1325.3	10.044	186.7	206.2	392.9	0.9507	1.7341
-9	208.65	0.0008	0.0959	1322.1	10.428	188.0	205.4	393.5	0.9557	1.7334
-8	216.95	0.0008	0.0924	1319.0	10.823	189.3	204.7	394.1	0.9606	1.7327
-7	225.50	0.0008	0.0890	1315.8	11.231	190.7	204.0	394.7	0.9656	1.7321
-6	234.32	0.0008	0.0858	1312.6	11.650	192.0	203.3	395.3	0.9705	1.7314
-5	243.39	0.0008	0.0828	1309.4	12.082	193.3	202.5	395.9	0.9755	1.7308
-4	252.74	0.0008	0.0798	1306.2	12.526	194.6	201.8	396.4	0.9804	1.7302
-3	262.36	0.0008	0.0770	1303.0	12.983	196.0	201.1	397.0	0.9853	1.7295
-2	272.26	0.0008	0.0743	1299.8	13.454	197.3	200.3	397.6	0.9902	1.729
-1	282.45	0.0008	0.0718	1296.5	13.937	198.7	199.6	398.2	0.9951	1.7284
0	292.93	0.0008	0.0693	1293.3	14.435	200.0	198.8	398.8	1.0000	1.7278
1	303.70	0.0008	0.0669	1290.0	14.946	201.3	198.0	399.4	1.0049	1.7273
2	314.77	0.0008	0.0646	1286.7	15.472	202.7	197.3	400.0	1.0098	1.7267
3	326.16	0.0008	0.0624	1283.4	16.013	204.0	196.5	400.5	1.0146	1.7262
4	337.85	0.0008	0.0604	1280.1	16.569	205.4	195.7	401.1	1.0195	1.7257
5	349.87	0.0008	0.0583	1276.7	17.140	206.8	194.9	401.7	1.0244	1.7252
6	362.21	0.0008	0.0564	1273.4	17.726	208.1	194.2	402.3	1.0292	1.7247
7	374.88	0.0008	0.0546	1270.0	18.329	209.5	193.4	402.8	1.0340	1.7242
8	387.88	0.0008	0.0528	1266.6	18.948	210.8	192.6	403.4	1.0389	1.7238
9	401.23	0.0008	0.0511	1263.2	19.583	212.2	191.8	404.0	1.0437	1.7233
10	414.92	0.0008	0.0494	1259.8	20.236	213.6	190.9	404.5	1.0485	1.7229
11	428.97	0.0008	0.0478	1256.3	20.906	215.0	190.1	405.1	1.0533	1.7224
12	443.37	0.0008	0.0463	1252.9	21.594	216.4	189.3	405.6	1.0582	1.722
13	458.11	0.0008	0.0448	1249.4	22.301	217.7	188.5	406.2	1.0630	1.7216
14	473.25	0.0008	0.0434	1245.9	23.026	219.1	187.6	406.8	1.0678	1.7212
15	488.78	0.0008	0.0421	1242.3	23.770	220.5	186.8	407.3	1.0726	1.7208
16	504.68	0.0008	0.0408	1238.8	24.533	221.9	185.9	407.8	1.0773	1.7204
17	520.98	0.0008	0.0395	1235.2	25.317	223.3	185.1	408.4	1.0821	1.72
18	537.67	0.0008	0.0383	1231.6	26.121	224.7	184.2	408.9	1.0869	1.7196
19	554.76	0.0008	0.0371	1228.0	26.945	226.1	183.3	409.5	1.0917	1.7192

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะอิ่มตัว (ต่อ)

อุณหภูมิ °C	ความดัน kPa (abs)	ปริมาตร m ³ /kg		ความหนาแน่น kg/m ³		เอนทัลปี kJ/kg			เอนโทรปี kJ/(kg·K)	
		ของเหลว v _f	ไอ v _g	ของเหลว 1/v _f	ไอ 1/v _g	ของเหลว h _f	แฝง h _{fg}	ไอ h _g	ของเหลว s _f	ไอ s _g
20	572.25	0.0008	0.0360	1224.4	27.791	227.5	182.5	410.0	1.0964	1.7189
21	590.16	0.0008	0.0349	1220.7	28.659	228.9	181.6	410.5	1.1012	1.7185
22	608.49	0.0008	0.0338	1217.0	29.549	230.4	180.7	411.0	1.1060	1.7182
23	627.25	0.0008	0.0328	1213.3	30.462	231.8	179.8	411.6	1.1107	1.7178
24	646.44	0.0008	0.0318	1209.6	31.399	233.2	178.9	412.1	1.1155	1.7175
25	666.06	0.0008	0.0309	1205.9	32.359	234.6	178.0	412.6	1.1202	1.7171
26	686.13	0.0008	0.0300	1202.1	33.344	236.1	177.0	413.1	1.1250	1.7168
27	706.66	0.0008	0.0291	1198.3	34.354	237.5	176.1	413.6	1.1297	1.7165
28	727.64	0.0008	0.0283	1194.4	35.389	238.9	175.2	414.1	1.1345	1.7161
29	749.04	0.0008	0.0274	1190.6	36.451	240.4	174.2	414.6	1.1392	1.7158
30	771.02	0.0008	0.0266	1186.7	37.540	241.8	173.3	415.1	1.1439	1.7155
31	793.43	0.0008	0.0259	1182.8	38.657	243.3	172.3	415.6	1.1487	1.7151
32	816.28	0.0008	0.0251	1178.8	39.802	244.8	171.3	416.1	1.1534	1.7148
33	839.66	0.0009	0.0244	1174.9	40.975	246.2	170.3	416.6	1.1581	1.7145
34	863.53	0.0009	0.0237	1170.8	42.179	247.7	169.3	417.0	1.1628	1.7142
35	887.91	0.0009	0.0230	1166.8	43.413	249.2	168.3	417.5	1.1676	1.7138
36	912.80	0.0009	0.0224	1162.7	44.679	250.6	167.3	418.0	1.1723	1.7135
37	938.20	0.0009	0.0218	1158.6	45.977	252.1	166.3	418.4	1.1770	1.7132
38	964.14	0.0009	0.0211	1154.5	47.308	253.6	165.3	418.9	1.1817	1.7129
39	990.60	0.0009	0.0205	1150.3	48.672	255.1	164.2	419.3	1.1864	1.7125
40	1017.61	0.0009	0.0200	1146.1	50.072	256.6	163.2	419.8	1.1912	1.7122
41	1045.16	0.0009	0.0194	1141.9	51.508	258.1	162.1	420.2	1.1959	1.7119
42	1073.26	0.0009	0.0189	1137.6	52.980	259.6	161.0	420.6	1.2006	1.7115
43	1101.93	0.0009	0.0184	1133.3	54.490	261.1	159.9	421.1	1.2053	1.7112
44	1131.16	0.0009	0.0178	1128.9	56.040	262.7	158.8	421.5	1.2101	1.7108
45	1161.01	0.0009	0.0174	1124.5	57.630	264.2	157.7	421.9	1.2148	1.7105
46	1191.41	0.0009	0.0169	1120.0	59.261	265.7	156.6	422.3	1.2195	1.7101
47	1222.41	0.0009	0.0164	1115.6	60.934	267.3	155.4	422.7	1.2242	1.7097
48	1253.95	0.0009	0.0160	1111.0	62.652	268.8	154.3	423.1	1.2290	1.7093
49	1286.17	0.0009	0.0155	1106.4	64.415	270.4	153.1	423.5	1.2337	1.709
50	1319.00	0.0009	0.0151	1101.8	66.225	271.9	151.9	423.8	1.2384	1.7086
51	1352.44	0.0009	0.0147	1097.1	68.084	273.5	150.7	424.2	1.2432	1.7082
52	1386.52	0.0009	0.0143	1092.4	69.992	275.1	149.5	424.6	1.2479	1.7077
53	1421.23	0.0009	0.0139	1087.6	71.952	276.6	148.3	424.9	1.2527	1.7073
54	1456.58	0.0009	0.0135	1082.8	73.966	278.2	147.0	425.3	1.2574	1.7069
55	1492.59	0.0009	0.0132	1077.9	76.035	279.8	145.8	425.6	1.2622	1.7064
56	1529.26	0.0009	0.0128	1072.9	78.162	281.4	144.5	425.9	1.2670	1.7059
57	1566.61	0.0009	0.0124	1067.9	80.348	283.0	143.2	426.2	1.2717	1.7055
58	1604.63	0.0009	0.0121	1062.8	82.596	284.6	141.9	426.5	1.2765	1.705
59	1643.35	0.0009	0.0118	1057.7	84.908	286.3	140.5	426.8	1.2813	1.7044
60	1682.76	0.0010	0.0115	1052.5	87.287	287.9	139.2	427.1	1.2861	1.7039
61	1722.88	0.0010	0.0111	1047.2	89.735	289.5	137.8	427.4	1.2909	1.7033
62	1763.72	0.0010	0.0108	1041.8	92.255	291.2	136.4	427.6	1.2957	1.7028
63	1805.28	0.0010	0.0105	1036.4	94.851	292.9	135.0	427.9	1.3006	1.7021
64	1847.47	0.0010	0.0103	1030.9	97.526	294.5	133.6	428.1	1.3054	1.7015
65	1890.54	0.0010	0.0100	1025.3	100.283	296.2	132.1	428.3	1.3102	1.7009
66	1934.36	0.0010	0.0097	1019.6	103.125	297.9	130.6	428.5	1.3151	1.7002
67	1978.94	0.0010	0.0094	1013.8	106.058	299.6	129.1	428.7	1.3200	1.6995
68	2024.28	0.0010	0.0092	1008.0	109.085	301.3	127.5	428.8	1.3249	1.6987
69	2070.42	0.0010	0.0089	1002.0	112.212	303.0	126.0	429.0	1.3298	1.6979
70	2117.34	0.0010	0.0087	995.9	115.442	304.8	124.4	429.1	1.3347	1.6971
71	2165.08	0.0010	0.0084	989.7	118.783	306.5	122.7	429.2	1.3397	1.6963
72	2213.63	0.0010	0.0082	983.4	122.239	308.3	121.1	429.3	1.3446	1.6954
73	2263.01	0.0010	0.0079	977.0	125.818	310.1	119.4	429.4	1.3496	1.6945
74	2313.23	0.0010	0.0077	970.4	129.527	311.8	117.6	429.5	1.3547	1.6935
75	2364.31	0.0010	0.0075	963.7	133.373	313.7	115.8	429.5	1.3597	1.6924
76	2416.25	0.0010	0.0073	956.9	137.366	315.5	114.0	429.5	1.3648	1.6913
77	2469.08	0.0011	0.0071	949.9	141.514	317.3	112.2	429.5	1.3699	1.6902
78	2522.79	0.0011	0.0069	942.7	145.830	319.2	110.3	429.4	1.3750	1.689
79	2577.42	0.0011	0.0067	935.4	150.324	321.0	108.3	429.3	1.3801	1.6877

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะอิ่มตัว (ต่อ)

อุณหภูมิ °C	ความดัน	ปริมาณ m ³ /kg		ความหนาแน่น kg/m ³		เอนทัลปี kJ/kg			เอนโทรปี kJ/(kg)(K)	
	kPa (abs)	ของเหลว v _f	ไอ v _g	ของเหลว 1/v _f	ไอ 1/v _g	ของเหลว h _f	แฝง h _{fg}	ไอ h _g	ของเหลว s _f	ไอ s _g
80	2632.97	0.0011	0.0065	927.8	155.010	322.9	106.3	429.2	1.3854	1.6863
81	2689.46	0.0011	0.0063	920.1	159.904	324.9	104.2	429.1	1.3906	1.6849
82	2746.90	0.0011	0.0061	912.1	165.022	326.8	102.1	428.9	1.3959	1.6834
83	2805.31	0.0011	0.0059	903.9	170.383	328.8	99.9	428.7	1.4012	1.6818
84	2864.70	0.0011	0.0057	895.5	176.010	330.7	97.7	428.4	1.4066	1.68
85	2925.11	0.0011	0.0055	886.7	181.929	332.8	95.3	428.1	1.4121	1.6782
86	2986.54	0.0011	0.0053	877.6	188.169	334.8	92.9	427.7	1.4176	1.6762
87	3049.01	0.0012	0.0051	868.2	194.766	336.9	90.4	427.3	1.4232	1.6741
88	3112.55	0.0012	0.0050	858.4	201.761	339.0	87.7	426.8	1.4289	1.6719
89	3177.10	0.0012	0.0048	848.1	209.206	341.2	85.0	426.2	1.4347	1.6694
90	3242.87	0.0012	0.0046	837.3	217.162	343.4	82.1	425.5	1.4406	1.6668
91	3309.78	0.0012	0.0044	826.0	225.706	345.7	79.1	424.8	1.4466	1.6639
92	3377.85	0.0012	0.0043	814.0	234.936	348.0	75.9	423.9	1.4528	1.6607
93	3447.13	0.0012	0.0041	801.1	244.978	350.4	72.5	422.9	1.4592	1.6572
94	3517.65	0.0013	0.0039	787.4	256.005	353.0	68.9	421.8	1.4658	1.6533
95	3589.44	0.0013	0.0037	772.3	268.255	355.6	64.9	420.5	1.4727	1.6489
96	3662.57	0.0013	0.0035	755.8	282.079	358.4	60.5	418.9	1.4799	1.6439
97	3737.09	0.0014	0.0034	737.1	298.029	361.3	55.7	417.0	1.4877	1.6381
98	3813.08	0.0014	0.0032	715.4	317.065	364.6	50.0	414.6	1.4963	1.6311
99	3890.64	0.0015	0.0029	688.6	341.133	368.4	43.2	411.5	1.5061	1.6221
100	3969.94	0.0015	0.0027	651.4	375.503	373.2	33.8	407.0	1.5187	1.6092
101	4051.35	0.0018	0.0022	566.4	457.594	383.0	13.0	396.0	1.5447	1.5794

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะไอระเหยอิ่มตัว

V = ปริมาตร, m^3/kg ; H = เอนทัลปี, kJ/kg ; S = เอนโทรปี, $kJ/kg \cdot K$; v_s = ความเร็วเสียง, m/sec C_p = ความร้อนจำเพาะ ณ ความดันคงที่, $kJ/kg \cdot K$; C_p/C_v = อัตราส่วนความจำเพาะ (ไม่มีมิติ)

คุณสมบัติ = 850.00 kPa (abs)							คุณสมบัติ = 900.00 kPa (abs)						
อุณหภูมิ °C	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	อุณหภูมิ °C	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s
33.44	0.00085	246.9	1.1602	1.4710	1.5836	470.1	SAT LIQ	0.00086	249.9	1.1696	1.4818	1.5897	460.4
33.44	0.02410	416.8	1.7143	1.0720	1.2554	142.4	SAT VAP	0.02271	417.7	1.7137	1.0872	1.2646	141.8
35	0.02435	418.4	1.7198	1.0663	1.2498	143.3	—	—	—	—	—	—	35
40	0.02512	423.7	1.7368	1.0510	1.2312	146.0	0.02340	422.6	1.7293	1.0702	1.2453	144.4	40
45	0.02586	429.0	1.7534	1.0365	1.2157	148.6	0.02412	427.9	1.7462	1.0599	1.2275	147.2	45
50	0.02658	434.1	1.7695	1.0311	1.2027	151.1	0.02482	433.2	1.7625	1.0452	1.2128	149.7	50
55	0.02728	439.3	1.7853	1.0250	1.1916	153.4	0.02550	438.4	1.7785	1.0373	1.2003	152.2	55
60	0.02796	444.4	1.8008	1.0208	1.1820	155.6	0.02616	443.5	1.7942	1.0316	1.1896	154.5	60
65	0.02862	449.5	1.8159	1.0181	1.1737	157.8	0.02680	448.7	1.8095	1.0278	1.1803	156.7	65
70	0.02927	454.6	1.8300	1.0167	1.1663	159.8	0.02743	453.8	1.8246	1.0253	1.1722	158.8	70
75	0.02991	459.7	1.8456	1.0164	1.1598	161.8	0.02803	458.9	1.8394	1.0242	1.1650	160.8	75
80	0.03053	464.7	1.8601	1.0170	1.1539	163.7	0.02864	464.1	1.8540	1.0240	1.1586	162.8	80
85	0.03115	469.8	1.8744	1.0184	1.1487	165.5	0.02923	469.2	1.8684	1.0247	1.1529	164.7	85
90	0.03176	474.9	1.8885	1.0204	1.1439	167.3	0.02981	474.3	1.8826	1.0261	1.1478	166.5	90
95	0.03236	480.0	1.9025	1.0229	1.1396	169.1	0.03039	479.4	1.8967	1.0282	1.1431	168.3	95
100	0.03295	485.1	1.9163	1.0259	1.1357	170.8	0.03096	484.6	1.9106	1.0308	1.1389	170.1	100
105	0.03353	490.3	1.9300	1.0293	1.1321	172.4	0.03151	489.8	1.9243	1.0338	1.1351	171.7	105
110	0.03412	495.4	1.9435	1.0331	1.1288	174.1	0.03207	494.9	1.9379	1.0373	1.1315	173.4	110
115	0.03469	500.6	1.9569	1.0372	1.1257	175.6	0.03262	500.1	1.9514	1.0410	1.1282	175.0	115
120	0.03526	505.8	1.9703	1.0415	1.1229	177.2	0.03316	505.3	1.9647	1.0451	1.1252	176.6	120
125	0.03582	511.0	1.9834	1.0461	1.1202	178.7	0.03370	510.6	1.9779	1.0494	1.1224	178.2	125
130	0.03639	516.3	1.9965	1.0509	1.1178	180.2	0.03423	515.8	1.9911	1.0540	1.1198	179.7	130
135	0.03695	521.5	2.0095	1.0558	1.1155	181.7	0.03477	521.1	2.0041	1.0587	1.1174	181.2	135
140	0.03750	526.8	2.0224	1.0609	1.1133	183.1	0.03530	526.4	2.0170	1.0636	1.1151	182.7	140
145	0.03805	532.2	2.0352	1.0661	1.1113	184.6	0.03582	531.8	2.0296	1.0687	1.1130	184.1	145
150	0.03860	537.5	2.0479	1.0714	1.1094	186.0	0.03634	537.1	2.0426	1.0738	1.1110	185.5	150
155	0.03914	542.9	2.0605	1.0768	1.1076	187.4	0.03686	542.5	2.0552	1.0791	1.1091	186.9	155
160	0.03969	548.3	2.0731	1.0823	1.1059	188.7	0.03737	547.9	2.0678	1.0844	1.1073	188.3	160
165	0.04023	553.7	2.0855	1.0878	1.1043	190.1	0.03789	553.3	2.0803	1.0898	1.1056	189.7	165
170	0.04076	559.1	2.0979	1.0934	1.1028	191.4	0.03840	558.8	2.0927	1.0953	1.1040	191.0	170
175	0.04130	564.6	2.1102	1.0990	1.1013	192.7	0.03890	564.3	2.1050	1.1009	1.1025	192.3	175
180	0.04183	570.1	2.1224	1.1047	1.0999	194.0	0.03941	569.8	2.1172	1.1064	1.1011	193.6	180
185	0.04236	575.7	2.1346	1.1104	1.0986	195.3	0.03992	575.4	2.1294	1.1120	1.0997	194.9	185
190	—	—	—	—	—	—	0.04042	580.9	2.1415	1.1177	1.0984	196.2	190

คุณสมบัติ = 950.00 kPa (abs)							คุณสมบัติ = 1000.00 kPa (abs)						
อุณหภูมิ °C	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s	อุณหภูมิ °C	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v _s
37.46	0.00086	252.8	1.1792	1.4926	1.5960	451.1	SAT LIQ	0.00087	255.6	1.1881	1.5035	1.6025	442.1
37.46	0.02147	418.6	1.7130	1.1024	1.2730	141.2	SAT VAP	0.02034	419.5	1.7124	1.1177	1.2817	140.6
40	0.02184	421.4	1.7220	1.0913	1.2609	142.8	0.02044	420.2	1.7147	1.1144	1.2782	141.0	40
45	0.02256	426.8	1.7301	1.0736	1.2404	145.7	0.02114	425.7	1.7322	1.0928	1.2546	144.1	45
50	0.02324	432.2	1.7558	1.0604	1.2236	148.3	0.02181	431.2	1.7491	1.0766	1.2354	146.9	50
55	0.02390	437.4	1.7720	1.0504	1.2095	150.9	0.02246	436.5	1.7655	1.0644	1.2195	149.6	55
60	0.02454	442.7	1.7878	1.0431	1.1976	153.3	0.02308	441.8	1.7816	1.0552	1.2061	152.1	60
65	0.02516	447.9	1.8033	1.0379	1.1873	155.6	0.02368	447.1	1.7972	1.0485	1.1947	154.4	65
70	0.02577	453.1	1.8185	1.0344	1.1783	157.8	0.02427	452.3	1.8126	1.0438	1.1848	156.7	70
75	0.02636	458.2	1.8334	1.0323	1.1705	159.9	0.02485	457.5	1.8277	1.0406	1.1762	158.9	75
80	0.02694	463.4	1.8481	1.0313	1.1635	161.9	0.02541	462.7	1.8425	1.0388	1.1687	160.9	80
85	0.02751	468.5	1.8626	1.0313	1.1573	163.8	0.02596	467.9	1.8571	1.0381	1.1619	162.9	85
90	0.02807	473.7	1.8769	1.0321	1.1518	165.7	0.02650	473.1	1.8715	1.0383	1.1559	164.9	90
95	0.02862	478.9	1.8911	1.0337	1.1468	167.5	0.02703	478.3	1.8857	1.0393	1.1506	166.8	95
100	0.02917	484.0	1.9050	1.0358	1.1422	169.3	0.02756	483.5	1.8997	1.0409	1.1457	168.6	100
105	0.02971	489.2	1.9188	1.0384	1.1381	171.1	0.02807	488.7	1.9136	1.0432	1.1413	170.4	105
110	0.03023	494.4	1.9325	1.0415	1.1343	172.7	0.02859	493.9	1.9273	1.0459	1.1372	172.1	110
115	0.03076	499.6	1.9460	1.0450	1.1309	174.4	0.02906	499.1	1.9409	1.0490	1.1335	173.8	115
120	0.03128	504.9	1.9594	1.0488	1.1277	176.0	0.02959	504.4	1.9543	1.0525	1.1301	175.4	120
125	0.03180	510.1	1.9727	1.0528	1.1247	177.6	0.03008	509.7	1.9676	1.0563	1.1270	177.0	125
130	0.03231	515.4	1.9858	1.0572	1.1219	179.1	0.03058	515.0	1.9809	1.0604	1.1241	178.6	130
135	0.03282	520.7	1.9989	1.0617	1.1194	180.7	0.03106	520.3	1.9940	1.0647	1.1214	180.1	135
140	0.03333	526.0	2.0119	1.0664	1.1170	182.2	0.03155	525.6	2.0070	1.0692	1.1189	181.7	140
145	0.03383	531.4	2.0247	1.0713	1.1147	183.6	0.03203	531.0	2.0198	1.0739	1.1165	183.1	145
150	0.03432	536.7	2.0375	1.0763	1.1126	185.1	0.03250	536.3	2.0326	1.0787	1.1143	184.6	150
155	0.03482	542.1	2.0502	1.0814	1.1107	186.5	0.03298	541.8	2.0453	1.0837	1.1122	186.0	155
160	0.03531	547.5	2.0628	1.0866	1.1088	187.9	0.03345	547.2	2.0579	1.0888	1.1103	187.5	160
165	0.03580	553.0	2.0753	1.0919	1.1070	189.3	0.03392	552.6	2.0705	1.0940	1.1084	188.9	165
170	0.03629	558.5	2.0877	1.0973	1.1054	190.6	0.03438	558.1	2.0829	1.0993	1.1067	190.2	170
175	0.03677	564.0	2.1000	1.1027	1.1038	192.0	0.03485	563.6	2.0953	1.1046	1.1050	191.6	175
180	0.03725	569.5	2.1123	1.1082	1.1023	193.3	0.03531	569.2	2.1076	1.1100	1.1035	192.9	180
185	0.03774	575.0	2.1245	1.1137	1.1009	194.6	0.03577	574.7	2.1198	1.1154	1.1020	194.2	185
190	0.03821	580.6	2.1366	1.1193	1.0995	195.9	0.03623	580.3	2.1319	1.1209	1.1006	195.6	190

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะไอร่อนยิ่งยวด (ต่อ)

V = ปริมาตร, m^3/kg ; H = เอนทัลปี, kJ/kg ; S = เอนโทรปี, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$; v_s = ความเร็วเสียง, m/sec C_p = ความร้อน

จำเพาะ ณ ความดันคงที่, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$; C_p/C_v = อัตราส่วนความจำเพาะ (ไม่มีมิติ)

อุณหภูมิ °C	ความดัน = 1100.00 kPa (abs)							ความดัน = 1200.00 kPa (abs)						อุณหภูมิ °C
	V	H	S	C_p	C_p/C_v	v_s		V	H	S	C_p	C_p/C_v	v_s	
42.93	0.00088	261.0	1.2050	1.5256	1.6158	424.9	SAT LIQ SAT VAP	0.00089	266.2	1.2208	1.5481	1.6309	408.8	46.28
42.93	0.01839	421.0	1.7112	1.1488	1.3000	139.4		0.01674	422.4	1.7100	1.1807	1.3195	138.1	46.28
45	0.01867	423.4	1.7186	1.1368	1.2876	140.8								
50	0.01932	429.0	1.7302	1.1131	1.2623	143.9		0.01722	426.8	1.7235	1.1563	1.2951	140.7	50
55	0.01995	434.5	1.7531	1.0952	1.2419	146.8		0.01783	432.5	1.7411	1.1310	1.2685	143.9	55
60	0.02054	440.0	1.7696	1.0817	1.2251	149.5		0.01842	438.1	1.7580	1.1119	1.2471	146.9	60
65	0.02112	445.4	1.7856	1.0716	1.2110	152.1		0.01897	443.6	1.7745	1.0974	1.2296	149.7	65
70	0.02168	450.7	1.8013	1.0640	1.1990	154.5		0.01951	449.1	1.7905	1.0864	1.2149	152.3	70
75	0.02223	456.0	1.8166	1.0586	1.1887	156.8		0.02003	454.5	1.8062	1.0782	1.2025	154.8	75
80	0.02277	461.3	1.8317	1.0546	1.1797	159.1		0.02054	459.8	1.8215	1.0722	1.1918	157.1	80
85	0.02327	466.5	1.8465	1.0525	1.1718	161.2		0.02103	465.2	1.8365	1.0679	1.1825	159.3	85
90	0.02378	471.8	1.8611	1.0513	1.1648	163.2		0.02151	470.5	1.8513	1.0652	1.1743	161.5	90
95	0.02428	477.1	1.8755	1.0511	1.1585	165.2		0.02199	475.8	1.8659	1.0636	1.1671	163.6	95
100	0.02477	482.3	1.8897	1.0517	1.1529	167.1		0.02245	481.2	1.8802	1.0630	1.1607	165.6	100
105	0.02525	487.5	1.9037	1.0530	1.1479	168.9		0.02290	486.5	1.8944	1.0633	1.1549	167.5	105
110	0.02573	492.7	1.9175	1.0549	1.1433	170.7		0.02335	491.8	1.9083	1.0644	1.1497	169.4	110
115	0.02620	498.1	1.9312	1.0573	1.1391	172.5		0.02379	497.1	1.9221	1.0660	1.1450	171.2	115
120	0.02666	503.4	1.9447	1.0602	1.1353	174.2		0.02423	502.5	1.9358	1.0682	1.1407	173.0	120
125	0.02713	508.7	1.9582	1.0634	1.1318	175.9		0.02466	507.8	1.9493	1.0708	1.1368	174.7	125
130	0.02758	514.1	1.9715	1.0670	1.1285	177.5		0.02508	513.2	1.9627	1.0739	1.1331	176.4	130
135	0.02803	519.4	1.9846	1.0709	1.1255	179.1		0.02550	518.5	1.9760	1.0773	1.1298	178.0	135
140	0.02848	524.8	1.9977	1.0750	1.1227	180.6		0.02592	523.9	1.9891	1.0810	1.1267	179.6	140
145	0.02892	530.2	2.0106	1.0793	1.1201	182.2		0.02633	529.4	2.0021	1.0849	1.1239	181.2	145
150	0.02936	535.6	2.0235	1.0838	1.1177	183.7		0.02675	534.8	2.0150	1.0890	1.1212	182.8	150
155	0.02980	541.0	2.0363	1.0885	1.1154	185.2		0.02715	540.2	2.0279	1.0934	1.1187	184.3	155
160	0.03023	546.5	2.0489	1.0933	1.1133	186.6		0.02756	545.7	2.0406	1.0979	1.1164	185.8	160
165	0.03067	551.9	2.0615	1.0982	1.1113	188.0		0.02796	551.2	2.0532	1.1026	1.1142	187.2	165
170	0.03110	557.4	2.0740	1.1033	1.1094	189.5		0.02836	556.8	2.0657	1.1074	1.1122	188.7	170
175	0.03152	563.0	2.0864	1.1084	1.1076	190.8		0.02875	562.3	2.0782	1.1123	1.1102	190.1	175
180	0.03194	568.5	2.0987	1.1136	1.1059	192.2		0.02915	567.9	2.0906	1.1173	1.1084	191.5	180
185	0.03237	574.1	2.1110	1.1188	1.1043	193.6		0.02954	573.5	2.1029	1.1223	1.1067	192.9	185
190	0.03279	579.7	2.1231	1.1241	1.1028	194.9		0.02993	579.1	2.1151	1.1275	1.1050	194.2	190
195	0.03321	585.3	2.1353	1.1295	1.1013	196.2		0.03032	584.7	2.1272	1.1326	1.1035	195.6	195
200	—	—	—	—	—	—		0.03070	590.4	2.1393	1.1379	1.1029	196.9	200

อุณหภูมิ °C	ความดัน = 1300.00 kPa (abs)							ความดัน = 1400.00 kPa (abs)						อุณหภูมิ °C
	V	H	S	C_p	C_p/C_v	v_s		V	H	S	C_p	C_p/C_v	v_s	
49.42	0.00091	271.0	1.2357	1.5714	1.6449	393.5	SAT LIQ SAT VAP	0.00092	275.7	1.2498	1.5954	1.6608	378.9	52.39
49.42	0.01534	423.6	1.7688	1.2137	1.3405	136.9		0.01413	424.7	1.7076	1.2482	1.3631	135.5	52.39
50	0.01542	424.3	1.7710	1.2088	1.3358	137.3		—	—	—	—	—	—	45
55	0.01602	430.3	1.7292	1.1731	1.3005	140.9		0.01445	427.9	1.7174	1.2239	1.3399	137.6	55
60	0.01660	436.1	1.7468	1.1466	1.2790	144.1		0.01502	434.0	1.7357	1.1872	1.3039	141.2	60
65	0.01714	441.8	1.7637	1.1266	1.2510	147.1		0.01556	439.8	1.7531	1.1600	1.2760	144.5	65
70	0.01767	447.3	1.7801	1.1114	1.2330	150.0		0.01607	445.6	1.7700	1.1395	1.2537	147.5	70
75	0.01817	452.9	1.7961	1.0998	1.2179	152.6		0.01656	451.2	1.7864	1.1239	1.2354	150.4	75
80	0.01865	458.4	1.8117	1.0911	1.2052	155.1		0.01703	456.8	1.8023	1.1119	1.2201	153.0	80
85	0.01912	463.8	1.8270	1.0847	1.1942	157.5		0.01749	462.3	1.8179	1.1029	1.2071	155.6	85
90	0.01959	469.2	1.8420	1.0801	1.1847	159.8		0.01793	467.8	1.8331	1.0962	1.1960	158.0	90
95	0.02003	474.6	1.8568	1.0770	1.1763	161.9		0.01836	473.3	1.8481	1.0913	1.1863	160.2	95
100	0.02047	480.0	1.8713	1.0751	1.1690	164.0		0.01878	478.8	1.8628	1.0880	1.1779	162.4	100
105	0.02091	485.3	1.8856	1.0743	1.1624	166.0		0.01919	484.2	1.8772	1.0859	1.1704	164.6	105
110	0.02133	490.7	1.8997	1.0743	1.1565	168.0		0.01960	489.6	1.8915	1.0849	1.1637	166.6	110
115	0.02175	496.1	1.9136	1.0752	1.1512	169.9		0.01999	495.0	1.9055	1.0847	1.1577	168.6	115
120	0.02216	501.5	1.9274	1.0766	1.1464	171.7		0.02038	500.5	1.9194	1.0854	1.1524	170.5	120
125	0.02257	506.9	1.9410	1.0786	1.1420	173.5		0.02077	505.9	1.9332	1.0866	1.1475	172.3	125
130	0.02297	512.3	1.9545	1.0810	1.1380	175.3		0.02115	511.3	1.9467	1.0885	1.1430	174.1	130
135	0.02336	517.7	1.9678	1.0839	1.1343	177.0		0.02153	516.8	1.9602	1.0908	1.1390	175.9	135
140	0.02375	523.1	1.9810	1.0871	1.1309	178.6		0.02189	522.2	1.9734	1.0935	1.1352	177.6	140
145	0.02414	528.5	1.9941	1.0906	1.1278	180.2		0.02226	527.7	1.9866	1.0966	1.1318	179.3	145
150	0.02453	534.0	2.0071	1.0944	1.1249	181.8		0.02263	533.2	1.9997	1.1000	1.1286	180.9	150
155	0.02491	539.5	2.0200	1.0984	1.1221	183.4		0.02299	538.7	2.0126	1.1036	1.1257	182.5	155
160	0.02529	545.0	2.0328	1.1027	1.1196	184.9		0.02334	544.2	2.0255	1.1075	1.1229	184.1	160
165	0.02566	550.5	2.0455	1.1070	1.1172	186.4		0.02370	549.8	2.0382	1.1116	1.1203	185.6	165
170	0.02604	556.1	2.0581	1.1116	1.1150	187.9		0.02405	555.4	2.0508	1.1159	1.1179	187.1	170
175	0.02641	561.6	2.0706	1.1162	1.1129	189.4		0.02440	561.0	2.0634	1.1203	1.1157	188.6	175
180	0.02677	567.2	2.0830	1.1210	1.1110	190.8		0.02475	566.6	2.0758	1.1249	1.1136	190.1	180
185	0.02714	572.8	2.0953	1.1259	1.1091	192.2		0.02509	572.2	2.0882	1.1295	1.1116	191.5	185
190	0.02751	578.5	2.1075	1.1308	1.1073	193.6		0.02543	577.9	2.1005	1.1343	1.1097	192.9	190
195	0.02787	584.1	2.1197	1.1359	1.1057	194.9		0.02577	583.5	2.1127	1.1391	1.1079	194.3	195
200	0.02823	589.8	2.1318	1.1409	1.1041	196.3		0.02611	589.3	2.1248	1.1440	1.1062	195.7	200
205	—	—	—	—	—	—		0.02645	595.0	2.1369	1.1490	1.1046	197.0	205

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R134a ณ สภาวะไอร่อนยิ่งยวด (ต่อ)

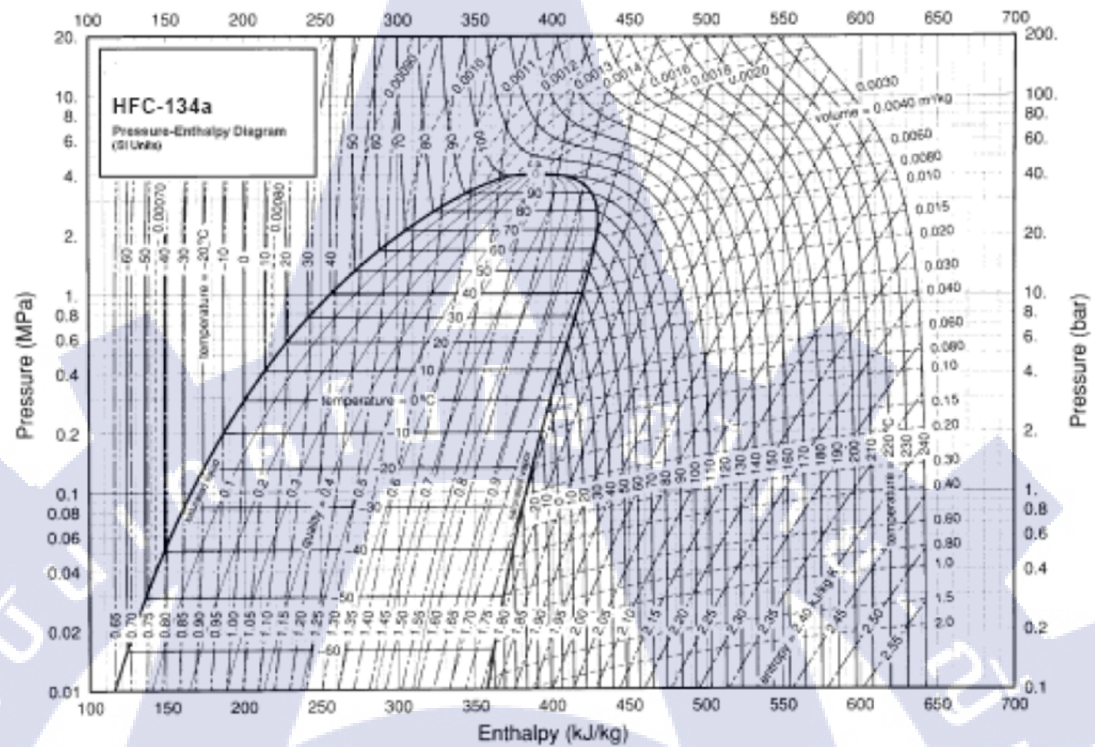
V = ปริมาตร, m^3/kg ; H = เอนทัลปี, kJ/kg ; S = เอนโทรปี, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$; v_s = ความเร็วเสียง, m/sec C_p = ความร้อน

จำเพาะ ณ ความดันคงที่, $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$; C_p/C_v = อัตราส่วนความจำเพาะ (ไม่มีมิติ)

อุณหภูมิ °C	ความดัน = 1500.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	ความดัน = 1600.00 kPa (abs)						อุณหภูมิ °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v_s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v_s	
55.2	0.00093	280.1	1.2632	1.6205	1.6778	365.0		0.00094	284.5	1.2759	1.6468	1.6959	351.6	57.88
55.2	0.01308	425.7	1.7063	1.2844	1.3876	134.2		0.01215	425.5	1.7050	1.3227	1.4142	132.8	57.88
60	0.01353	431.7	1.7246	1.2358	1.3416	138.0		0.01239	429.3	1.7134	1.2953	1.3888	134.7	60
65	0.01417	437.8	1.7427	1.1989	1.3056	141.7		0.01294	435.6	1.7323	1.2448	1.3412	138.7	65
70	0.01468	443.7	1.7601	1.1715	1.2776	145.0		0.01344	441.7	1.7503	1.2063	1.3056	142.3	70
75	0.01516	449.5	1.7769	1.1507	1.2552	148.0		0.01392	447.7	1.7675	1.1811	1.2779	145.6	75
80	0.01562	455.2	1.7932	1.1349	1.2368	150.9		0.01437	453.6	1.7842	1.1604	1.2556	148.7	80
85	0.01606	460.9	1.8090	1.1228	1.2214	153.6		0.01480	459.3	1.8004	1.1447	1.2373	151.5	85
90	0.01649	466.4	1.8245	1.1136	1.2084	156.1		0.01522	465.0	1.8162	1.1325	1.2220	154.2	90
95	0.01690	472.0	1.8397	1.1067	1.1972	158.5		0.01562	470.6	1.8316	1.1233	1.2090	156.8	95
100	0.01731	477.5	1.8546	1.1016	1.1875	160.8		0.01602	476.2	1.8467	1.1163	1.1978	159.2	100
105	0.01770	483.0	1.8692	1.0982	1.1790	163.0		0.01640	481.8	1.8616	1.1112	1.1881	161.5	105
110	0.01809	488.5	1.8837	1.0959	1.1714	165.2		0.01677	487.4	1.8761	1.1077	1.1796	163.7	110
115	0.01847	494.0	1.8978	1.0948	1.1647	167.2		0.01714	492.9	1.8905	1.1054	1.1721	165.9	115
120	0.01885	499.4	1.9119	1.0945	1.1587	169.2		0.01750	498.4	1.9046	1.1042	1.1653	167.9	120
125	0.01921	504.9	1.9257	1.0950	1.1532	171.1		0.01785	503.9	1.9186	1.1038	1.1593	169.9	125
130	0.01958	510.4	1.9394	1.0962	1.1483	173.0		0.01820	509.5	1.9323	1.1042	1.1539	171.8	130
135	0.01993	515.5	1.9529	1.0979	1.1438	174.8		0.01854	515.0	1.9460	1.1053	1.1489	173.7	135
140	0.02028	521.4	1.9663	1.1001	1.1397	176.6		0.01887	520.5	1.9594	1.1069	1.1444	175.5	140
145	0.02063	526.9	1.9795	1.1027	1.1360	178.3		0.01921	525.0	1.9728	1.1090	1.1403	177.3	145
150	0.02098	532.4	1.9926	1.1057	1.1325	180.0		0.01954	531.6	1.9860	1.1115	1.1365	179.0	150
155	0.02132	537.9	2.0056	1.1090	1.1293	181.6		0.01986	537.2	1.9990	1.1144	1.1330	180.7	155
160	0.02166	543.5	2.0185	1.1125	1.1263	183.2		0.02018	542.7	2.0120	1.1176	1.1298	182.4	160
165	0.02199	549.1	2.0313	1.1163	1.1235	184.8		0.02050	548.3	2.0248	1.1211	1.1268	184.0	165
170	0.02233	554.7	2.0440	1.1203	1.1209	186.3		0.02082	554.0	2.0376	1.1248	1.1240	185.5	170
175	0.02265	560.3	2.0566	1.1244	1.1185	187.9		0.02113	559.6	2.0502	1.1287	1.1214	187.1	175
180	0.02298	565.9	2.0691	1.1288	1.1162	189.3		0.02144	565.2	2.0627	1.1328	1.1190	188.6	180
185	0.02331	571.6	2.0815	1.1332	1.1141	190.8		0.02175	570.9	2.0752	1.1370	1.1167	190.1	185
190	0.02363	577.2	2.0939	1.1378	1.1121	192.3		0.02206	576.6	2.0876	1.1414	1.1145	191.6	190
195	0.02395	582.9	2.1061	1.1425	1.1102	193.7		0.02236	582.3	2.0999	1.1459	1.1125	193.1	195
200	0.02427	588.7	2.1183	1.1472	1.1084	195.1		0.02267	588.1	2.1121	1.1504	1.1106	194.5	200
205	0.02459	594.4	2.1303	1.1520	1.1067	196.5		0.02297	593.8	2.1242	1.1551	1.1088	195.9	205
210	0.02491	600.2	2.1424	1.1569	1.1050	197.8		0.02327	599.6	2.1362	1.1593	1.1070	197.3	210

อุณหภูมิ °C	ความดัน = 1700.00 kPa (abs)						SAT LIQ SAT VAP	ความดัน = 1800.00 kPa (abs)						อุณหภูมิ °C
	V	H	S	Cp	Cp/Cv	v_s		V	H	S	Cp	Cp/Cv	v_s	
60.43	0.00095	288.6	1.2882	1.6746	1.7155	338.6		0.00096	292.6	1.2999	1.7040	1.7366	326.1	62.87
60.43	0.01132	427.2	1.7037	1.3035	1.4432	131.4		0.01058	427.8	1.7022	1.4072	1.4749	130.0	62.87
65	0.01183	433.3	1.7217	1.3004	1.3851	135.5		0.01082	430.8	1.7110	1.3696	1.4408	132.1	65
70	0.01234	439.7	1.7405	1.2514	1.3390	139.5		0.01134	437.4	1.7306	1.3029	1.3794	136.5	70
75	0.01281	445.8	1.7583	1.2150	1.3042	143.1		0.01182	443.8	1.7491	1.2559	1.3352	140.5	75
80	0.01326	451.8	1.7754	1.1891	1.2770	146.4		0.01227	450.0	1.7667	1.2215	1.3016	144.0	80
85	0.01369	457.7	1.7920	1.1687	1.2551	149.5		0.01269	456.1	1.7837	1.1957	1.2752	147.3	85
90	0.01410	463.5	1.8081	1.1532	1.2371	152.3		0.01309	462.0	1.8001	1.1760	1.2538	150.3	90
95	0.01449	469.3	1.8238	1.1412	1.2219	155.0		0.01348	467.8	1.8161	1.1607	1.2361	153.2	95
100	0.01487	474.9	1.8391	1.1321	1.2091	157.5		0.01386	473.6	1.8317	1.1491	1.2213	155.8	100
105	0.01525	480.6	1.8541	1.1252	1.1980	159.9		0.01422	479.3	1.8469	1.1401	1.2087	158.4	105
110	0.01561	486.2	1.8689	1.1202	1.1884	162.3		0.01457	485.0	1.8618	1.1334	1.1978	160.8	110
115	0.01596	491.8	1.8834	1.1166	1.1799	164.5		0.01491	490.7	1.8765	1.1284	1.1882	163.1	115
120	0.01631	497.4	1.8976	1.1143	1.1724	166.6		0.01524	496.3	1.8909	1.1249	1.1798	165.3	120
125	0.01665	502.9	1.9117	1.1130	1.1657	168.7		0.01557	501.9	1.9051	1.1226	1.1724	167.4	125
130	0.01698	508.5	1.9256	1.1126	1.1597	170.7		0.01589	507.5	1.9191	1.1214	1.1657	169.5	130
135	0.01730	514.1	1.9393	1.1130	1.1542	172.6		0.01621	513.1	1.9329	1.1210	1.1598	171.5	135
140	0.01763	519.6	1.9529	1.1140	1.1493	174.5		0.01652	518.7	1.9466	1.1213	1.1544	173.4	140
145	0.01795	525.2	1.9663	1.1156	1.1448	176.3		0.01682	524.3	1.9601	1.1223	1.1495	175.3	145
150	0.01826	530.8	1.9796	1.1176	1.1407	178.1		0.01713	530.0	1.9734	1.1239	1.1450	177.1	150
155	0.01857	536.4	1.9927	1.1201	1.1369	179.8		0.01742	535.6	1.9866	1.1259	1.1409	178.9	155
160	0.01888	542.0	2.0057	1.1229	1.1334	181.5		0.01772	541.2	1.9997	1.1283	1.1371	180.6	160
165	0.01918	547.6	2.0186	1.1260	1.1302	183.1		0.01801	546.9	2.0127	1.1310	1.1336	182.3	165
170	0.01949	553.2	2.0314	1.1294	1.1272	184.8		0.01830	552.5	2.0256	1.1341	1.1304	184.0	170
175	0.01978	558.9	2.0441	1.1330	1.1244	186.4		0.01859	558.2	2.0383	1.1374	1.1274	185.6	175
180	0.02008	564.6	2.0567	1.1368	1.1218	187.9		0.01887	563.9	2.0509	1.1410	1.1246	187.2	180
185	0.02037	570.3	2.0692	1.1408	1.1193	189.4		0.01915	569.6	2.0635	1.1447	1.1220	188.7	185
190	0.02066	576.0	2.0816	1.1450	1.1170	190.9		0.01943	575.4	2.0759	1.1487	1.1196	190.3	190
195	0.02096	581.7	2.0939	1.1493	1.1149	192.4		0.01971	581.1	2.0883	1.1528	1.1173	191.8	195
200	0.02124	587.5	2.1062	1.1537	1.1128	193.9		0.01998	586.9	2.1005	1.1570	1.1151	193.3	200
205	0.02153	593.3	2.1183	1.1582	1.1109	195.3		0.02026	592.7	2.1127	1.1613	1.1130	194.7	205
210	0.02182	599.1	2.1304	1.1628	1.1091	196.7		0.02053	598.5	2.1248	1.1658	1.1111	196.2	210
215	0.02210	604.9	2.1424	1.1674	1.1073	198.1		0.02080	604.3	2.1369	1.1703	1.1093	197.6	215

แผนภูมิความดัน-เอนทัลปีของสารทำความเย็น R134a



ภาคผนวก ค

การคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัด (Error Analysis)

TNI

ตัวอย่าง :

การคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนสะสมของเครื่องมือวัด (Error Propagation)

จากสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})$$

ข้อมูล

1. อัตราการไหลของอากาศวัดด้วย Anemometer ความละเอียด 0.01 m/s
2. ความหนาแน่นของอากาศ = 1.205 kg/m³ (เป็นค่าคงที่)
3. ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1020 J/kg-C (เป็นค่าคงที่)
4. อุณหภูมิของน้ำวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิล Type K ที่มีค่าความคลาดเคลื่อน = 1.5 °C

ค่าความคลาดเคลื่อนของอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านท่อความร้อน
จำนวน 4 โค้งงอ

- ข้อมูลการตรวจวัดจากการทดลอง

CLOHP/CV 4 Loops			
No.	m (kg/s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)
1	0.119	21.9	28.0
2	0.119	21.1	28.1
3	0.119	22.4	31.8
4	0.119	22.1	32.1

- วิธีที่ 1 : การคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนสะสมแบบ Step by step

No.	m			T _{in}			T _{out}		
	kg/s	Abs. Error	Rel. Error	°C	Abs. Err.	Rel. Error	°C	Abs. Error	Rel. Error
1	0.119	0.005	4.20	21.90	1.50	6.85	28.0	1.50	5.36
2	0.119	0.005	4.20	21.10	1.50	7.11	28.1	1.50	5.34
3	0.119	0.005	4.20	22.40	1.50	6.70	31.8	1.50	4.72
4	0.119	0.005	4.20	22.10	1.50	6.79	32.1	1.50	4.67
เฉลี่ย	0.119	0.005	4.20	21.88	1.50	6.86	30.00	1.50	5.02

No.	(T _{out} -T _{in})			Q		
	°C	Abs. Error	Rel. Error	W	Abs. Error	Rel. Error
1	6.1	2.12	34.78	740	259	35.03
2	7.0	2.12	30.30	850	260	30.59
3	9.4	2.12	22.57	1141	262	22.96
4	10.0	2.12	21.21	1214	262	21.63
เฉลี่ย	8.13	2.12	27.22	<u>986</u>	<u>261</u>	<u>27.55</u>

จากการคำนวณแบบ Step by step ค่าที่ได้ในตาราง สรุปได้ว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{Q}$) มีความคลาดเคลื่อนสะสมโดยเฉลี่ย เท่ากับ ± 261 W หรือคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ เท่ากับ $\pm 27.55\%$

- วิธีที่ 2 : การคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนสะสมแบบ General formula

$$\partial Q / \partial m = C_p (T_{out} - T_{in}) \quad \text{W/kg/s} \quad \delta m = 0.005 \quad \text{kg/s}$$

$$\partial Q / \partial T_{in} = \dot{m} C_p \quad \text{W/}^{\circ}\text{C} \quad \delta T_{in} = 1.5 \quad ^{\circ}\text{C}$$

$$\partial Q / \partial T_{out} = \dot{m} C_p \quad \text{W/}^{\circ}\text{C} \quad \delta T_{out} = 1.5 \quad ^{\circ}\text{C}$$

ลำดับ	m kg/s	T _{in} °C	T _{out} °C	$\partial Q / \partial m$ W/kg/s	δm kg/s	$\partial Q / \partial T_{in}$ W/°C	δT_{in} °C	$\partial Q / \partial T_{out}$ W/°C	δT_{out} °C
1	0.119	21.9	28.0	6222	0.005	121.38	1.5	121.38	1.5
2	0.119	21.1	28.1	7140	0.005	121.38	1.5	121.38	1.5
3	0.119	22.4	31.8	9588	0.005	121.38	1.5	121.38	1.5
4	0.119	22.1	32.1	10200	0.005	121.38	1.5	121.38	1.5
เฉลี่ย	0.119	21.88	30	8288	0.005	121.38	1.5	121.38	1.5

ลำดับ	δQ W	Q	
		W	Rel. Error
1	259.36	740	35.03
2	259.95	850	30.59
3	261.91	1141	22.96
4	262.49	1214	21.63
เฉลี่ย	260.93	<u>986</u>	<u>27.55</u>

จากการคำนวณแบบ General formula ค่าที่ได้ในตาราง สรุปได้ว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{Q}$) มีความคลาดเคลื่อนสะสมโดยเฉลี่ย หรือคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ เท่ากับ $\pm 27.55\%$ ซึ่งตรงกับวิธีที่ 1 แบบ Step by step โดยหลักการคำนวณของทั้ง 2 วิธี จะต้องได้ค่าความคลาดเคลื่อนสะสมที่เท่ากัน จึงจะถือว่าคำตอบที่ได้ เป็นคำตอบที่ถูกต้อง