



พัฒมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

Air Cooler with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe



นางสาวณัฐฉิ์นันท์

ฉำมิ่งขวัญ

นายธีรวุฒิ

คำแสน

นายวิเชียร

บุญยง

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2563



ใบรับรองโครงการ

หัวข้อโครงการ : พัฒนาระบบทำความเย็นด้วยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ
(Air Cooler with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe)

ผู้ดำเนินโครงการ : นางสาวณัฐธินันท์ ฉ่ำมิ่งขวัญ รหัสสนิสิต 60361293
นายธีรวุฒิ คำแสน รหัสสนิสิต 60362245
นายวิเชียร บุญยง รหัสสนิสิต 60364348

อาจารย์ที่ปรึกษา : รศ.ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา : 2563

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยราชภัฏบรจรัม อนุมัติให้โครงการวิจัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของ
การศึกษาตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงการ

.....ประธานกรรมการ
(รศ.ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ)

.....กรรมการ
(รศ.ดร.ปฐมศก วิไลพล)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ นพรัตน์ สีหะวงษ์)

หัวข้อโครงการ : พัฒลมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ
ผู้ดำเนินโครงการ : นางสาวณัฐฉิรินทร์ ฉ่ามิ่งขวัญ รหัสนสิต 60361293
นายธีรวุฒิ คำแสน รหัสนสิต 60362245
นายวิเชียร บุญยง รหัสนสิต 60364348
อาจารย์ที่ปรึกษา : รศ.ดร.ปิยะนันท เจริญสุวรรณค์
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา : 2563

บทคัดย่อ

โครงการนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบและสร้างตัวต้นแบบพัฒลมเย็นที่ใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบแทนแผงรังผึ้ง และศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลอากาศ อุณหภูมิน้ำเย็น และจำนวนท่อความร้อน ที่มีผลต่อสมรรถนะการทำความเย็นของพัฒลมเย็น ชุดท่อความร้อนที่ใช้ประกอบด้วยจำนวน 2 และ 4 ท่อความร้อน ทำการทดลองที่ความเร็วพัฒลมระดับต่ำ ระดับกลาง และระดับสูง และที่อุณหภูมิน้ำเย็นในช่วง 6°C ถึง 21°C โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 5°C ทำการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์อากาศทั้งขาเข้าและขาออก และทำการทดลองซ้ำ 3 ครั้ง จากการวิเคราะห์ผลข้อมูลที่ได้จากการทดลองทั้งหมดพบว่า การเพิ่มความเร็วมจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีผลเปลี่ยนแปลงน้อยมากสำหรับกรณีการใช้แผงรังผึ้ง ต่างจากการใช้ท่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดท่อ จะม้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงเมื่อทำการเพิ่มความเร็วม ส่วนผลของการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลง เช่นเดียวกันกับประสิทธิผลการทำความเย็นจะมีค่าลดลงสำหรับการเพิ่มจำนวนท่อความร้อนเป็น 4 ท่อจะให้ผลลัพธ์ที่ดีกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ 2 ท่อความร้อน และค่าอัตราส่วนความชื้นอากาศขาออกเมื่อใช้ท่อความร้อนจะมีค่าลดลงเล็กน้อยเพียง 6.6% เมื่อเทียบกับการใช้แผงรังผึ้งที่มีค่าอยู่ที่ 15.0% ของอัตราส่วนความชื้นอากาศขาเข้า

Project Title : Air Cooler with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe
Name : Miss Nattinun Chammingkwun
Mr. Thirawut Khamseen
Mr. Wichian Boonyong
Project Advisor : Assoc. Prof. Piyanun Charoensawan
Department : Mechanical Engineering
Academic Year : 2020

Abstract

The purposes of this project were 1) to design and innovate the air cooler with closed-Loop oscillating heat pipes (CLOHPs) in place of cooling pad 2) to study the effects of air flow rate, cooling water temperature, and number of heat pipes on the cooling performance of air cooler. The numbers of heat pipes consisted of 2 CLOHPs and 4 CLOHPs which were investigated at the air velocities of low level, medium level and high level and at the cooling water temperature of 6°C to 21°C with 5°C increment. The temperatures and relative humidities of air at the inlet and outlet of air cooler were measured during the experiment that was repeated three times for the assigned condition. It was revealed from all experimental results that with an increase of air velocity, the heat transfer rate in case of using cooling pad was almost unchanged. However for using 2 CLOHPs and 4 CLOHPs, their heat transfer rates were decreased when increasing the air velocity. When the cooling water temperature increased, the heat transfer rate and cooling effectiveness was clearly decreased for all experimental parameters. Results also indicated that 4 CLOHPs had more performance than 2 CLOHPs. The outlet air humidity ratio for using CLOHPs was slightly decreased about 6.6% compared to inlet air. Nevertheless for using cooling pad, the decrement of air humidity ratio increased to 15.0%.

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิศวกรรมเครื่องกลฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความเอาใจใส่และความช่วยเหลือเป็นอย่างดียิ่ง ทางคณะผู้ดำเนินงาน ต้องขอขอบพระคุณ รศ.ดร.ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณค์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงการที่กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำความคิดและชี้แนะแนวทางการแก้ไขปัญหาต่างๆ ในระหว่างการดำเนินโครงการ ตลอดจนถึงติดตามประเมินผลการดำเนินโครงการมาโดยตลอด ทางคณะผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณท่านอาจารย์อย่างสูงสุดในความกรุณาเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ทุกท่าน ที่อบรมสั่งสอน และให้ความรู้คำแนะนำแก่ผู้ดำเนินงาน

ขอขอบพระคุณฝ่ายเลขานุการ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการดำเนินโครงการ

ขอขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่ให้การอุปการะเลี้ยงดูและสั่งสอนผู้จัดทำโครงการนี้ตลอดมา จนกระทั่งสามารถเติบโตมาจนถึงปัจจุบัน ตลอดจนถึงช่วยอุปการะทางการเงินและคอยให้กำลังใจ จนกระทั่งโครงการนี้เสร็จสมบูรณ์

สุดท้ายนี้ ผู้ดำเนินงานขอขอบคุณงามความดีที่เกิดขึ้นจากโครงการนี้ แต่ผู้มีพระคุณทุกท่าน รวมทั้งท่านที่อาจจะไม่ได้เอ่ยนาม ที่มีส่วนร่วมในการทำให้โครงการนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี และถ้าเกิดข้อผิดพลาดประการใดจากโครงการนี้ ผู้ดำเนินงานต้องกราบขออภัยไว้ ณ ที่นี้ด้วย

นางสาวณัฐนันท์	จำมิ่งขวัญ
นายธีรวุฒิ	คำแสน
นายวิเชียร	บุญยง

สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงงาน	ก
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญรูปภาพ	ช
สัญลักษณ์	ญ
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงงาน	1
1.2 วัตถุประสงค์	5
1.3 ขอบเขตการศึกษา	5
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน	5
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	7
1.6 งบประมาณ	7
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 กระบวนการปรับอากาศ (Air-conditioning processes)	8
2.2 พัดลมไอเย็น (Hydro air)	10
2.3 สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	12
2.4 ท่อความร้อน (Heat pipe)	13
2.5 การวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อน	18

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	
3.1 รายละเอียดขั้นตอนการดำเนินงาน	23
3.2 รายละเอียดของพัฒมเย็นต้นแบบและแผงรังผึ้ง	23
3.3 สร้างและติดตั้งท่อความร้อนในชุดทดสอบพัฒมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบสั้น	26
วงรอบ	
3.4 หลักการทำงานของระบบและตัวแปรในการทดสอบ	31
3.5 ขั้นตอนการทดลอง	33
3.6 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด	35
บทที่ 4 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง	
4.1 ผลกระทบของความเร็วลมต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลการทำ ความเย็นของพัฒมเย็น	39
4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำเย็นต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลการทำ ความเย็นของพัฒมเย็น	43
4.3 การเปรียบเทียบค่าความชื้นในอากาศ สำหรับกรณีการใช้แผงรังผึ้งและท่อความ ร้อนแบบสั้นวงรอบของพัฒมเย็น	48
บทที่ 5 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดลอง	52
5.2 ข้อเสนอแนะ	53
บรรณานุกรม	54
ภาคผนวก	56
ประวัติผู้ดำเนินโครงการ	58

สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 1.1 วัฏจักรการทำความเย็น	1
รูปที่ 1.2 หลักการทำงานของพัดลมไอเย็น	3
รูปที่ 1.3 ชุดการทดลองและผังการทำงานของตัวต้นแบบพัดลมเย็น	6
รูปที่ 2.1 องค์ประกอบของแผนภูมิไซโครเมตริก	8
รูปที่ 2.2 กระบวนการปรับอากาศต่างๆ	9
รูปที่ 2.3 กระบวนการทำความเย็นอย่างง่ายที่ความชื้นจำเพาะคงที่	10
รูปที่ 2.4 หลักการทำงานของพัดลมไอเย็น	11
รูปที่ 2.5 อุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของระบบ	12
รูปที่ 2.6 ส่วนประกอบของท่อความร้อน	13
รูปที่ 2.7 ท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีวัสดุพอรุน	14
รูปที่ 2.8 ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ	15
รูปที่ 2.9 ท่อความร้อนแบบแผ่นแบน	16
รูปที่ 2.10 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั้น	17
รูปที่ 2.11 ลักษณะการติดตั้งชุดการทดลองที่มีมุมเอียงต่างๆ ที่มีผลต่อการระบายความร้อน	20
รูปที่ 2.12 ชุดการทดลองและกระบวนการทำงานของชุดทดลอง PHP-HE	22
รูปที่ 2.13 ลักษณะและการทำงานของ Windcatcher ในการทดสอบภาคสนาม	22
รูปที่ 3.1 แสดงภาพถ่าย 2 มิติ ของตัวของพัดลมเย็น	24
รูปที่ 3.2 พัดลมเย็นต้นแบบ ยี่ห้อ KOOL PLUS รุ่น AC-701	25
รูปที่ 3.3 แผงรังผึ้ง (Cooling pad)	26
รูปที่ 3.4 การขุดท่อทองแดงให้เป็นโค้งเลี้ยวรอบแท่งเหล็ก	27
รูปที่ 3.5 การसानท่อทองแดงด้วยลวดสังกะสีขนาดเล็ก	27
รูปที่ 3.6 การตรวจสอบการอุดตันตรงข้อต่อ 3 ทาง ของท่อทองแดง	28
รูปที่ 3.7 เชื่อมท่อทองแดงติดกับข้อต่อ 3 ทาง ที่ใช้สำหรับเติมสารทำงาน	28
รูปที่ 3.8 การชั่งน้ำหนักของท่อความร้อนก่อนเติมสารทำงาน	29
รูปที่ 3.9 ลักษณะการต่อสายชุดเกจเติมสารทำงาน	29

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 3.10 การทดสอบการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	30
รูปที่ 3.11 การติดตั้งท่อความร้อนเข้ากับพัดลมเย็น	31
รูปที่ 3.12 แผนผังของการทดลองและอุปกรณ์ต่างๆ	33
รูปที่ 3.13 ตำแหน่งของการวัดค่าตัวแปรต่างๆ ในแต่ละจุด	34
รูปที่ 3.14 ชุดเกจเต็มสารทำงาน	35
รูปที่ 3.15 ปืนสุญญากาศ	35
รูปที่ 3.16 เครื่องชั่งดิจิตอล	36
รูปที่ 3.17 เครื่องวัดความเร็วลม	36
รูปที่ 3.18 เครื่องวัดอุณหภูมิน้ำ	37
รูปที่ 3.19 เครื่องวัดความชื้นและอุณหภูมิ	37
รูปที่ 3.20 ปืนน้ำ	38
รูปที่ 3.21 สายยางซิลิโคน	38
รูปที่ 4.1 ค่าความเร็วลมทางออกของพัดลมเย็นที่ระดับความเร็วพัดลมต่างๆ โดยการใช้ แผงรังผึ้งและการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	39
รูปที่ 4.2 ลักษณะของการจัดเรียงตัวแผงรังผึ้งและชุดท่อความร้อนในเครื่องพัดลมเย็น	40
รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมทางออกของพัดลมเย็นและอัตราการถ่ายเท ความร้อนที่อุณหภูมิน้ำเย็น 21°C ของพัดลมเย็นที่ใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อน แบบสั่นวงรอบ	41
รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมทางออกและประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ อุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21°C ของพัดลมเย็นที่ใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนแบบ สั่นวงรอบ	41
รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้แผง รังผึ้งในการทำมาเย็นของพัดลมเย็น	43

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยการใช้แผงรังผึ้งในการทำความเย็นของพัดลมเย็น	43
รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในการทำความเย็นของพัดลมเย็น	45
รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในการทำความเย็นของพัดลมเย็น	48
รูปที่ 4.9 เปรียบเทียบค่าอัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้าและขาออกของพัดลมเย็น ที่อุณหภูมิน้ำเย็นต่างๆ สำหรับกรณีการใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ	49
รูปที่ 4.10 อุณหภูมิอากาศขาเข้าและความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้าของการทดสอบโดยใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบของพัดลมเย็น	51

ลำดับสัญลักษณ์

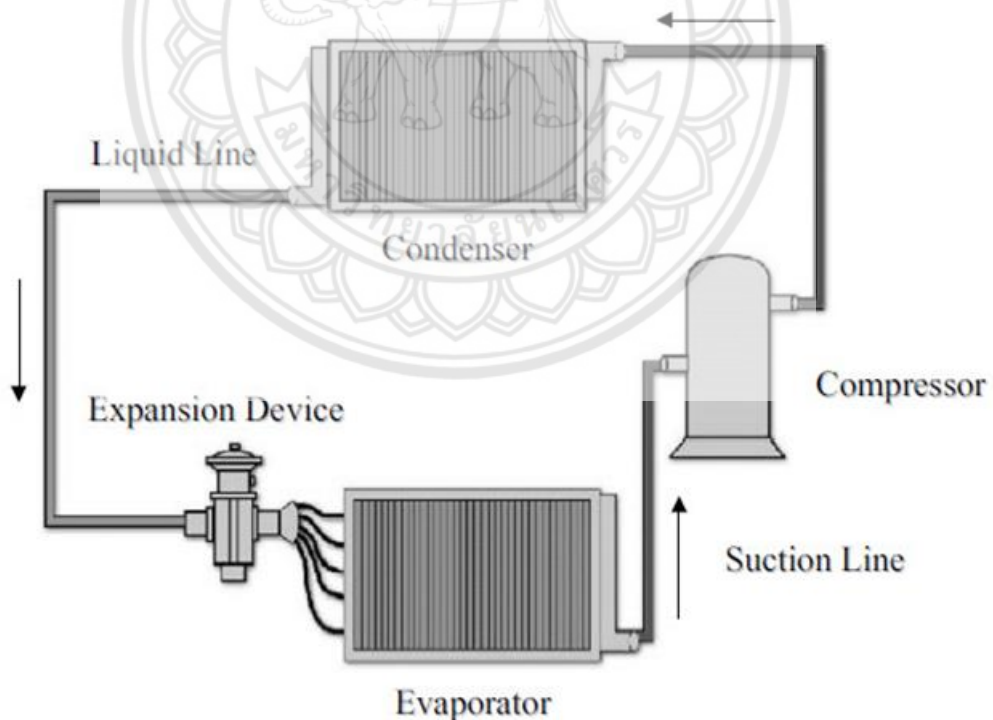
A_{grille}	ขนาดพื้นที่ของตะแกรงพัดลม (m^2)
h_{in}	เอนทาลปีขาเข้า (kJ/kg)
h_{out}	เอนทาลปีขาออก (kJ/kg)
$h_{out,min}$	เอนทาลปีขาออกที่น้อยที่สุดหรือค่าเอนทาลปีขาออกที่อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (kJ/kg)
\dot{m}	อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)
\dot{Q}	อัตราการถ่ายเทความร้อน (kW)
\dot{Q}_{max}	อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (kW)
$\%RH_{in}$	ความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้า (%)
$\%RH_{out}$	ความชื้นสัมพัทธ์ขาออก (%)
$T_{DB,in}$	อุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ขาเข้า ($^{\circ}C$)
$T_{DB,out}$	อุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ขาออก ($^{\circ}C$)
$T_{WB,in}$	อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่ขาเข้า ($^{\circ}C$)
$T_{WB,out}$	อุณหภูมิกระเปาะแห้งที่ขาออก ($^{\circ}C$)
T_w	อุณหภูมิน้ำเย็น ($^{\circ}C$)
V_{air}	ความเร็วลม (m/s)
ϵ	ประสิทธิภาพการทำความเย็น
ρ	ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)
ω_{in}	อัตราส่วนความชื้นขาเข้า ($kg/kg_{dry\ air}$)
ω_{out}	อัตราส่วนความชื้นขาออก ($kg/kg_{dry\ air}$)

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ

ในปัจจุบันประเทศไทยมีสภาพอากาศที่ร้อนสูงขึ้น เนื่องจากสภาวะโลกร้อน (Global warming) มนุษย์ส่วนใหญ่จึงมีการหันมาใช้เครื่องปรับอากาศมากขึ้น เครื่องปรับอากาศ (Air conditioner) คือ เครื่องใช้ไฟฟ้าที่ใช้ปรับอากาศภายในที่อยู่อาศัย เพื่อให้ความรู้สึกสบายแก่ผู้อยู่อาศัยและปรับอากาศภายในอาคาร โดยหลักการทำงานของเครื่องปรับอากาศนั้นแสดงดังรูปที่ 1.1



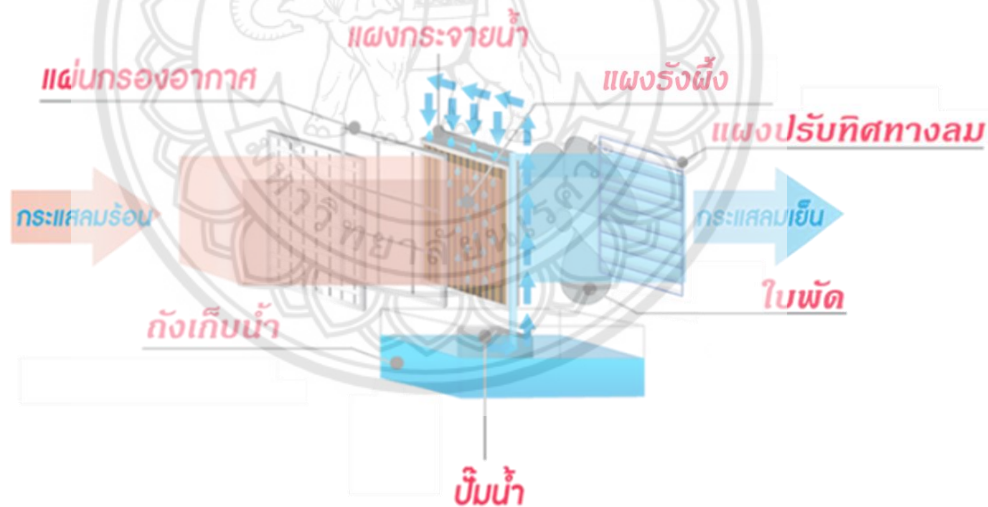
รูปที่ 1.1 วงจรการทำความเย็น

(ที่มา: Aemarine, 2012)

คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่ดูดและอัดสารทำความเย็นเพื่อเพิ่มความดันของสารทำความเย็นส่งต่อเข้าคอยล์ร้อน (Condenser) สารทำงานจะไหลผ่านแผงคอยล์ร้อน ระบายความร้อนด้วยพัดลมช่วยลดอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์ จากนั้นส่งต่อให้กับอุปกรณ์ลดความดัน (Expansion valve) สารทำงานที่ไหลผ่านอุปกรณ์จะมีความดันและอุณหภูมิลดลง แล้วไหลเข้าสู่คอยล์เย็น (Evaporator) สารทำงานจะไหลผ่านแผงคอยล์เย็นโดยมีพัดลมเป่าเพื่อดูดซับความร้อนภายในห้องทำให้อุณหภูมิภายในห้องลดลง ซึ่งทำให้สารทำงานที่ออกจากคอยล์เย็นมีอุณหภูมิที่สูงขึ้น จากนั้นจะถูกส่งกลับเข้าคอมเพรสเซอร์เพื่อทำงานเป็นวัฏจักร ปัจจุบันราคาของเครื่องปรับอากาศมีราคาค่อนข้างสูงเหมาะสำหรับใช้งานในที่อยู่อาศัยหรืออาคารในระบบปิด แต่ไม่เหมาะกับการใช้งานในสถานที่โล่งแจ้ง และต้องใช้พลังงานในการทำงานของระบบที่สูง ส่งผลให้ค่าใช้จ่ายด้านไฟฟ้าสูงตามมาด้วย พัดลมจึงเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่สามารถประหยัดพลังงานและมีค่าใช้จ่ายน้อยกว่าเครื่องปรับอากาศ

พัดลม (Fan) เป็นอุปกรณ์เครื่องใช้ไฟฟ้าที่นิยมใช้เพื่อคลายความร้อน มีกลไกในการทำงานที่ไม่ซับซ้อน ซึ่งหลักการทำงานของพัดลมโดยเริ่มให้มอเตอร์ขับใบพัดให้หมุน ลมที่พัดผ่านออกมาจะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้นและอุณหภูมิลดลง ด้วยราคาที่ถูกลงสามารถหาซื้อได้ทั่วไปและใช้งานได้ง่าย เคลื่อนย้ายสะดวก ทั้งยังช่วยลดปัญหาการใช้พลังงานที่สูงในเครื่องปรับอากาศ ดังนั้นพัดลมจึงเป็นอีกทางเลือกที่ดีสำหรับอุปกรณ์ในการช่วยคลายร้อน แต่ถ้าหากอากาศโดยรอบมีอุณหภูมิสูงลมที่ออกจากพัดลมจะมีอุณหภูมิสูงเช่นเดียวกัน ปัจจุบันมีการพัฒนาพัดลมแบบเดิมกลายเป็นพัดลมไอเย็นเพื่อแก้ปัญหาในส่วนนี้ พัดลมไอเย็น (Hydro air) เป็นพัดลมที่ทำงานผ่านระบบการระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำ (Evaporative cooling) เป็นหลักการวิธีทางธรรมชาติที่ใช้น้ำในการลดอุณหภูมิของอากาศ โดยการแบ่งอนุภาคของน้ำให้มีขนาดเล็ก (เพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสมากขึ้น) เมื่ออากาศร้อนไหลผ่านพื้นผิวน้ำ อากาศร้อนส่วนหนึ่งจะถูกน้ำที่อุณหภูมิต่ำกว่าดูดความร้อน (Latent heat) และน้ำบางส่วนที่ได้รับความร้อนจะกลายเป็นไอ ผลที่ได้คืออุณหภูมิอากาศร้อนจะลดลง แต่จะมีปริมาณไอน้ำในอากาศที่เพิ่มมากขึ้น โดยหลักการนี้สามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้มากมายเป็นอีกวิธีหนึ่งซึ่งช่วยทำให้รู้สึกสบายและมีการใช้พลังงานต่ำ เช่น ช่วยระบายความร้อนกับเครื่องจักรต่างๆ และใช้ในโรงเรือนเกษตรกรรม เป็นต้น หลักการทำงานของพัดลมไอเย็นแสดงดังรูปที่ 1.2 คือ บีมขนาดเล็กทำหน้าที่ดึงน้ำจากถังเก็บน้ำซึ่งอยู่ด้านล่างบรรจุน้ำที่มีอุณหภูมิต่ำ ขึ้นไปยังแผงกระจายน้ำด้านบนเพื่อให้น้ำมีอนุภาคที่เล็กลง จากนั้นน้ำจะถูกกระจายผ่านแผงรังผึ้ง (Cooling pad) ด้วยแรงโน้มถ่วง และในส่วนนี้เมื่อลมร้อนจากภายนอกถูกดูดผ่านแผ่นกรอง (Filter) หลังจากนั้นไหล

สัมผัสกับแผงรังผึ้งทำให้น้ำดึงเอาความร้อนจากอากาศมาใช้ในการระเหย เมื่ออากาศถูกดึงความร้อน จะทำให้อุณหภูมิลดลง ซึ่งความสามารถในการลดอุณหภูมิอากาศของพัดลมไอเย็นจะมากหรือน้อย ขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์และความเร็วลมของอากาศที่ไหลผ่านแผงรังผึ้งในขณะนั้น ต่อมาพัดลมจะดูดอากาศที่ผ่านแผงรังผึ้งและผ่านแผงตะแกรงปรับทิศทางลม (grille) ลมที่ออกมาจะมีอุณหภูมิต่ำ ซึ่งพัดลมไอเย็นใช้พลังงานในการทำงานที่ต่ำกว่าเครื่องปรับอากาศทำให้ประหยัดค่าใช้จ่าย ทั้งยังใช้งานง่ายเคลื่อนย้ายสะดวก รวมถึงการดูแลและบำรุงรักษาง่าย แต่ลมเย็นที่ออกมามีปริมาณไอน้ำในอากาศที่เพิ่มขึ้นหรือความชื้นสูง หากมีใช้งานในห้องปิดเป็นเวลานาน อาจเกิดกลิ่นอับชื้นและอาจมี ปัญหาเรื่องเชื้อโรคและเชื้อราตามมาได้ ในงานวิจัยนี้จึงต้องการพัฒนาพัดลมไอเย็นด้วยการ ประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนส่งถ่ายความร้อนระหว่างน้ำเย็นกับอากาศ เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาความชื้นที่เพิ่มขึ้นจากอากาศที่ไหลผ่านสัมผัสกับน้ำโดยตรงและปัญหาดังกล่าวข้างต้น



รูปที่ 1.2 หลักการทำงานของพัดลมไอเย็น

(ที่มา: Ingreen, 2018)

ท่อความร้อน (Heat pipe) เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนชนิดหนึ่งที่มีประสิทธิภาพสูงมาก สามารถส่งถ่ายความร้อนปริมาณมากผ่านพื้นที่หน้าตัดเล็กๆ โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก ทำการออกแบบและสร้างได้ง่าย ท่อความร้อนมีหลายชนิดเช่น ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนแบบปิด

สองสถานะ (Two-phase closed thermosyphon), ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating/Pulsating heat pipe) ท่อความร้อนที่อาศัยแรงคาปิลลารี (Capillary-driven heat pipe) และท่อความร้อนแบบแผ่นแบน (Flat plate heat pipe) เป็นต้น ในงานวิจัยนี้เราเลือกศึกษาท่อความร้อนแบบสั่นซึ่งพัฒนาขึ้นมาเพื่อแก้ปัญหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนขนาดเล็กระดับไมโครเมตร ประยุกต์ใช้ในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ สร้างขึ้นจากท่อคาปิลลารียาวที่ขดเป็นโค้งเลี้ยวเพื่อเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนและระบายความร้อน ภายในท่อปราศจากโครงสร้างวัสดุพอรุน (Wick) และทำให้เป็นสุญญากาศเพื่อเติมสารทำงานด้วยอัตราการผลิตที่เหมาะสม กลไกพื้นฐานในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นคือ การเคลื่อนที่กลับไปกลับมาหรือแบบสั่นของสารทำงานร่วมกับการร่วมเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน เมื่อส่วนระเหยได้รับความร้อน สารทำงานเหลวจะเกิดการระเหยเกิดเป็นไอ ทำให้ฟองไอสวนระเหยมีขนาดใหญ่ขึ้นและมีความดันไอเพิ่มขึ้นเกิดแรงดันสารทำงานในรูปแท่งของเหลวและฟองไอ ให้ไหลไปยังส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า หลังจากนั้นฟองไอจะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวที่ส่วนควบแน่น โดยทั่วไปสามารถแบ่งประเภทท่อความร้อนแบบสั่นได้ 3 ชนิดตามโครงสร้างของท่อความร้อนคือ ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (Closed-end oscillating heat pipe, CEOHP) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบชนิดวาล์วกันกลับ (Closed-loop oscillating heat pipe with check valves, CLOHP/CV) และท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe, CLOHP) ความร้อนแบบสั่นวงรอบมีการเชื่อมปลายทั้งสองข้างเข้าด้วยกันเป็นวงรอบ ในการถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของสารทำงานรวมกับการไหลเวียนของสารทำงานผ่านโค้งเลี้ยวต่างๆ ในทิศทางใดทิศทางหนึ่ง ข้อได้เปรียบของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ เมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบชนิดวาล์วกันกลับคือ การไหลเวียนของสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีความเป็นอิสระมากกว่า เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด ปลายทั้งสองข้างไม่ได้ติดกันทำให้การไหลเวียนไม่เป็นอิสระ สำหรับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบชนิดวาล์วกันกลับ การสร้างและออกแบบมีความซับซ้อนยุ่งยาก เนื่องจากท่อกว้างขนาดเล็กจึงอาจทำให้เกิดการอุดตันบริเวณวาล์วกันกลับซึ่งมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

ดังนั้นในงานวิจัยนี้เป็นการประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบผลิตลมเย็น เพื่อแก้ปัญหาอากาศที่สัมผัสผ่านแผงรังผึ้ง ทำให้ลมเย็นที่ออกมาปริมาณไอน้ำในอากาศเพิ่มมากขึ้นการเปลี่ยนจากแผงรังผึ้งเป็นท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอาจจะช่วยแก้ปัญหาในส่วนนี้ได้

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 เพื่อออกแบบและสร้างต้นแบบพัดลมเย็นที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

1.2.2 เพื่อศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะการทำความเย็นของพัดลมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

1.3 ขอบเขตของโครงการ

1.3.1 ท่อความร้อนที่ใช้เป็นท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ สร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดง เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.5 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 2.8 mm

1.3.2 พัดลมเย็นที่สร้างขึ้นเป็นการปรับเปลี่ยนพัดลมไอเย็นที่ขายตามท้องตลาด ยี่ห้อ KOOL PLUS รุ่น AC-701 ขนาดตัวเครื่องขนาด 355x300x700 mm ความจุของถังเก็บน้ำเย็นขนาด 14 L โดยใช้ท่อความร้อนแทนแผงรังผึ้ง

1.3.3 ตัวแปรที่ต้องการศึกษา

- อุณหภูมิของน้ำเย็นในช่วง 6°C ถึง 21°C
- อัตราการไหลอากาศ ซึ่งขึ้นอยู่กับระดับความเร็วพัดลมของเครื่องพัดลมต้นแบบ
- จำนวนชุดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ประกอบด้วย 2 และ 4 ชุดท่อ
- สมรรถนะการถ่ายความร้อน ประกอบด้วย อัตราการถ่ายเทความร้อนและ

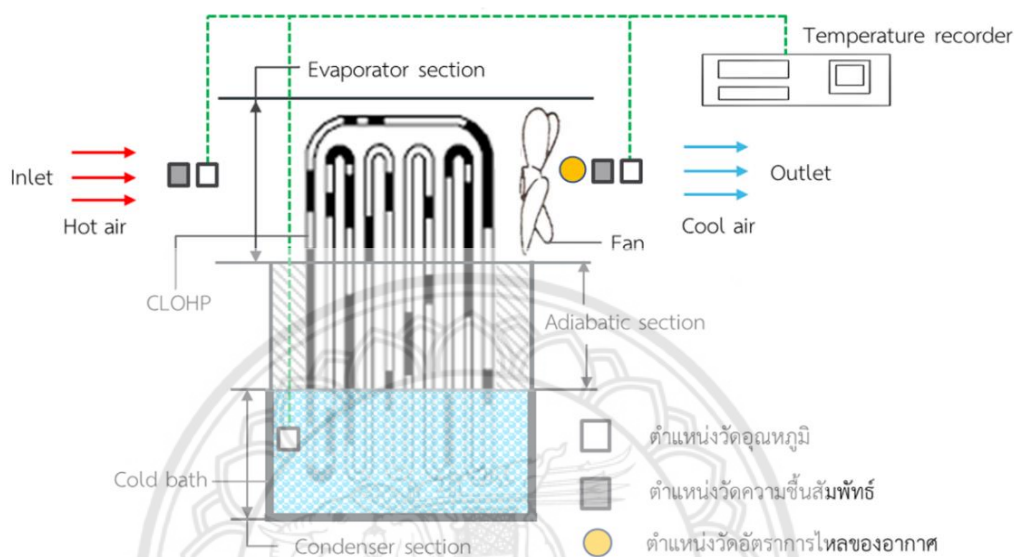
ประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็น

1.3.4 ทดสอบ ณ ห้องวิจัยท่อความร้อนและระบบความร้อน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.4.1 ศึกษาข้อมูลพื้นฐานและทฤษฎีของกระบวนการปรับอากาศ พัดลมไอเย็น สมรรถนะทางความร้อนของพัดลมไอเย็น ท่อความร้อน และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1.4.2 ศึกษาการทำงานของพัดลมไอเย็นที่มีขายตามท้องตลาด ออกแบบและสร้างต้นแบบพัดลมเย็นโดยการเปลี่ยนแผงรังผึ้งเป็นท่อความร้อนชนิดแบบสั้นวงรอบ โดยมีกรอบแนวคิดของการทำงานของระบบดังแสดงในรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.3 ชุดการทดลองและผังการทำงานของตัวต้นแบบพัดลมเย็น

จากรูปที่ 1.3 อากาศร้อน (Hot air) ไหลสัมผัสท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย (Evaporator section) จากนั้นเกิดการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อความร้อนส่งถ่ายไปยังอ่างน้ำเย็น (Cold bath) ผ่านส่วนควบแน่น (Condenser section) ของท่อความร้อน อากาศที่ออกมาจะมีอุณหภูมิที่ลดลง (Cool air) ทำการบันทึกค่าตัวแปรที่สำคัญในตำแหน่งที่กำหนด

1.4.3 ทำการทดสอบพัดลมเย็นที่สร้างขึ้นโดยทำการปรับค่าตัวแปรที่ต้องการศึกษา คือ

- อุณหภูมิของน้ำเย็น
- อัตราการไหลอากาศ
- จำนวนชุดท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ

1.4.4 วิเคราะห์ผลการทดลอง

1.4.5 สรุปผลการทดลอง

1.4.6 ทำรายงานและจัดทำรูปเล่มปริญาานิพนธ์

ตารางที่ 1.1 ตารางแสดงขั้นตอนการดำเนินงาน

ขั้นตอน	ช่วงระยะเวลาการดำเนินงาน											
	2562		2563								2564	
	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.
1. ศึกษาข้อมูลพื้นฐานและทฤษฎี	■	■	■	■	■							
2. ออกแบบและสร้างพดลมตัวต้นแบบ						■						
3. ทำการทดสอบโดยทำการปรับค่าตัวแปรต่างๆ							■	■	■			
4. วิเคราะห์ผลการทดลอง										■		
5. สรุปผลการทดลอง										■		
6. ทำรายงานและจัดทำรูปเล่มปริญญาานิพนธ์				■							■	■

หมายเหตุ: สถานการณ์โควิด 19 ในช่วงเดือน เม.ย. ถึง ก.ค.

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้ตัวต้นแบบพดลมเย็นที่ใช้ที่อุณหภูมิร้อนแบบสั้นวงรอบและสามารถทำงานได้จริง

1.5.2 ได้ทราบตัวแปรที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะการทำความเย็นของพดลมเย็นด้วยที่อุณหภูมิร้อนแบบสั้นวงรอบ

1.6 รายละเอียดงบประมาณตลอดโครงการ

1.6.1 ค่าจัดทำรูปเล่มปริญญาานิพนธ์ 2,000 บาท

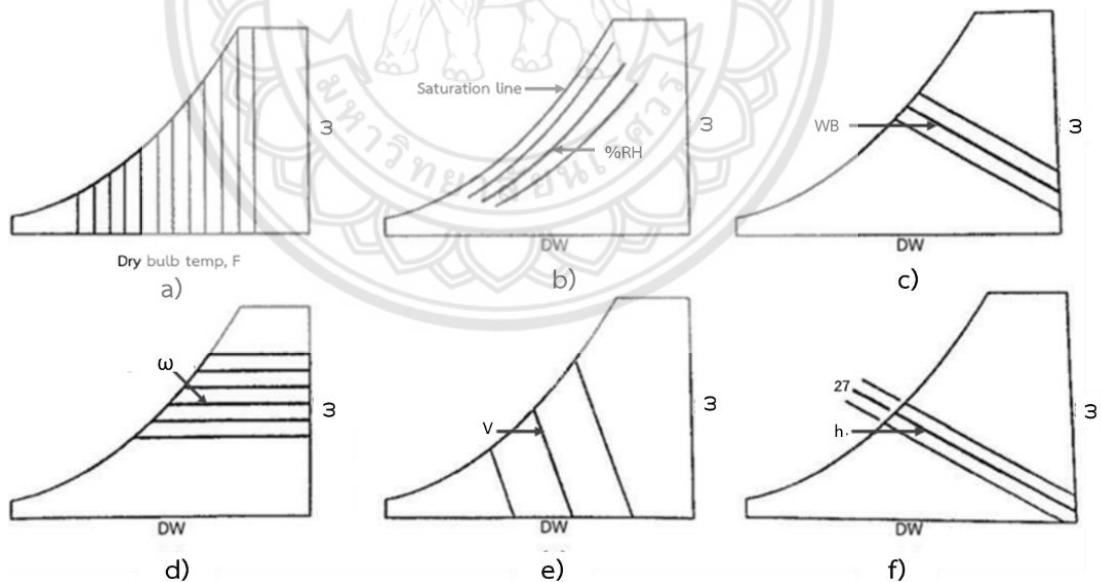
1.6.2 ค่าอุปกรณ์อื่นๆ 1,000 บาท

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1. กระบวนการปรับอากาศ (Air-conditioning processes)

อากาศที่อยู่โดยรอบประกอบด้วย 2 ส่วนคือ อากาศแห้งและไอน้ำ (หรือความชื้น) สามารถทราบค่าสมบัติของอากาศชื้นได้จากการอ่านแผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart) สามารถใช้เพื่อแสดงสภาวะของอากาศที่เกิดขึ้นในกระบวนการปรับอากาศต่างๆ และใช้ประเมินภาระการทำความเย็น (Cooling load) ของระบบปรับอากาศซึ่งจะนำไปสู่การประเมินค่าของพลังงานที่ใช้ของระบบปรับอากาศได้ จากรูปที่ 2.1 แผนภูมิไซโครเมตริกสามารถแสดงค่าสมบัติที่สำคัญของอากาศชื้นได้ดังนี้



รูปที่ 2.1 องค์ประกอบของแผนภูมิไซโครเมตริก

(ที่มา: Ninnart Rachapradit, 2019)

- อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (Dry-bulb temperature, T_{DB}) คืออุณหภูมิของอากาศที่วัดได้จากเทอร์โมมิเตอร์ธรรมดา แสดงในรูป 2.1.a

- ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative humidity, %RH) คือเปอร์เซ็นต์ของการอิ่มตัวของอากาศโดย ถ้า %RH = 100% แสดงถึงอากาศไม่สามารถดูดซับน้ำได้อีกและถ้า %RH = 0% แสดงถึงอากาศแห้งสมบูรณ์ แสดงในรูป 2.1.b

- อุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet-bulb temperature, T_{WB}) คืออุณหภูมิของอากาศที่ได้จากเทอร์มิสเตอร์ที่กระเปาะหุ้มด้วยสำลีชุ่มน้ำ แสดงในรูป 2.1.c

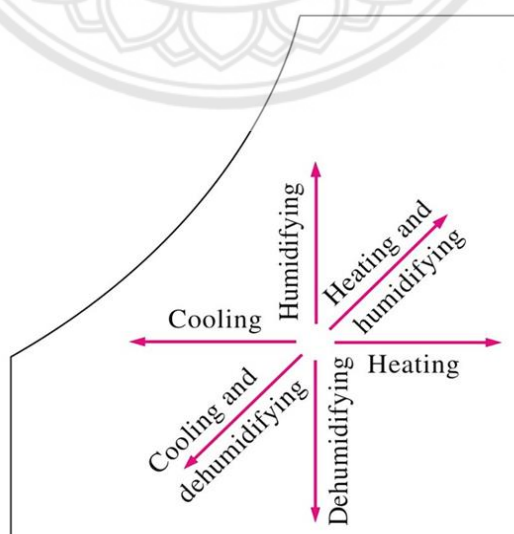
- อัตราส่วนความชื้น (Humidity ratio, ω) คือน้ำหนักของไอน้ำต่อน้ำหนักของอากาศแห้ง แสดงในรูป 2.1.d

- ปริมาตรจำเพาะ (Specific volume, v) คือส่วนกลับของความหนาแน่นของอากาศ แสดงในรูป 2.1.e

- เอนทาลปีจำเพาะ (Specific enthalpy, h) คือปริมาณความร้อนทั้งหมด เป็นค่าที่แสดงปริมาณความร้อนของของผสมไอน้ำกับอากาศ แสดงในรูป 2.1.f

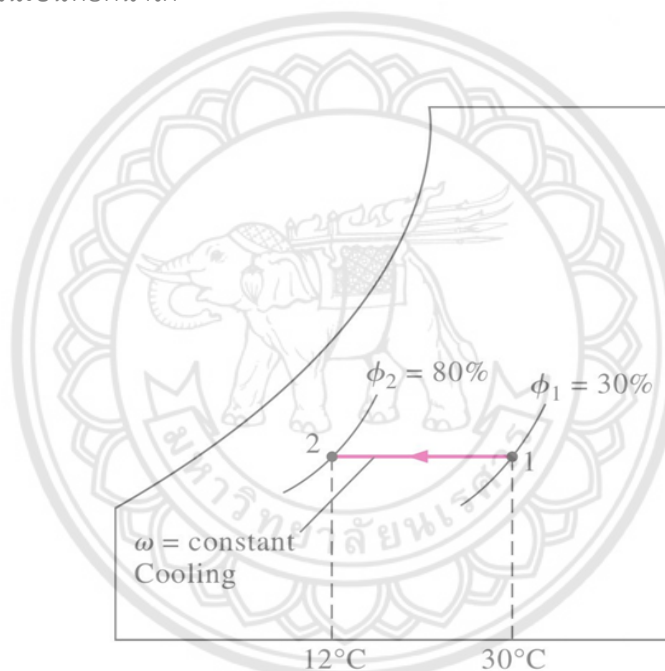
- อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew-point temperature, T_{DP}) คืออุณหภูมิของอากาศอิ่มตัวหรือ %RH = 100% โดยการลดอุณหภูมิถึงจุดที่ทำให้ไอน้ำเกิดการอิ่มตัวและกลั่นตัวควบแน่นเป็นหยดน้ำ

สำหรับกระบวนการเหล่านี้จะรวมถึงการให้ความร้อนและการทำความเย็นอย่างง่าย การเพิ่มความชื้นและการลดความชื้น และบางครั้งกระบวนการเหล่านี้อาจเกิดขึ้นพร้อมกันสองกระบวนการ แสดงในแผนภูมิไซโครเมตริกที่ 2.2



รูปที่ 2.2 กระบวนการปรับอากาศต่างๆ
(ที่มา: Yunus, Boles, และ Cengel, 2010)

เมื่อสังเกตการให้ความร้อนและการทำความเย็นอย่างง่าย (Simple heating and cooling) จากรูปที่ 2.2 เส้นกระบวนการเป็นเส้นแนวนอนในแผนภูมิ เนื่องจากความชื้นในอากาศยังคงอยู่ ค่าคงที่ กล่าวคือ ปริมาณความชื้นในอากาศจะคงที่ในระหว่างกระบวนการนี้เนื่องจากไม่มีการเพิ่มความชื้นหรือขจัดความชื้นออกจากอากาศในระหว่างกระบวนการ ซึ่งในส่วนของงานวิจัยนี้จะเกี่ยวข้องกับกระบวนการทำความเย็น (Cooling processes) คือกระบวนการจะดำเนินไปในทิศทางของการลดอุณหภูมิของกระเปาะแห้งตามเส้นค่าความชื้นจำเพาะของอากาศคงที่ (ω คงที่) และค่าความชื้นสัมพัทธ์จะเพิ่มขึ้นในระหว่างกระบวนการ ดังแสดงในรูปที่ 2.3 และหากลดอุณหภูมิของกระเปาะแห้งจนถึงค่าความชื้นสัมพัทธ์มากที่สุด ($\%RH = 100\%$) จะทำให้อุณหภูมิเกิดการอิมิตัวและกลั่นตัวควบแน่นเป็นหยดน้ำได้

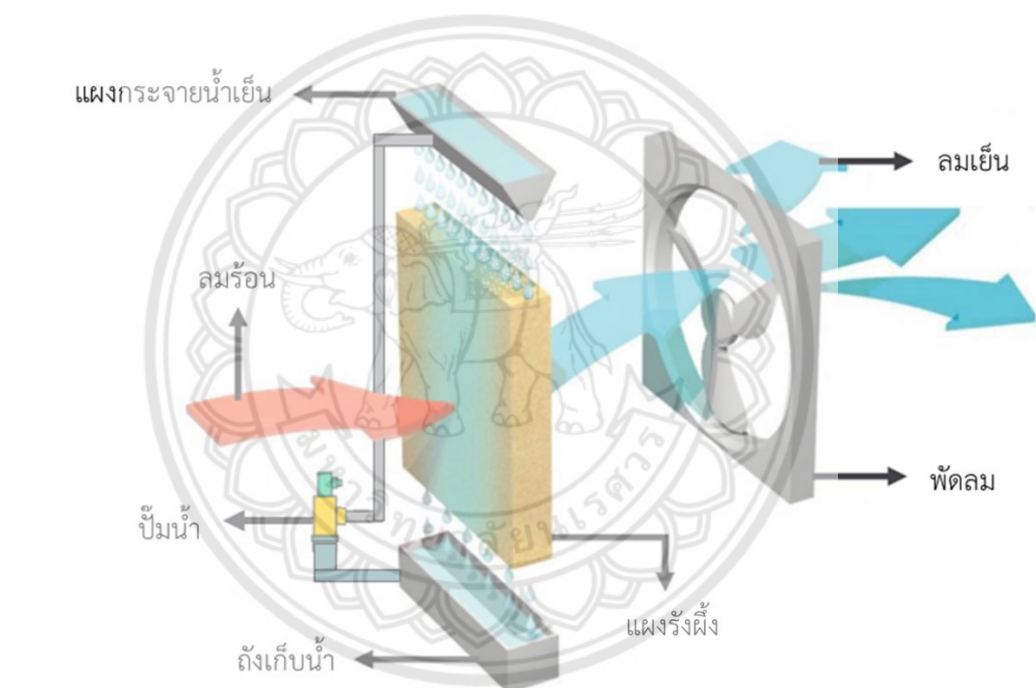


รูปที่ 2.3 กระบวนการทำความเย็นอย่างง่ายที่ความชื้นจำเพาะคงที่
(ที่มา: Yunus, Boles, & Cengel, 2010)

2.2 พัดลมไอเย็น (Hydro air)

พัดลมไอเย็นคือ พัดลมที่ทำงานผ่านระบบการระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำ (Evaporative cooling) เป็นหลักการวิธีทางธรรมชาติที่ใช้น้ำในการลดอุณหภูมิของอากาศ โดยการแบ่งอนุภาคให้มีขนาดเล็ก เมื่ออากาศร้อนผ่านพื้นผิวน้ำ อากาศร้อนส่วนหนึ่งจะถูกน้ำที่อุณหภูมิต่ำกว่าดูดความร้อน และน้ำบางส่วนได้รับความร้อนกลายเป็นไอน้ำที่ได้คือ อุณหภูมิอากาศร้อนจะลดลง แต่มีปริมาณไอน้ำในอากาศที่เพิ่มมากขึ้น

หลักการการทำงานของพัดลมไอเย็นจะอาศัยหลักการโดยการระเหยตัวของน้ำ ปั๊มทำหน้าที่ดึงน้ำจากถังเก็บน้ำซึ่งอยู่ด้านล่างบรรจุน้ำที่มีอุณหภูมิที่ต่ำ ไปยังแผงกระจายน้ำด้านบน น้ำเย็นถูกกระจายผ่านแผงทำความเย็น (Cooling pad) ด้วยแรงโน้มถ่วง ลมร้อนจากภายนอกถูกดูดผ่านแผ่นกรอง (Filter) หลังจากนั้นไหลสัมผัสกับแผงทำความเย็นทำให้น้ำดึงเอาความร้อนจากอากาศ (ลมร้อน) มาใช้ในการระเหย เมื่ออากาศถูกดึงความร้อนจะทำให้อุณหภูมิลดลง มากหรือน้อยขึ้นอยู่กับความชื้นสัมพัทธ์และความเร็วลมที่ไหลผ่านแผงทำความเย็นในขณะนั้น พัดลมจะดูดอากาศที่ผ่านแผงทำความเย็นลมที่ออกมาจะมีอุณหภูมิต่ำ (ลมเย็น) และผ่านแผงปรับทิศทางลม (Shutter) ซึ่งแสดงในรูปที่ 2.4



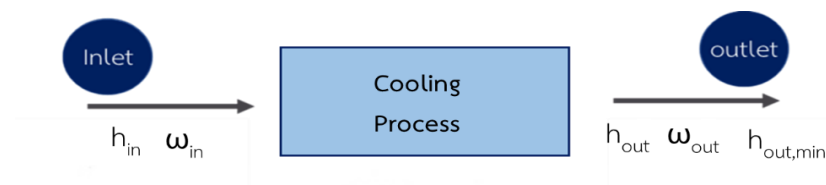
รูปที่ 2.4 หลักการทำงานของพัดลมไอเย็น

(ที่มา: Own Lee, 2017)

- ข้อดีของพัดลมไอเย็น คือ ใช้งานง่าย เคลื่อนย้ายสะดวก ประหยัดพลังงานและบำรุงรักษาได้ง่าย
- ข้อเสียของพัดลมไอเย็น คือ ลมที่ออกมามีความชื้นและหากใช้งานนานๆ อาจเกิดกลิ่นอับชื้นและอาจเกิดปัญหาเรื่องเชื้อโรคหรือเกิดเชื้อราตามมาได้

2.3 สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจำเป็นต้องอาศัยการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็น ในรูปที่ 2.5 แสดงลักษณะกระบวนการทำความเย็นที่เกิดขึ้นที่ตำแหน่งขาเข้าและขาออกของกระบวนการ



รูปที่ 2.5 อุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของระบบ

สำหรับการคำนวณค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนจะคำนวณจากการผลต่างของเอนทาลปีที่ได้จากกระบวนการทำความเย็น โดยค่าเอนทาลปีซึ่งได้จากการอ่านค่าในแผนภูมิไซโครเมตริกของอากาศที่ตำแหน่งขาเข้าและขาออก การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะคำนวณได้จากสมการที่ (2.1) และ (2.2)

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_{in} - h_{out}) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m} (h_{in} - h_{out,min}) \quad (2.2)$$

นอกจากนี้ในกระบวนการทำความเย็นอาจเกิดกระบวนการลดลงของปริมาณความชื้นร่วมด้วย ซึ่งปริมาณไอน้ำที่ลดลงจะมีค่าเพียงเล็กน้อยและสามารถคำนวณหาปริมาณไอน้ำที่ลดลงได้จากสมการที่ (2.3)

$$\Delta\omega = \omega_{in} - \omega_{out} \quad (2.3)$$

การหาสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแสดงได้ด้วยค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (Effectiveness, ϵ) คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่ทำได้จริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในอุดมคติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คำนวณได้จากสมการที่ (2.4)

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.4)$$

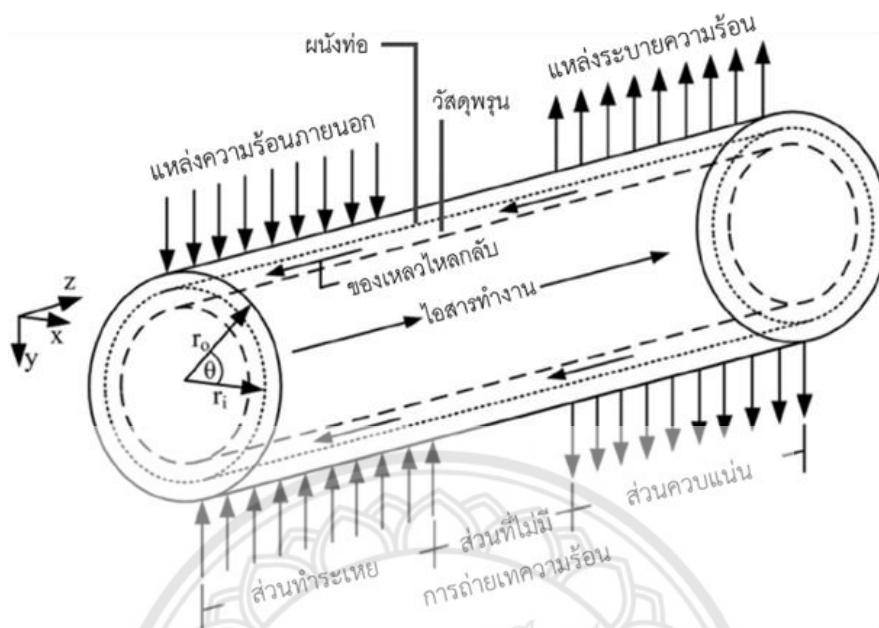
2.4 ท่อความร้อน (Heat pipe)

ท่อความร้อน (Heat pipe) เป็นอุปกรณ์ส่งถ่ายความร้อนชนิดหนึ่งที่มีประสิทธิภาพสูงมาก สามารถส่งถ่ายความร้อนปริมาณมากผ่านพื้นที่หน้าตัดเล็กๆ โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก ทำการออกแบบและสร้างได้ง่าย ทำงานโดยใช้หลักการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของ สารทำงานภายในท่อ ซึ่งระเหยเมื่อได้รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนภายนอก (Heat source) ผ่านผนังท่อและส่งถ่ายความร้อนไปยังแหล่งระบายความร้อน (Heat sink) ท่อความร้อนแบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ ส่วนทำระเหย ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนและส่วนควบแน่น ดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 ส่วนประกอบของท่อความร้อน
(ที่มา: Piyanun Charoensawan, 2012)

2.4.1 ท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีวัสดุพอรุน (Conventional heat pipe) ถูกคิดค้นขึ้นครั้งแรกโดย Gaugler ค.ศ.1944 ณ บริษัท General waters (Fagahri, 1995) เพื่อใช้ในระบบการทำน้ำเย็น ท่อความร้อนที่มีวัสดุพอรุนมีลักษณะเป็นท่อเหล็กสแตนเลสและมีวัสดุพอรุนแบบตาข่ายติดอยู่ข้างในของผนังท่อ ภายในท่อบรรจุสารทำงาน (Working fluid) ในปริมาณเล็กน้อยที่สภาวะอิ่มตัว องค์ประกอบของท่อความร้อนแบบธรรมดาคือ ภาชนะบรรจุ (Container) ซึ่งประกอบด้วยผนังท่อและปลายปิดทั้งสองด้วย โครงสร้างวัสดุพอรุน (Wick structure) และสารทำงาน ดังแสดงในรูป 2.7



รูปที่ 2.7 ท่อความร้อนแบบธรรมชาติที่มีวัสดุพูน
(ที่มา: Yulong Ding, 2015)

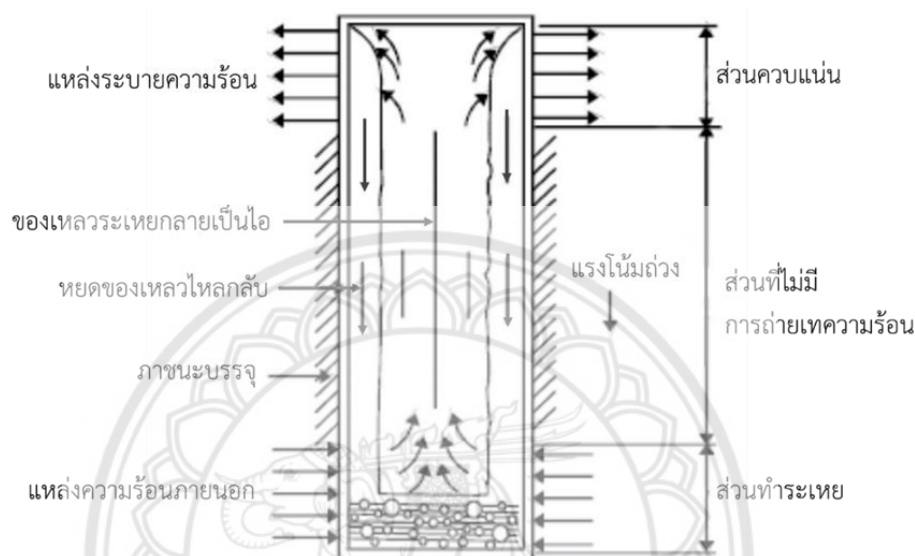
กระบวนการทำงานจะเริ่มต้นจากการนำความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอกผ่านผนังท่อ และโครงสร้างวัสดุพูนที่ส่วนทำระเหย สารทำงานจะระเหยกลายเป็นไอเนื่องจากผลต่างความดันไอ ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของไอผ่านส่วนไม่มี การถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนควบแน่น ไอจะควบแน่นคายความร้อนให้กับแหล่งระบายความร้อน จากนั้นความดันคาปิลลารี (Capillary pressure) ซึ่งเกิดขึ้นที่หน้าสัมผัสระหว่างของเหลวและฟองไอจะทำหน้าที่ปั๊มของเหลวควบแน่นกลับไปยังส่วนทำระเหย

- ข้อดีของท่อความร้อนแบบธรรมชาติที่มีวัสดุพูน คือ สามารถทำงานในแนวระดับได้ ส่วนทำระเหยจะอยู่ต่ำหรือสูงกว่าส่วนควบแน่นก็ได้

- ข้อเสียของท่อความร้อนแบบธรรมชาติที่มีวัสดุพูน คือ การสร้างและออกแบบทำได้ยาก เกินขีดจำกัดของการไหลสวนทางนั่นคือ หยอดของเหลวจะหลุดจากวัสดุพูนและถูกดึงเข้าไปในกระแสของไอที่ไหลไปยังส่วนควบแน่น

2.4.2 ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ (Two-phase closed thermosyphon heat pipe) มีลักษณะเป็นท่อความร้อนที่ไม่มีโครงสร้างวัสดุพูนและอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่น สามารถวางตัวอยู่ในแนวตั้งและแนวเอียงได้ ตัวท่อ

ประกอบด้วย ส่วนทำระเหย ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนและส่วนควบแน่น โดยที่ส่วนทำระเหยต้องอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่นเสมอ เพราะต้องอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกในการทำงานของระบบ การทำงานในแนวตั้งจะมีการกระจายตัวของของเหลวควบแน่นรอบผิวท่อส่วนทำระเหยได้ดีกว่าแนวตั้ง ดังรูปที่ 2.8



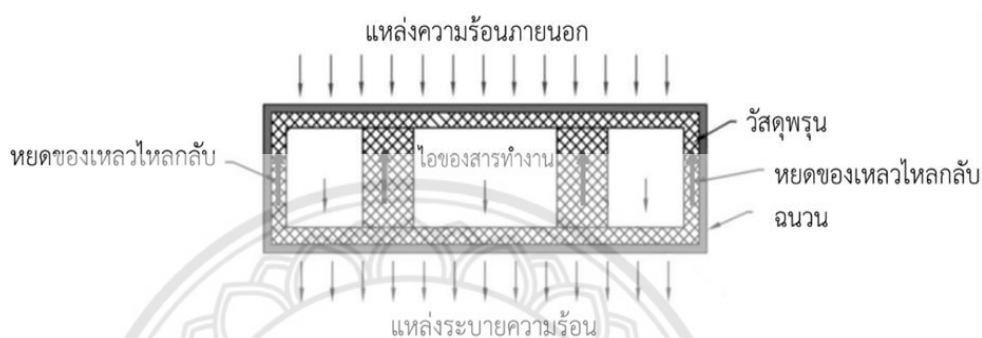
รูปที่ 2.8 ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ
(ที่มา: Piyanun Charoensawan, 2012)

หลักการทำงานเมื่อสารทำงานที่ส่วนระเหยได้รับความร้อนที่ปลายด้านล่างของท่อจนสารทำงานเดือดและระเหยกลายเป็นไอลอยขึ้นไปในส่วนควบแน่นที่เย็นกว่า ไอที่ลอยขึ้นไปจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนและควบแน่นกลายเป็นของเหลว หลังจากนั้นของเหลวที่ควบแน่นจะไหลย้อนกลับสู่ส่วนทำระเหยด้วยแรงดึงดูดของโลก

- ข้อดีของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน คือ สามารถส่งถ่ายความร้อนปริมาณมากจากปลายด้านหนึ่งไปสู่ปลายอีกด้านหนึ่งได้ด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิเพียงเล็กน้อย มีค่าการนำความร้อนสูงมากและสร้างได้ง่ายกว่าท่อความร้อนที่ต้องบรรจุวัสดุพูนไว้ภายใน

- ข้อเสียของท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอน คือ ไม่สามารถทำงานได้ในทุกตำแหน่งเพราะของเหลวควบแน่นจะไหลกลับไปที่ส่วนทำระเหยได้ด้วยความโน้มถ่วงของโลก ดังนั้นส่วนทำระเหยต้องอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่นเท่านั้นและสมรรถนะในการส่งถ่ายความร้อนจะลดลง เมื่อมุมทำงานของเทอร์โมไซฟอนเข้าใกล้แนวแกนระดับ

2.4.3 ท่อความร้อนแบบแผ่นแบน (Flat plate heat pipe) เป็นท่อความร้อนที่อาศัยความดันคาปิลลารีในการไหลเวียนของของเหลวควบแน่นมีรูปทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้าและเป็นแผ่นแบน ซึ่งจะแสดงในรูปที่ 2.9 นอกจากนี้ใช้วัสดุพอรุนในการดึงของเหลวกลับสู่ส่วนทำระเหยแล้วยังช่วยในการกระจายตัวของของเหลวอย่างสม่ำเสมอตลอดพื้นผิวส่วนทำระเหยทั้งหมด ประยุกต์ใช้ในการหล่อเย็นอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์เช่น Semiconductor และ Transistor หรือใช้ควบคุมอุณหภูมิสม่ำเสมอ



รูปที่ 2.9 ท่อความร้อนแบบแผ่นแบน
(ที่มา: Piyanun Charoensawan, 2012)

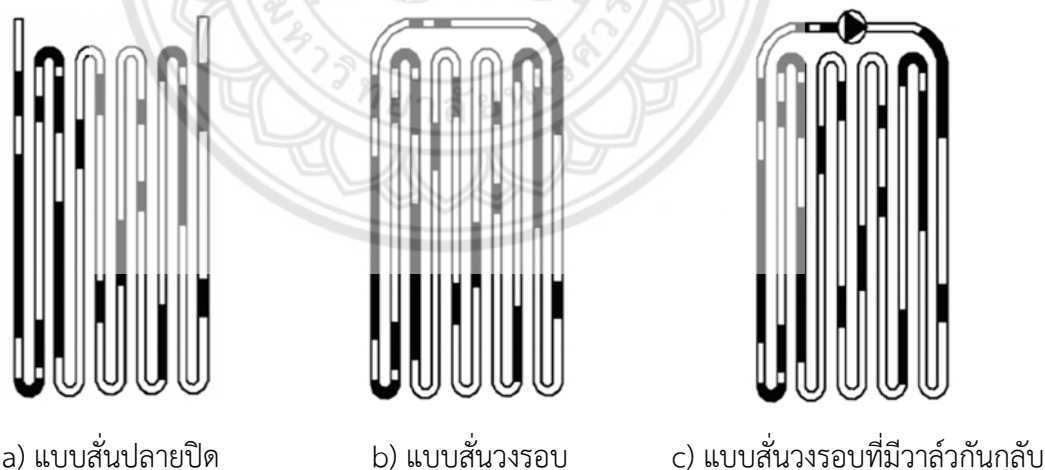
2.4.4 ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating heat pipe) ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อแก้ปัญหาขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนขนาดเล็กระดับไมโครเมตร ซึ่งมีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสร้างขึ้นจากท่อคาปิลลารียาวที่ขดเป็นโค้งเล็กน้อยเพื่อเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนและ แหล่งระบายความร้อนภายในมีการดูดอากาศออกและเติมสารทำงานลงไปในท่อ สารทำงานภายในท่อจะเรียงตัวเป็นแท่งสลับกันระหว่างแท่งของเหลวและฟองไอ การถ่ายเทความร้อนจะเกิดได้จากการไหลเวียนและการสั่นในแนวแกนของสารทำงานภายในท่อความร้อนร่วมกับการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารทำงาน ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนจะดีขึ้นเนื่องจากมีพื้นที่สัมผัสในการนำความร้อนเพิ่มขึ้น ท่อความร้อนแบบสั่นประกอบไปด้วย 3 ส่วนหลักคือ ส่วนทำระเหยเป็นแหล่งรับความร้อนภายนอก ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนและส่วนควบแน่นเป็นแหล่งระบายความร้อนออก

สาเหตุที่เลือกใช้ท่อความร้อนแบบสั่นเนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีวัสดุพอรุนและแบบเทอร์โมไซฟอนรวมถึงได้ขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อนท่อความร้อนแบบสั่นสามารถสร้างได้ง่าย เนื่องจากไม่มีวัสดุพอรุนอยู่ภายในท่อเมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีวัสดุพอรุนและสามารถทำงานได้ทุกกระนาบเมื่อเทียบกับเทอร์โมไซฟอนท่อความร้อนแบบสั่นมีทั้งหมด 3 ชนิดดังนี้

ก. ท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด สร้างจากท่อคาปิลลารียาวท่อเดียวที่มีการปิดปลายท่อทั้งสองข้างแยกจากกัน ในกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของสารทำงานตามแนวแกนท่อเพียงอย่างเดียวเท่านั้น โดยการสั่นจะถูกระงับโดยการผันผวนของคลื่นความดันอย่างรวดเร็ว ซึ่งเกิดจากการเดือดของฟองในของไหลทำงานดังรูปที่ 2.10.a

ข. ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ สร้างจากจากท่อคาปิลลารียาวท่อเดียวที่มีการเชื่อมต่อปลายทั้งสองข้างเข้าด้วยกันเป็นวงรอบการถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการสั่นของสารทำงานร่วมกับการไหลเวียนของสารทำงานผ่านโค้งเลี้ยวต่างๆ ในทิศทางใดทิศทางหนึ่งดังรูปที่ 2.10.b

ค. ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ มีลักษณะเป็นท่อคาปิลลารีขนาดเล็กขดกลับไปกลับมาปลายท่อทั้งสองด้านเชื่อมต่อกันเป็นวงรอบและติดตั้งวาล์วกันกลับ (Check valves) ไว้ตรงตำแหน่งส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนสำหรับควบคุมทิศทางการไหลของสารทำงานภายในท่อ เพื่อให้มีทิศทางการไหลไปในทิศทางเดียวกันการติดตั้งวาล์วกันกลับจะติดตั้งไว้ที่ตำแหน่ง ส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน เพราะเป็นส่วนที่มีการเคลื่อนที่ของสารทำงานภายในท่อเป็นหลักเมื่อเทียบกับส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ซึ่งเป็นส่วนที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารทำงานมากกว่าการเคลื่อนที่ดังรูปที่ 2.10.c



a) แบบสั้นปลายปิด

b) แบบสั้นวงรอบ

c) แบบสั้นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ

รูปที่ 2.10 ชนิดของท่อความร้อนแบบสั้น

(ที่มา: Piyanun Charoensawan, 2012)

- ข้อดีของท่อความร้อนแบบสั้น คือ ไม่ต้องใช้วัสดุพูนภายในท่อเพราะอาศัยการเคลื่อนที่แบบสั้นเนื่องจากผลต่างความดันในการทำงานของสารทำงาน ถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นโดยเพิ่ม

จำนวนโคง์เลี้ยวให้มีพื้นที่สัมผัสในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น มีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีวัสดุพอรุนและแบบเทอร์โมไซโฟน ท่อความร้อนแบบสั้นสร้างได้ง่ายเนื่องจากไม่มีวัสดุพอรุนเมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบธรรมดาที่มีวัสดุพอรุน สามารถทำงานได้ทุกระนาบเมื่อเทียบกับเทอร์โมไซโฟน และท่อความร้อนแบบสั้นไร้ขีดจำกัดในการถ่ายเทความร้อน

สาเหตุที่เลือกท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ เนื่องจากข้อได้เปรียบที่เหนือกว่าเมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดและท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบชนิดวาล์วกันกลับคือ การไหลเวียนของสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบมีความเป็นอิสระมากกว่า เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด ปลายทั้งสองข้างไม่ได้ติดกันทำให้การไหลเวียนไม่เป็นอิสระ สำหรับท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบชนิดวาล์วกันกลับ การสร้างและออกแบบมีความซับซ้อนยุ่งยาก เนื่องจากท่อมีขนาดเล็กจึงอาจทำให้เกิดการอุดตันบริเวณวาล์วกันกลับซึ่งมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน

2.5 การวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อน

ความคลาดเคลื่อนจากการทดลองนั้นเกิดจากความสามารถในการวัดของแต่ละอุปกรณ์ ดังนั้นการวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อน (Error analysis) จากผลการทดลอง สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2.5 (Chaiwat Wannagosit, 2010)

$$W_R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} W_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.5)$$

โดยที่ W_R คือ ผลรวมของค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัด

x_i คือ ตัวแปรอิสระของการวัดตัวที่ i

R คือ ผลรวมของตัวแปรการคำนวณ

W_i คือ ค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดที่ i

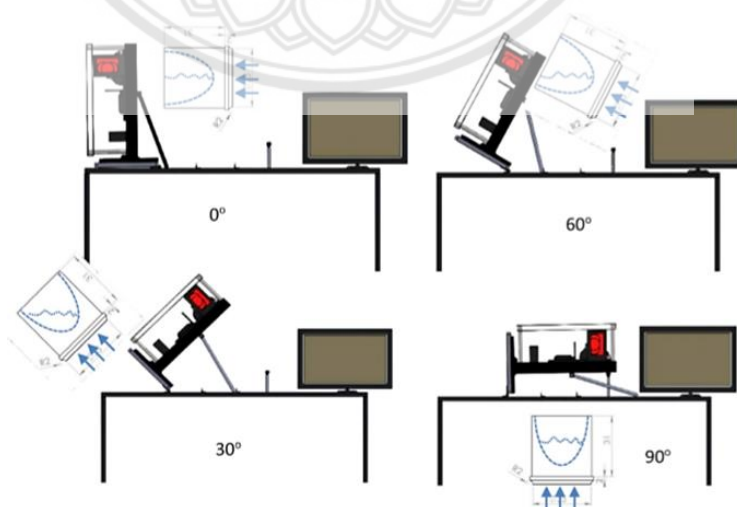
2.6 วรรณกรรมปริทัศน์

งานวิจัยของ P. Charoensawan และคณะ (Piyanun Charoensawan, 2003) ได้ศึกษาทดลองท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ซึ่งให้ข้อมูลที่สำคัญเกี่ยวกับผลกระทบของตัวแปรต่อสมรรถนะเชิงความร้อน การศึกษาลักษณะอิทธิพลการเปลี่ยนแปลงของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน จำนวนโค้ง เลี้ยว สารทำงานและ มุมเอียงของอุปกรณ์ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสร้างจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm และ 1.0 mm ให้ความร้อนด้วยอ่างน้ำร้อนอุณหภูมิคงที่และระบายความร้อนด้วยอ่างน้ำเย็นอุณหภูมิคงที่ที่ผสมเอทิลีนไกลคอล (Water-ethylene glycol 50% โดยปริมาตร) โดยสารทำงานที่ใช้คือ น้ำ เอทานอลและ R-123 ผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่า แรงโน้มถ่วงมีผลต่อปริมาณความร้อนแม้ว่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อทดสอบในปัจจุบัน ซึ่งควบคุมโดย Critical bond number, Bo ภายในขอบเขตที่กำหนด แต่รูปร่างของฟองไอน้ำขึ้นอยู่กับแรงลอยตัว สำหรับการใช้งานท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในแนวระดับจำเป็นต้องมีจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤต (Critical value of number of turns, N_{crit}) เพื่อให้สามารถใช้งานและเชื่อมต่อช่วงระหว่างการทำงานในแนวตั้งและแนวระดับได้ ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm สารทำงานชนิดน้ำ ให้สมรรถนะการทำงานสูงกว่าเมื่อเทียบกับ R-123 และเอทานอล ในทางกลับกันสำหรับท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 mm สารทำงานชนิด R-123 และเอทานอลให้สมรรถนะการทำงานสูงกว่าเมื่อเทียบกับน้ำ และสำหรับผลต่างอุณหภูมิที่กำหนดสมรรถนะจะเพิ่มขึ้นเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น

งานวิจัยของ P. Charoensawan และคณะ (Piyanun Charoensawan, 2008) ได้ศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวระดับ สร้างจากท่อคาปิลลารีทองแดง ศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ประกอบด้วย เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0, 1.5 และ 2.0 mm ความยาวส่วนระเหย 50 และ 150 mm และจำนวนโค้งเลี้ยว 5, 11, 16 และ 26 รอบ โดยสารทำงานที่ใช้คือ น้ำกลั่นและเอทานอลบริสุทธิ์ ที่อัตราส่วนการเติมต่างๆ ได้แก่ 30, 50 และ 80% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด ทำการทดสอบที่อุณหภูมิส่วนระเหยตั้งแต่ 40-90°C เพิ่มขึ้นทีละ 10°C ผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่า การเริ่มต้นการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่วางตัวอยู่ในแนวระดับจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิส่วนทำระเหย ซึ่งสัมพันธ์กับจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤตขึ้นอยู่กับอุณหภูมิส่วนทำระเหยและเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ทั้งนี้สามารถเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อความร้อนได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยและลดความยาวส่วนทำระเหยหรือความยาวประสิทธิผลสำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm สารทำงานที่เหมาะสมคือน้ำ ส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 mm สารทำงานที่เหมาะสมสามารถใช้ทั้งน้ำและเอทานอล นอกจากนี้ยังพบว่าที่จำนวนโค้งเลี้ยว 5 รอบ ท่อความร้อนไม่สามารถทำงานได้และความต้านทานทางความร้อนจะ

เข้าใกล้ค่าอนันต์ สมรรถนะที่ดีที่สุดของท่อความร้อนอยู่ที่จำนวนโค้งเลี้ยว 26 รอบ และพบว่าความต้านทานทางความร้อนจะมีค่าสูงที่อัตราส่วนการเติม 80% มีแนวโน้มลดลง เมื่อเปลี่ยนอัตราส่วนการเติมเป็น 50% และ 30% ตามลำดับ ดังนั้นสำหรับท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 mm อัตราส่วนการเติมที่เหมาะสมคือ 30% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด สำหรับท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 mm อัตราส่วนการเติมที่เหมาะสมคือ 30% และ 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด

งานวิจัยของ A. Siricharoenpanich และคณะ (Anumut Siricharoenpanich, 2019) ทำการศึกษาประสิทธิภาพการจัดการความร้อนของการระบายความร้อน CPU ด้วยระบบระบายความร้อนแบบท่อความร้อนแบบสั้น ศึกษาผลกระทบของตัวแปรที่เกี่ยวข้องได้แก่ มุมการเอียง (0° , 30° , 60° และ 90°) ดังแสดงในรูปที่ 2.11 ของท่อความร้อนที่มีและไม่มีวัสดุพอร์ซัน ชนิดของสารทำงานและภาระของคอมพิวเตอร์ในการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของ CPU ในการทดลองเลือกใช้ R-11, R-134a และเอทานอลเป็นสารทำงานภายในท่อความร้อนที่มีอัตราส่วนการเติมคงที่ 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด ผลการวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่า มุมการเอียงของท่อความร้อนและชนิดของสารทำงานมีผลอย่างเห็นได้ชัดต่อความสามารถในการระบายความร้อน โดยที่มุมเอียง 30° และ 60° ให้ผลลัพธ์ที่ดีกว่าแบบที่ติดตั้งในแนวตั้งและแนวระดับ (0° และ 90°) ส่วนสารทำงานที่เหมาะสมในการระบายความร้อนของท่อความร้อนของ CPU คือ R-134a เมื่อเทียบกับ R-11 และเอทานอล สำหรับการเพิ่มภาระของคอมพิวเตอร์จะส่งผลให้อุณหภูมิของ CPU สูงขึ้นตามไปด้วย นอกจากนี้ท่อความร้อนแบบที่มีโครงสร้างวัสดุพอร์ซันช่วยให้อุณหภูมิของ CPU ต่ำกว่าท่อความร้อนที่ไม่มีโครงสร้างวัสดุพอร์ซัน

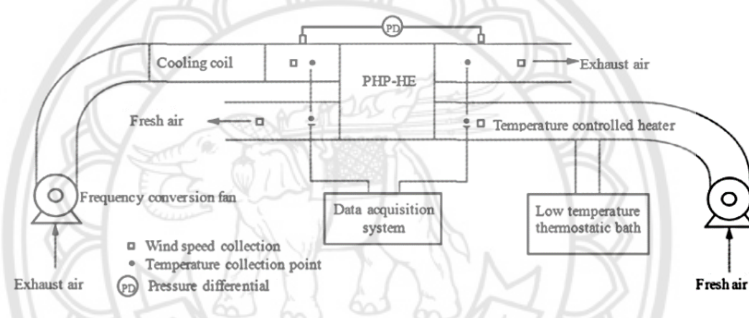


รูปที่ 2.11 ลักษณะการติดตั้งชุดการทดลองที่มุมการเอียงต่างๆ ที่มีผลต่อการระบายความร้อน (ที่มา: Anumut Siricharoenpanich, 2019)

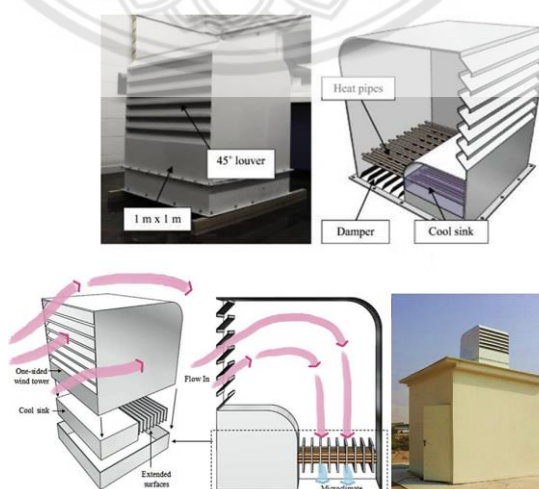
งานวิจัยของ H. Yang และคณะ (Honghai Yang, 2019) ทำการศึกษาทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมท่อความร้อนแบบสั่น (Pulsating heat pipes heat exchanger, PHP-HE) ได้รับการออกแบบและทดสอบในระบบปรับอากาศเพื่อทำให้อากาศบริสุทธิ์จากภายนอกเย็นลงก่อนด้วยความเย็นที่เหลือจากอากาศภายในอาคาร โดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมท่อความร้อนแบบสั่น แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศบริสุทธิ์ก่อนเข้าระบบปรับอากาศให้มีอุณหภูมิลดลงด้วยความเย็นที่เหลือจากอากาศเสียที่บ่่อยออกจากระบบปรับอากาศดังแสดงในรูปที่ 2.12 เพื่อการลดภาระของอากาศเย็นและประหยัดพลังงานประกอบด้วยท่อความร้อน 40 ท่อความร้อนแบบสั่น ซึ่งแต่ละอันมีความยาว 21.6 m เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm และจำนวนโค้งเลี้ยว 40 รอบ สารทำงานที่ใช้ในท่อความร้อนคือ R-134a ด้วยอัตราส่วนการเติมคงที่ 50% ของปริมาตรภายในท่อทั้งหมด อุณหภูมิของอากาศภายนอกถูกควบคุมอยู่ในช่วง 30-45°C ในขณะที่อุณหภูมิอากาศภายในอาคารคงที่เท่ากับ 26°C ความเร็วลมถูกควบคุมไว้ที่ 1.0 ถึง 3.5 m/s และมุมการติดตั้งแตกต่างกันตั้งแต่ 0-90° ผลการวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมท่อความร้อนแบบสั่นสามารถทำงานได้ในรูปแบบการติดตั้งแนวระดับและแบบให้ความร้อนด้านล่าง และความแตกต่างของอุณหภูมิต่ำสุดที่จำเป็นสำหรับการเริ่มต้นการทำงานอยู่ที่ประมาณ 4°C ระหว่างอากาศภายนอกและภายในอาคาร ประสิทธิภาพโดยรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ในช่วงประมาณ 30% ถึง 50% นอกจากนี้การเพิ่มอุณหภูมิของอากาศบริสุทธิ์จะทำให้ประสิทธิภาพการนำกลับมาใช้ใหม่ดีขึ้นอย่างเห็นได้ชัด สำหรับการเพิ่มความเร็วลม (ปริมาตรอากาศ) ค่าความจุการนำกลับมาใช้ใหม่มีค่าเพิ่มขึ้นแต่ประสิทธิภาพการนำกลับมาใช้ใหม่มีค่าลดลง ในขณะที่ผลต่างความดัน (Pressure drop) เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ดังนั้นควรเลือกใช้ระดับความเร็วที่เหมาะสม และยังมีวางแผนปรับปรุงการออกแบบเพื่อให้ความเหมาะสมมากขึ้น เช่น การเพิ่มครีปและจำนวนโค้งเลี้ยว ซึ่งคาดว่าจะเพิ่มประสิทธิภาพการนำกลับมาใช้ใหม่ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพร้อมท่อความร้อนแบบสั่นที่สูงขึ้น

งานวิจัยของ J.K. Calautit และคณะ (John Kaiser Calautit, 2020) ทำการศึกษาดูตรวจสอบความสบายเชิงความร้อนและคุณภาพอากาศภายในอาคารที่มีการระบายความร้อนด้วย Windcatcher ร่วมกับท่อความร้อนพร้อมติดครีป โดยใช้แบบจำลองเชิงตัวเลข อุโมงค์ลมและการทดสอบภาคสนามที่ UAE ช่วงฤดูร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.13 ผลลัพธ์ของการทดสอบอุโมงค์ลมที่ปรับขนาดแสดงให้เห็นว่า การเพิ่มท่อความร้อนและพื้นผิวครีป ทำให้การไหลของอากาศผ่าน

Windcatcher ลดลง แต่ไม่ได้ขัดขวางการไหลของอากาศแม้ที่ความเร็วลมกลางแจ้งต่ำ และข้อมูลการทดสอบภาคสนามถูกนำมาใช้ในการตรวจสอบการสรั้งแบบจำลองเชิงตัวเลข พบว่าสมรรถนะการระบายความร้อนของระบบท่อความร้อนใน Windcatcher สามารถปรับปรุงให้ดีขึ้นได้โดยเพิ่มครีป ผลการจำลองแสดงให้เห็นว่าการลดอุณหภูมิของอากาศกลางแจ้งให้ถึง 10°C ทำได้โดยการใช้ Windcatcher และท่อความร้อน จากการสังเกตพบว่า การออกแบบการกระจายความสบายทางความร้อนไม่เท่ากัน เนื่องจากการผสมผสานของการเคลื่อนที่ของอากาศกลางแจ้ง อุณหภูมิที่เย็นกว่า และความชื้นสูงที่ด้านล่างของ Windcatcher ซึ่งส่งผลให้เกิดความรู้สึกไม่สบายทางความร้อน จำเป็นต้องมีการควบคุมและปรับเปลี่ยนการไหลของอากาศเข้า ผลการวิจัยพบว่าที่ความเร็วลมกลางแจ้งที่ $1\text{--}4\text{ m/s}$ ความเข้มข้นของคาร์บอนไดออกไซด์มีค่าไม่เกินกว่าค่าที่แนะนำสำหรับคุณภาพอากาศภายในอาคารเมื่อใช้งานกับ Windcatcher



รูปที่ 2.12 ชุดการทดลองและกระบวนการทำงานของชุดทดลอง PHP-HE (ที่มา: Honghai Yang, 2019)



รูปที่ 2.13 ลักษณะและการทำงานของ Windcatcher ในการทดสอบภาคสนาม (ที่มา: John Kaiser Calautit, 2020)

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงาน

3.1 รายละเอียดขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1.1 ศึกษาและเก็บรวบรวมข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับการศึกษาสมรรถนะการทำความเย็นของพัดลมเย็นที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยศึกษาหลักการทำงาน ส่วนประกอบ ทฤษฎีพื้นฐาน และรวบรวมข้อมูลรายละเอียดต่างๆ ของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับพัดลมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

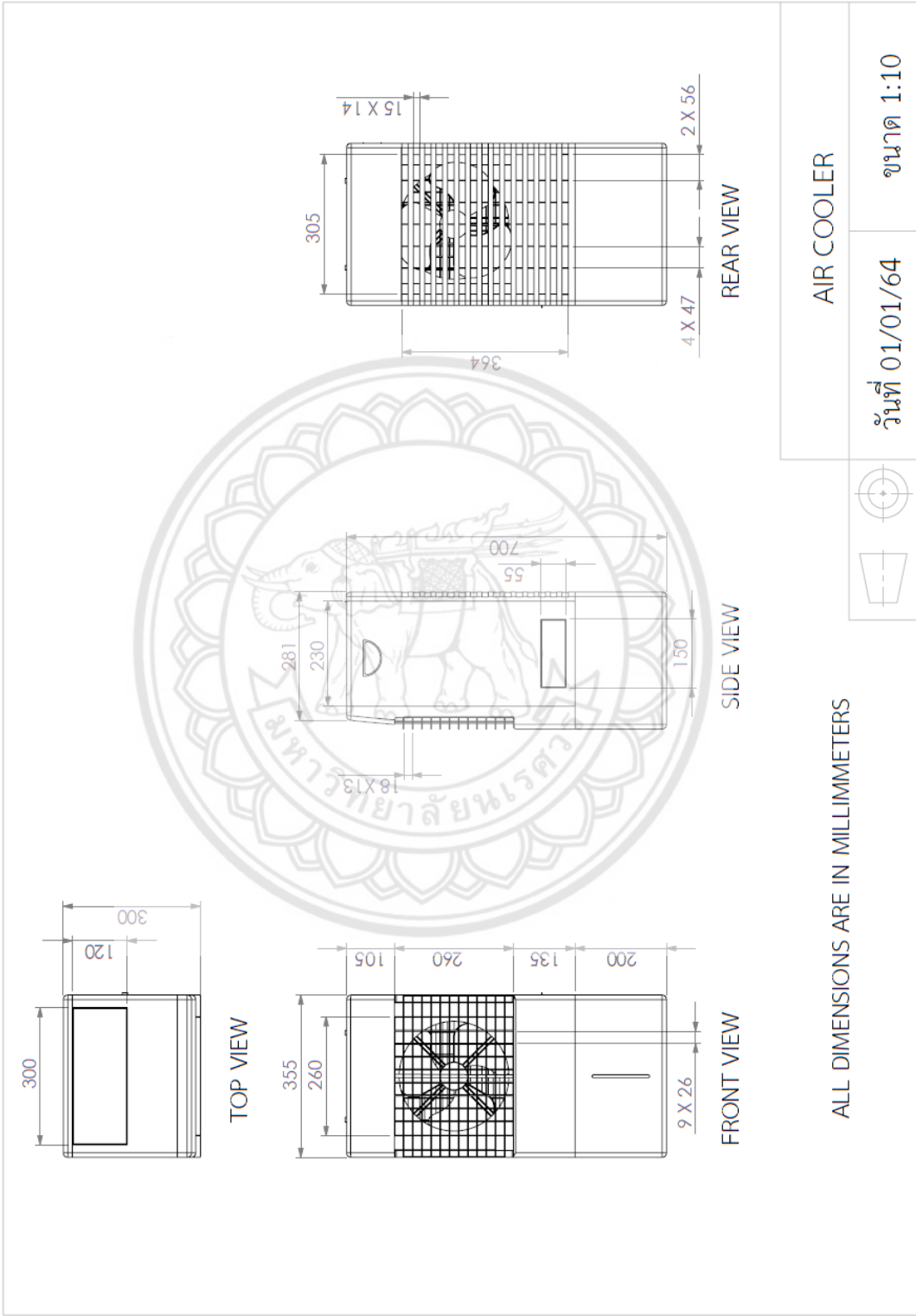
3.1.2 ออกแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

3.1.3 สร้างและติดตั้งท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบกับชุดพัดลมเย็น โดยเปลี่ยนเป็น ชุดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ 2 และ 4 ชุดท่อความร้อน

3.1.4 ทดสอบหาสมรรถนะการทำความเย็นของพัดลมเย็น ที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ในแต่ละชุดของท่อความร้อน

3.2 รายละเอียดของพัดลมเย็นต้นแบบและแผงรังผึ้ง

สำหรับการทดลองการทำความเย็นของพัดลมเย็นจะใช้พัดลมตัวต้นแบบที่มีขายในท้องตลาดทั่วไป ในส่วนนี้ได้ทำการวัดขนาดและรายละเอียดต่างๆ ของตัวเครื่องพัดลมต้นแบบ รวมทั้งทำการเขียนแบบภาพฉาย 2 มิติ ของชุดเครื่องพัดลมต้นแบบ พร้อมทั้งระบุขนาดส่วนสำคัญต่างๆ ในการทดลองการทำความเย็น ซึ่งรายละเอียดจะแสดงในรูปที่ 3.1 ดังนี้



รูปที่ 3.1 แสดงภาพถ่าย Orthographic ของพัดลมเย็น

3.2.1 พัดลมเย็นต้นแบบ

จากรูปที่ 3.2 พัดลมเย็นต้นแบบ ยี่ห้อ KOOL PLUS รุ่น AC-701 สร้างมาจากพลาสติก ABS ขนาด 355x300x700 mm ภายในชุดพัดลมเย็นต้นแบบประกอบด้วย ขนาดของใบพัดลม 250 mm อยู่ตรงช่องจ่ายลมหน้าแผงรังผึ้ง สำหรับช่องจ่ายลมเป็นแบบบานเกล็ดมีขนาด 260x260 mm สามารถปรับซ้าย-ขวาหรือปรับขึ้น-ลงได้ ป้อนน้ำอยู่ด้านล่างซ้ายของตัวเครื่องมีกำลังไฟฟ้าขนาด 12 W มีแรงดันน้ำที่ความสูง 1.2 m ด้านข้างทางขวามีช่องขนาด 55x150 mm สำหรับเติมน้ำ ด้านบนตัวเครื่องมีช่องเก็บน้ำขนาด 120x300 mm เพื่อใส่น้ำแข็งหรือเจลทำความเย็น ตัวถังมีความจุได้ 14 L แผงควบคุมที่อยู่ด้านบนบนตัวเครื่องสามารถปรับระดับความเร็วพัดลมได้ 3 ระดับ คือ สูง กลาง และต่ำ



รูปที่ 3.2 พัดลมเย็นต้นแบบ ยี่ห้อ KOOL PLUS รุ่น AC-701

3.2.2 แผงรังผึ้ง (Cooling pad)

แผงรังผึ้งที่มาพร้อมกับพัดลมเย็นมีขนาด 310×440×50 mm สร้างมาจากวัสดุโพลีเมอร์ สามารถดูดซับน้ำที่ไหลผ่าน ช่องการไหลของอากาศมีขนาดเล็ก แสดงดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 แผงรังผึ้ง (Cooling pad)

3.3 สร้างและติดตั้งท่อความร้อนในชุดทดสอบพัดลมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ

3.3.1 การสร้างท่อความร้อนแบบส้นวงรอบ

- นำท่อคาปิลลารีทองแดงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 2.8 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.5 mm มาขดบนแผ่นไม้เป็นวงรอบแสดงดังรูปที่ 3.4 ส่วนด้านบนที่ใช้ชุดท่อทองแดงจะมีแท่งเหล็ก 2 แท่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 10 mm ยึดติดกับแผ่นไม้ ซึ่งแท่งเหล็ก 2 แท่งจะมีระยะห่าง 600 mm วัดจากกึ่งกลางของแท่งเหล็ก โดยท่อ 1 ชุดจะมีความยาว 609.6 mm เมื่อนำมาขดเป็นวงรอบบนแผ่นไม้ได้จำนวนโค้งเลี้ยว 49 โค้งเลี้ยว



รูปที่ 3.4 การขดท่อทองแดงให้เป็นโค้งเลี้ยวรอบแท่งเหล็ก

2. นำลวดสังกะสีขนาดเล็กมาสานท่อทองแดงแสดงดังรูปที่ 3.5(a) เพื่อให้ท่อทองแดงยึดติดกันมากขึ้นและการเรียงตัวอย่างเป็นระเบียบแสดงดังรูป 3.5(b)

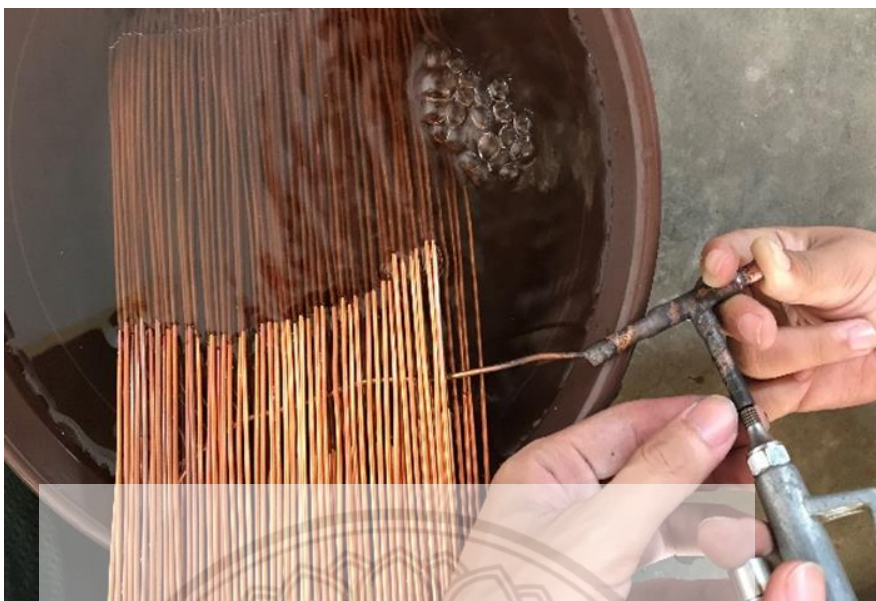


(a)

(b)

รูปที่ 3.5 การสานท่อทองแดงด้วยลวดสังกะสีขนาดเล็ก

3. เชื่อมปิดปลายท่อทองแดงเข้าด้วยกันให้เป็นวงรอบ โดยเชื่อมติดกับข้อต่อ 3 ทาง โดยจะเหลือท่อ 1 ด้านที่ยังไม่ถูกปิดเป็นวงรอบเพื่อทดสอบการอุดตันของท่อข้อต่อ 3 ทางและส่วนอื่นๆ ที่ทำการเชื่อมและตรวจสอบการทำงานของท่อทองแดง ทำโดยการใช้ปั๊มลมฉีดเข้าไปในข้อต่อ 3 ทางและในท่อทองแดงที่จุ่มในอ่างน้ำ ถ้าหากท่อความร้อนไม่มีการอุดตันตรงข้อต่อ 3 ทาง หรือจุดอื่นๆ ภายในท่อจะมีฟองอากาศออกมาเวลาที่ใช้ปั๊มลมฉีดเข้าไป แสดงดังรูปที่ 3.6 จากรูปปลายอีกด้านของท่อทองแดงจะมีฟองอากาศออกมา เนื่องจากยังไม่ได้เชื่อมปิดเป็นวงรอบ



รูปที่ 3.6 การตรวจสอบการอุดต้นตรงข้อต่อ 3 ทาง ของท่อทองแดง

4. หลังจากที่ได้ทำการทดสอบการอุดต้นของท่อทองแดงแล้ว จึงเชื่อมปิดปลายท่อทองแดงเข้าด้วยกันให้เป็นวงรอบแสดงดังรูปที่ 3.7 จากนั้นทดสอบการรั่วของท่อทองแดง โดยการใช้ปั๊มลมฉีดเข้าไปในท่อทองแดงที่จุ่มในอ่างน้ำ หากเกิดการรั่วจะมีฟองอากาศออกมา ส่วนด้านที่ไว้สำหรับเติมสารทำงานเชื่อมต่อปิดโดยใช้วาล์วกันกลับ

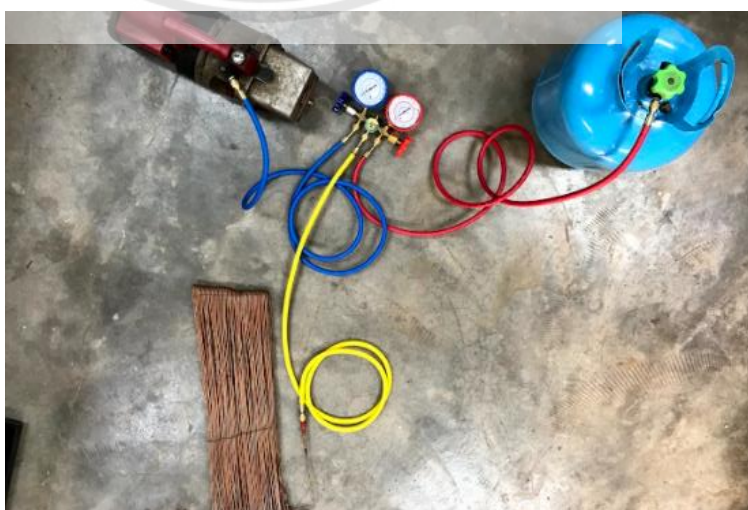


รูปที่ 3.7 เชื่อมท่อทองแดงติดกับข้อต่อ 3 ทาง ที่ใช้สำหรับเติมสารทำงาน

5. นำท่อทองแดงที่ผ่านการเชื่อมปิดเป็นวงรอบมาชั่งน้ำหนักพร้อมกับจذبบันทึกข้อมูล แสดงดังรูปที่ 3.8 จากนั้นนำเกจเติมสารทำงานมาต่อเข้ากับท่อทองแดง ถังสารทำงานและปั๊มสุญญากาศ โดยสายสีแดงมาต่อกับถังสารทำงาน สายสีน้ำเงินมาต่อกับปั๊มสุญญากาศ และสายสีเหลืองต่อกับท่อความร้อน แสดงดังรูปที่ 3.9 ก่อนการเติมสารทำงานต้องทำให้ภายในท่อทองแดงและสายสำหรับเติมสารทั้งหมดเป็นสุญญากาศโดยใช้ ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) แล้วจึงทำการเติมสารทำงานคือ R134a ซึ่งอัตราการเติมสารทำงานที่เหมาะสมคือ 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อความร้อน และนำท่อความร้อนที่เติมสารทำงานมาทดสอบการทำงานด้วยน้ำร้อน ดังแสดงรูป 3.10 โดยใช้มือสัมผัสที่ปลายท่อด้านบนของท่อความร้อน หากท่อมีการส่งถ่ายความร้อนขึ้นมายังด้านบนแสดงว่าท่อความร้อนสามารถใช้งานได้



รูปที่ 3.8 การชั่งน้ำหนักของท่อความร้อนก่อนเติมสารทำงาน



รูปที่ 3.9 ลักษณะการต่อสายชุดเกจเติมสารทำงาน



รูปที่ 3.10 การทดสอบการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ

3.3.2 การติดตั้งท่อความร้อนเข้ากับชุดทดสอบพัดลมเย็น

หลังจากทำการทดสอบการทำงานของท่อความร้อนแล้ว ถัดมาเป็นการติดตั้งท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบเข้ากับพัดลมเย็น เพื่อทำการทดสอบประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็นที่ใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ ซึ่งท่อความร้อนแต่ละชุดจะมีความกว้าง 17 cm สูง 61 cm โดยมีขนาดช่องว่างด้านหลังของพัดลมเย็นสามารถติดตั้งท่อความร้อนได้จำนวน 2 แถว แถวละ 2 ชุดต่อรวมเป็น 4 ชุดต่อ แสดงดังรูปที่ 3.11(a) เมื่อนำท่อความร้อนมาติดตั้งด้านหลังพัดลมเย็น โดยส่วนควบแน่นจะอยู่ภายในถังเก็บน้ำด้านล่าง ส่วนทำระเหยจะอยู่ด้านบน ในชุดทดสอบพัดลมเย็นจะมีปั๊มน้ำ 2 ตัวขนาด 9 W เพื่อดึงน้ำเข้าออกกระหว่างอ่างน้ำเย็นและถังเก็บน้ำเย็นของพัดลม จากนั้นจึงปิดฝาครอบด้านหลัง ดังแสดงในรูปที่ 3.11(b)



รูปที่ 3.11 การติดตั้งท่อความร้อนเข้ากับพัดลมเย็น

3.4 หลักการทำงานของระบบและตัวแปรในการทดสอบ

หลักการทำงานของระบบชุดทดสอบพัดลมเย็น เมื่อเปิดใช้งานพัดลมเย็นอากาศร้อนจะถูกดูดและไหลผ่านผิวท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย จากนั้นเกิดการส่งถ่ายความร้อนจากความร้อนแฝงของสารทำงานภายในท่อความร้อนส่งถ่ายไปยังน้ำเย็นที่บรรจุอยู่ภายในถังด้านล่างของพัดลมเย็นผ่านส่วนควบแน่นของท่อความร้อน ทำให้อากาศที่ออกมาจะมีอุณหภูมิที่ลดลง และในการทดสอบระบบได้กำหนดตัวแปรในการทดสอบดังนี้

ตัวแปรควบคุม

- อัตราการไหลเข้าและออกของน้ำที่แลกเปลี่ยนกันระหว่างอ่างน้ำเย็น และถังเก็บน้ำของพัดลมเย็น จะควบคุมโดยปั้มน้ำขนาดเล็กจำนวน 2 ตัวที่มีขนาดกำลังไฟฟ้าสูงสุด 9 W และอัตราการไหล 600 L/hr

- สารทำงาน ซึ่งสารที่ใช้ในการเติมท่อความร้อนคือ R134a เป็นสารทำงานที่ส่งผลกระทบต่อชั้นบรรยากาศน้อย มีคุณสมบัติคือ ไม่กัดกร่อน ไม่ติดไฟ และไม่เป็นพิษ มีอุณหภูมิจุดเดือดเท่ากับ -26.11°C ที่ความดันบรรยากาศ

- ขนาดท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 2.8 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.5 mm และจำนวนโค้งเลี้ยวจำนวน 49 โค้งเลี้ยว

- อัตราส่วนการเติม 50% ของปริมาตรทั้งหมดภายในท่อความร้อน ซึ่งเป็นอัตราส่วนการเติมที่ดีที่สุดสำหรับท่อความร้อนที่วางตัวในแนวตั้ง

ตัวแปรต้น

- อุณหภูมิน้ำเย็น ได้ทำการปรับค่าอุณหภูมิน้ำเย็นระหว่าง 6°C - 21°C โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 5°C

- ระดับความเร็วของพัดลมเย็น ซึ่งได้ปรับระดับความเร็วพัดลมมี 3 ระดับคือ ระดับความเร็วต่ำ ระดับความเร็วกลางและระดับความเร็วสูง

- จำนวนชุดท่อความร้อนแบบส่นวงรอบ ชุดท่อความร้อนที่ใช้ในการทดลองมีจำนวน 2 ชุด คือ ชุด 2 ท่อความร้อนและ 4 ท่อความร้อน

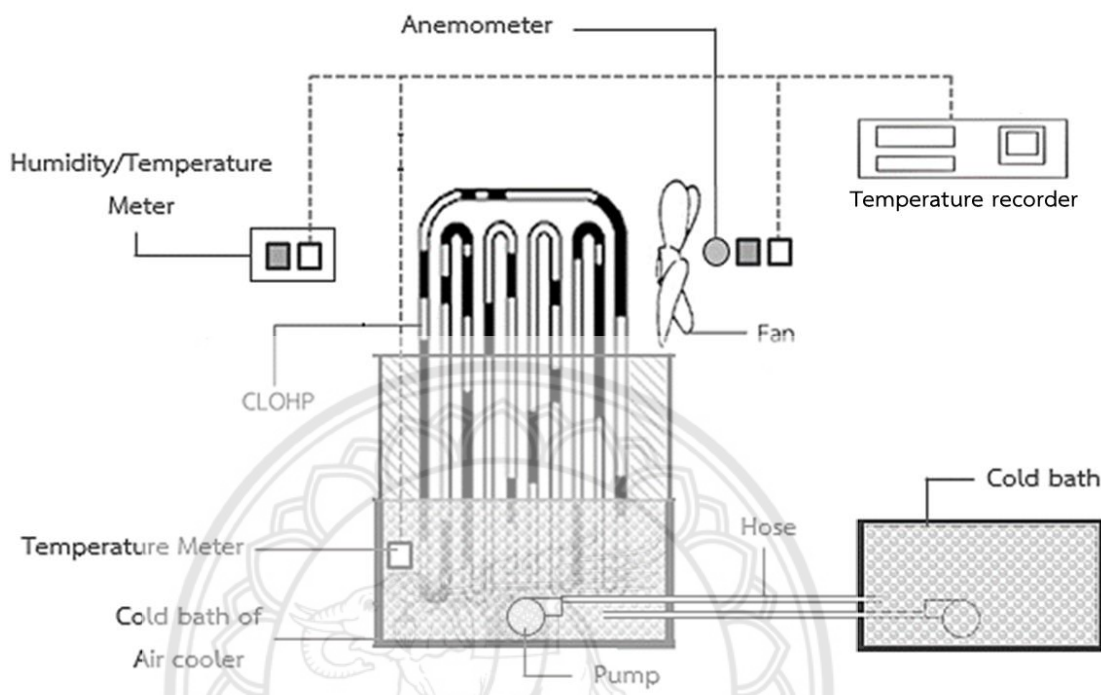
ตัวแปรตาม

- อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) จากสมการที่ 2.1

- อัตราส่วนความชื้น (w) จากสมการที่ 2.3

- ประสิทธิภาพการทำความเย็น (ϵ) จากสมการที่ 2.4

3.5 ขั้นตอนการทดลอง



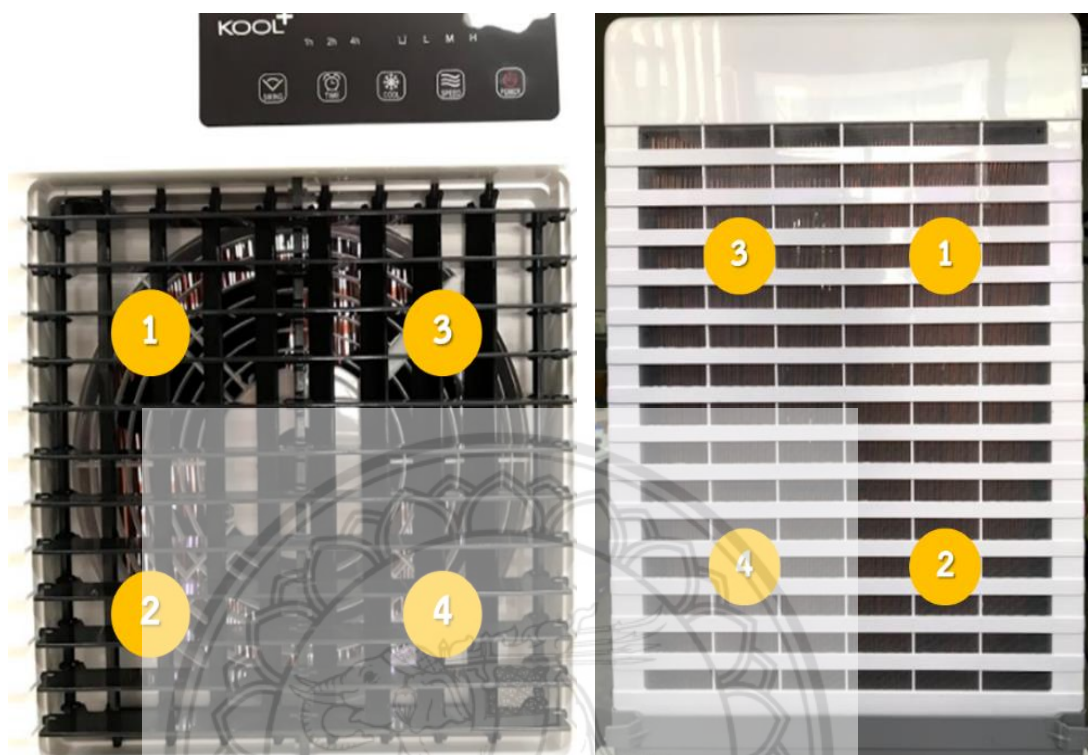
รูปที่ 3.12 แผนผังของการทดลองและอุปกรณ์ต่างๆ

3.5.1 ทำการติดตั้งชุดท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบจำนวน 2 ชุดท่อในพัดลมเย็น ดังแสดงในรูปที่ 3.12

3.5.2 เปิดอ่างน้ำเย็นให้เครื่องทำงาน โดยการปรับให้มีอุณหภูมิน้ำเย็น 6°C รออ่างน้ำเย็นมีอุณหภูมิน้ำคงที่ 15 นาที

3.5.3 เปิดปั้มน้ำปล่อยน้ำเข้าและออกระบบ น้ำเย็นจะไหลเวียนกันระหว่างถังเก็บในพัดลมเย็นและอ่างน้ำเย็น

3.5.4 เปิดเครื่องพัดลมเย็นปรับความเร็วของพัดลมไปที่ระดับความเร็วต่ำ บันทึกค่าอุณหภูมิน้ำเย็นที่ถังเก็บน้ำของพัดลมเย็นและวัดค่าอุณหภูมิอากาศขาเข้าและความชื้นสัมพัทธ์เข้าตามตำแหน่งในรูปที่ 3.13(b) และความเร็วอากาศขาออก อุณหภูมิอากาศขาออกและความชื้นสัมพัทธ์ออกตำแหน่งในรูปที่ 3.13(a)



(a) ด้านหน้าพัดลมเย็นสำหรับ
อากาศขาออก

(b) ด้านหลังพัดลมเย็นสำหรับ
ดูดอากาศขาเข้า

รูปที่ 3.13 ตำแหน่งของการวัดค่าตัวแปรต่างๆ ในแต่ละจุด

3.5.5 ทำการทดลองซ้ำ 3 ครั้ง จากนั้นทำการเปลี่ยนระดับความเร็วพัดลมเป็นระดับความเร็ว
กลางและสูง โดยทำซ้ำข้อ 3.5.4

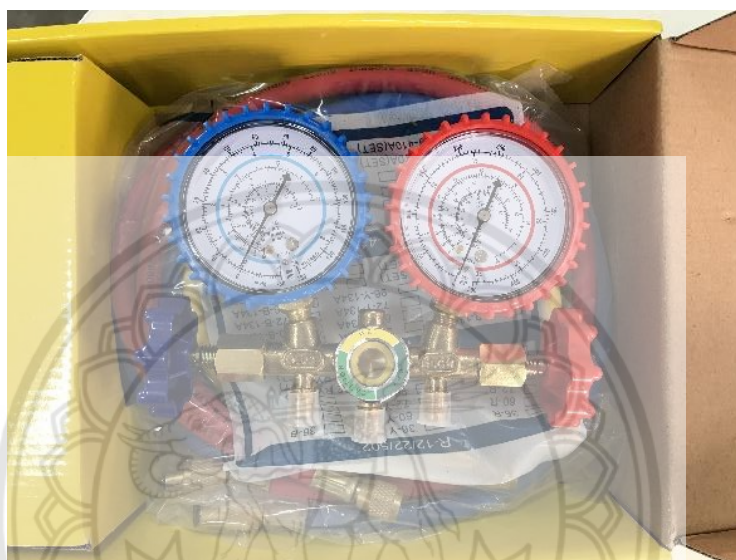
3.5.6 ทำการปรับเปลี่ยนค่าอุณหภูมิน้ำเย็นไปที่ 11°C , 16°C และ 21°C ตามลำดับ และ
ทำซ้ำในข้อ 3.5.2-3.5.5

3.5.7 จากนั้นเปลี่ยนชุดท่อความร้อนเป็น 4 ชุดท่อความร้อน ทำซ้ำในข้อ 3.5.2-3.5.6

3.5.10 นำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลการทำ
ความเย็นของพัดลมเย็น

3.6 อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

3.6.1 ชุดเติมสารทำงาน เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เติมสารทำงานเข้าสู่ท่อความร้อน ประกอบด้วยปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) และชุดเกจเติมสารทำงานยี่ห้อ LEXX รุ่น CT-536-R410 แสดงดังรูปที่ 3.14 และรูปที่ 3.15 ตามลำดับ



รูปที่ 3.14 ชุดเกจเติมสารทำงาน



รูปที่ 3.15 ปั๊มสุญญากาศ

3.6.2 เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัล ยี่ห้อ OHAUS รุ่น NAVIGATOR XL มีค่าความแม่นยำ 0.5 g ช่วงในการชั่งอยู่ที่ 0-5100 g แสดงดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 เครื่องชั่งดิจิทัล

3.6.3 เครื่องวัดความเร็วลม (Anemometer) ยี่ห้อ SMART SENSOR รุ่น AR825 มีค่าความแม่นยำ $\pm 3\%$ ช่วงในการวัด หน่วย m/s อยู่ในช่วง 0-45 m/s, หน่วย ft/s อยู่ในช่วง 0-8800 ft/s, หน่วย km/hr อยู่ในช่วง 0-140 km/hr, หน่วย Knots อยู่ในช่วง 0-88 Knots และหน่วย mph อยู่ในช่วง 0-100 mph แสดงดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 เครื่องวัดความเร็วลม

3.6.4 เครื่องวัดอุณหภูมิน้ำ ยี่ห้อ Hanna Instrument รุ่น HI-9040 มีค่าความแม่นยำ $\pm 0.4^{\circ}\text{C}$ หรือ $\pm 0.8^{\circ}\text{F}$ ช่วงในการวัด $-50.0-150.0^{\circ}\text{C}$ หรือ $-58.0-302.0^{\circ}\text{F}$ แสดงดังรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.18 เครื่องวัดอุณหภูมิน้ำ

3.6.5 เครื่องวัดความชื้นและอุณหภูมิอากาศ (Humidity/Temperature Meter) ยี่ห้อ Digicon รุ่น HT-775-232 อุณหภูมิมีค่าความแม่นยำ $\pm 0.8^{\circ}\text{C}$ หรือ $\pm 1.5^{\circ}\text{F}$ สำหรับความชื้นมีค่าความแม่นยำ $\geq 70\%RH \pm 1\%$ และ $< 70\%RH \pm 3\%$ มีช่วงในการวัดความชื้น $0-95\%RH$ ช่วงในการวัดอุณหภูมิ $0-50^{\circ}\text{C}$ หรืออุณหภูมิ $32-122^{\circ}\text{F}$ และช่วงในการวัดอุณหภูมิจุดเกิดน้ำค้าง (Dew Point) $-25.3-48.9^{\circ}\text{C}$ หรือ $-13.5-120.1^{\circ}\text{F}$ แสดงดังรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 เครื่องวัดความชื้นและอุณหภูมิ

3.6.6 ปั้มน้ำ (Pump) ยี่ห้อ SONIC รุ่น AP1200 มีขนาดกำลังไฟฟ้า 9 W แรงดันในการส่งน้ำ 0.65 m และจ่ายน้ำที่อัตราการไหล 600 L/hr แสดงดังรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.20 ปั้มน้ำ

3.6.6 สายยางซิลิโคน (Hose) ยี่ห้อ Dura จำนวน 2 เส้น มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 12 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 18 mm แสดงดังรูปที่ 3.21



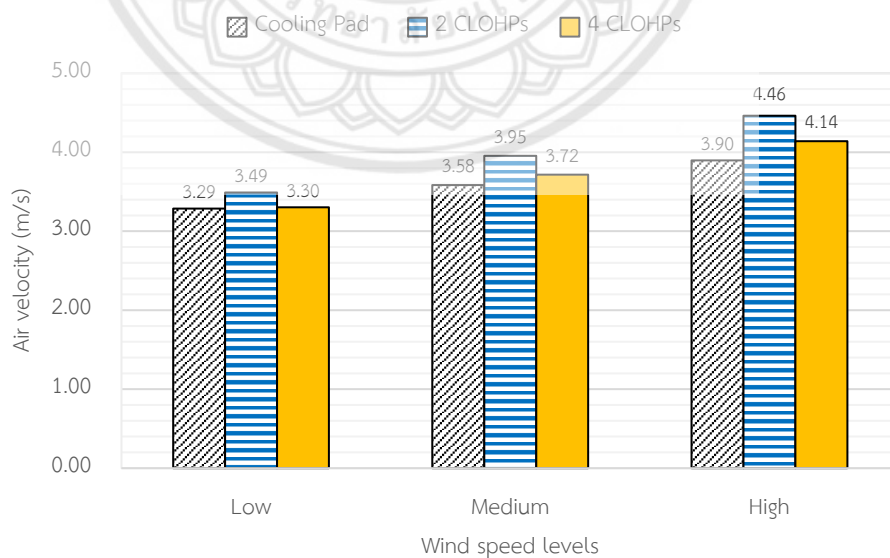
รูปที่ 3.21 สายยางซิลิโคน

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

การวิเคราะห์ผลการทดลองของพัดลมเย็นด้วยท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ประกอบไปด้วยผลกระทบของความเร็วลมต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็น ทำการปรับความเร็วของพัดลม 3 ระดับ ได้แก่ ระดับความเร็วต่ำ (Low) ระดับความเร็วกลาง (Medium) และระดับความเร็วสูง (High) ถัดไปทำการวิเคราะห์ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็น โดยการปรับอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ 6°C ถึง 21°C เพิ่มขึ้นครั้งละ 5°C โดยใช้แผงรังผึ้งและชุดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 2 และ 4 ชุด เพื่อวิเคราะห์เปรียบเทียบตัวแปรต่างๆ

4.1 ผลกระทบของความเร็วลมต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็น



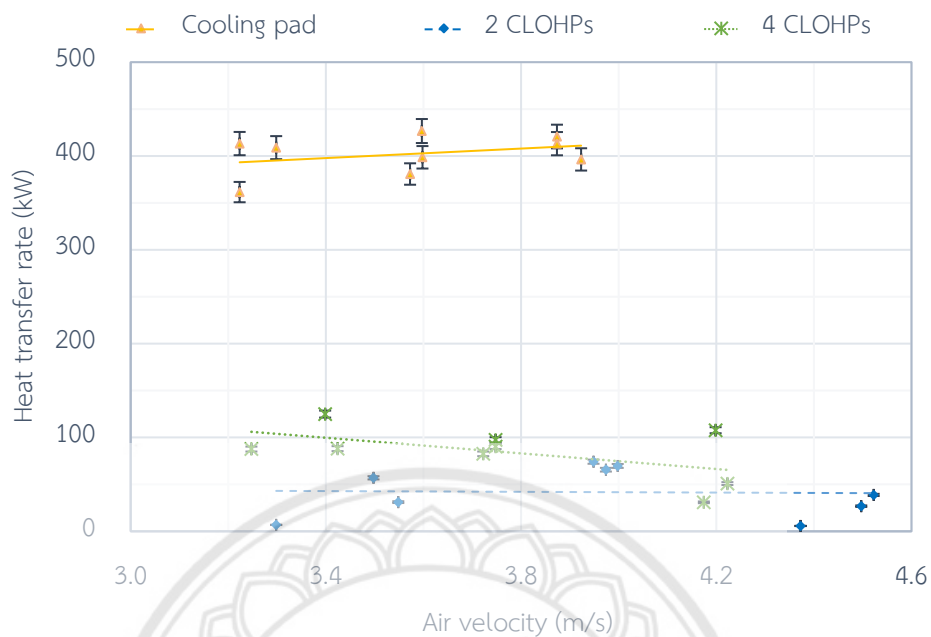
รูปที่ 4.1 ค่าความเร็วลมทางออกของพัดลมเย็นที่ระดับความเร็วพัดลมต่างๆ โดยการใช้แผงรังผึ้งและการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

เมื่อสังเกตค่าความเร็วที่วัดได้บริเวณด้านหน้าพัดลมในรูปที่ 4.1 โดยการปรับระดับความเร็วของพัดลม 3 ระดับคือ ต่ำ กลางและสูง ทำการเปรียบเทียบค่าความเร็วที่ได้จากการใช้แผงรังผึ้งและชุดท่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดต่อ ตามลำดับ การใช้แผงรังผึ้งและการใช้ 4 ชุดต่อความร้อนมีค่าความเร็วลมทางออกใกล้เคียงกันที่ระดับความเร็วพัดลมต่ำ มีค่าเท่ากับ 3.3 m/s เมื่อระดับความเร็วพัดลมเพิ่มขึ้นเป็นระดับกลางและระดับสูงการใช้แบบ 4 ชุดต่อความร้อนจะมีค่าความเร็วลมเพิ่มขึ้นอยู่ที่ 3.7 และ 4.1 m/s ตามลำดับ ซึ่งเป็นค่าที่มากกว่าการใช้แผงรังผึ้งที่มีค่าความเร็วลมอยู่ที่ 3.6 และ 3.9 m/s ตามลำดับ ส่วนในการใช้ท่อความร้อนแบบ 2 ชุดต่อ มีค่าความเร็วลมมากที่สุดอย่างเห็นได้ชัดในทุกระดับความเร็วพัดลมซึ่งมีค่าอยู่ที่ 3.5, 4.0 และ 4.5 m/s ตามลำดับ ดังนั้นการเลือกใช้จำนวนชุดท่อความร้อนหรือการใช้แผงรังผึ้งมีผลกับค่าความเร็วลมของอากาศ เนื่องจากการใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 ชุดต่อ จะเกิดช่องว่างในการไหลผ่านของอากาศมากกว่าการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดต่อและการใช้แผงรังผึ้ง ดังแสดงในรูปที่ 4.2 ทำให้การใช้แบบ 2 ชุดต่อความร้อนอากาศสามารถไหลผ่านได้สะดวกและรวดเร็วกว่าการใช้แบบ 4 ชุดต่อความร้อนและแผงรังผึ้งตามลำดับ ซึ่งจะสอดคล้องกับค่าความเร็วที่ได้ในรูปที่ 4.1

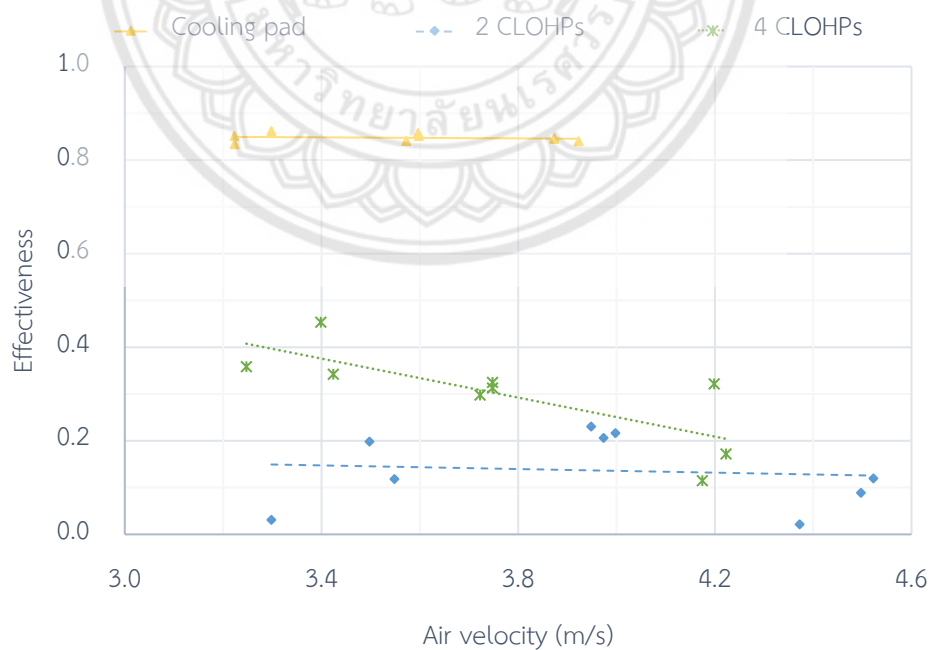


รูปที่ 4.2 ลักษณะของการจัดเรียงตัวแผงรังผึ้งและชุดท่อความร้อนในเครื่องพัดลมเย็น

เมื่อพิจารณาค่าความแม่นยำของเครื่องมือวัดในการทดลอง สำหรับเครื่องวัดค่าความเร็วอยู่ที่ $\pm 3\%$ และเครื่องวัดอุณหภูมิอากาศอยู่ที่ $\pm 0.8^{\circ}\text{C}$ ซึ่งจากการวิเคราะห์ค่าความผิดพลาด (Error analysis) ของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองจากสมการที่ 2.5 มีค่าสูงสุดไม่เกิน ± 13 kW นอกจากนี้ในการทดลองโดยการใช้แผงรังผึ้งในการทำ ความความเย็นของพัดลมเย็น อุณหภูมิต่ำสุดที่อ่างน้ำเย็นทำได้อยู่ที่ประมาณ 21°C เนื่องจากความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการใช้แผงรังผึ้งสูงกว่าการใช้ท่อความร้อนอย่างเห็นได้ชัด ดังนั้นสำหรับการเปรียบเทียบตัวแปรต่างๆ ระหว่างการใช้แผงรังผึ้งกับการใช้ท่อความร้อนนั้นจะทำการเปรียบเทียบที่อุณหภูมิอ่างน้ำเย็นประมาณ 21°C เท่านั้น



รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมทางออกของพัดลมเย็นและอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิน้ำเย็น 21°C ของพัดลมเย็นที่ใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ



รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมทางออกและประสิทธิภาพการทำงานเย็นที่อุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21°C ของพัดลมเย็นที่ใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

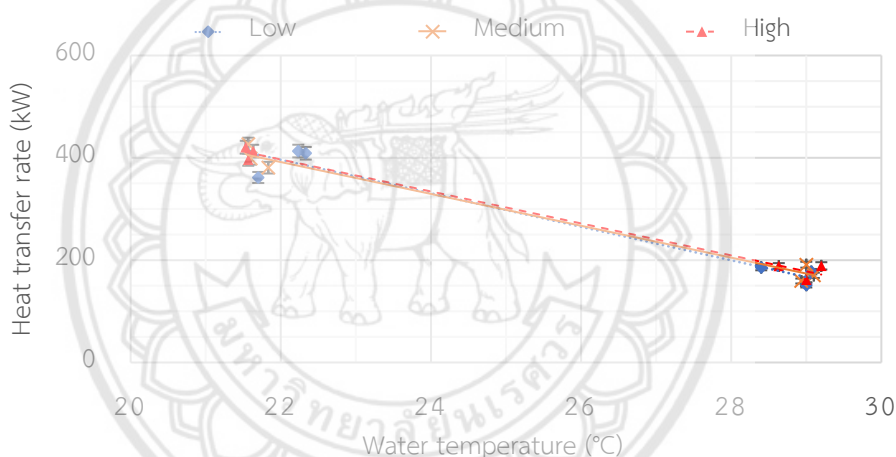
ในรูป 4.3 แสดงผลของความเร็วมต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อความร้อน ทำการทดสอบที่อุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21°C เมื่อเพิ่มค่าความเร็วม (อัตราการไหลของอากาศ) มีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย สำหรับการใช้แบบ 2 ชุดท่อความร้อน เมื่อทำการทดสอบที่ความเร็วม 3.5 m/s ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ 32 kW จากนั้นเมื่อเพิ่มค่าความเร็วมจนถึงค่า 4.5 m/s อัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ 24 kW ซึ่งผลของความเร็วมทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง ในส่วนของการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดท่อ เริ่มทดสอบที่ความเร็วม 3.3 m/s จะได้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ 100 kW เมื่อเพิ่มค่าความเร็วมแนวโน้มของอัตราการถ่ายเทความร้อนจะลดลง และที่ความเร็วมสูงสุด 4.2 m/s ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 63 kW สุดท้ายสำหรับการใช้แผงรังผึ้ง ที่ค่าความเร็วม 3.3 ถึง 3.9 m/s จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ 395 และ 410 kW ตามลำดับ ซึ่งโดยภาพรวมอัตราการถ่ายเทความร้อนของการใช้แผงรังผึ้งมีค่าสูงกว่าการใช้ท่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดท่อเห็นได้อย่างชัดเจน ดังนั้นผลของการเพิ่มค่าความเร็วมทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเปลี่ยนแปลงน้อยมากสำหรับการใช้แผงรังผึ้ง เมื่อคิดค่าความผิดพลาดของอัตราการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ $\pm 13\text{ kW}$ ส่วนการใช้ท่อความร้อนจะได้ว่า การเพิ่มความเร็วมจะมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง เนื่องจากลักษณะการจัดเรียงตัวของแผงรังผึ้งและท่อความร้อนที่มีจำนวนพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มากขึ้นแตกต่างกัน ซึ่งการใช้แบบรังผึ้งที่มีช่องว่างในการไหลผ่านของอากาศที่น้อยจะมีพื้นที่ผิวสัมผัสที่มากกว่า

นอกจากนี้เมื่อพิจารณาผลของความเร็วมที่มีต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็น โดยการใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อความร้อน ทำการทดสอบที่อุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21°C ดังแสดงในรูปที่ 4.4 กรณีการใช้แบบ 2 ชุดท่อความร้อน เมื่อเริ่มทดสอบเพิ่มความเร็วมจาก 3.5 เป็น 4.5 m/s แนวโน้มประสิทธิภาพการทำความเย็นมีค่าลดลง จาก 0.12 เปลี่ยนเป็น 0.10 และกรณีแผงรังผึ้งที่ค่าความเร็วมจาก 3.3 เป็น 3.9 m/s แนวโน้มประสิทธิภาพการทำความเย็นมีผลเปลี่ยนแปลงน้อยมากเช่นกันจาก 0.85 เปลี่ยนเป็น 0.84 ส่วนในกรณีการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดท่อความร้อนที่ค่าความเร็วม 3.3 m/s จะมีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นอยู่ที่ 0.38 จากนั้นเมื่อค่าความเร็วมเพิ่มขึ้นทำให้แนวโน้มนของประสิทธิภาพการทำความเย็นกลับลดลง จนเมื่อถึงค่าความเร็วม 4.2 m/s จะมีประสิทธิภาพการทำความเย็นอยู่ที่ 0.20 หากเปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำความเย็นของทั้ง 3 กรณี จะได้ว่าการใช้แผงรังผึ้งจะมีประสิทธิภาพการทำความเย็นที่สูงกว่าการใช้ท่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดท่อ อย่างเห็นได้ชัด

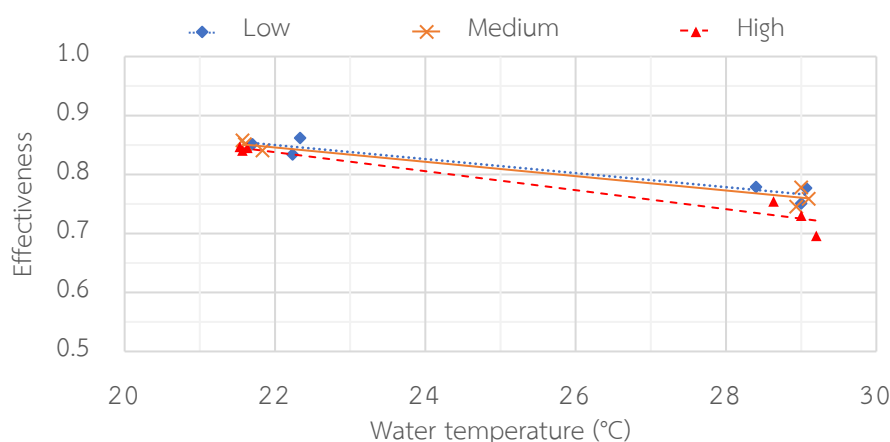
4.2 ผลกระทบของอุณหภูมิน้ำเย็นต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็น

4.2.1 การใช้แผงรังผึ้งสำหรับการทำความเย็น (Cooling pad)

สำหรับการเปรียบเทียบผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยการใช้แผงรังผึ้งในการทำความเย็นของพัดลมเย็น ที่ความเร็วพัดลมระดับต่ำ กลาง และระดับสูง ในช่วงของอุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21-29°C เนื่องจากข้อจำกัดของอ่างน้ำเย็นที่ได้กล่าวไปข้างต้น จึงทำให้ความสามารถของอ่างน้ำเย็นทำอุณหภูมิต่ำสุดได้ประมาณ 21°C โดยทำการทดสอบซ้ำ 3 ครั้ง เมื่อพิจารณาค่าความผิดพลาดของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองมีค่าสูงสุดไม่เกิน ± 13 kW



รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้แผงรังผึ้งในการทำความเย็นของพัดลมเย็น



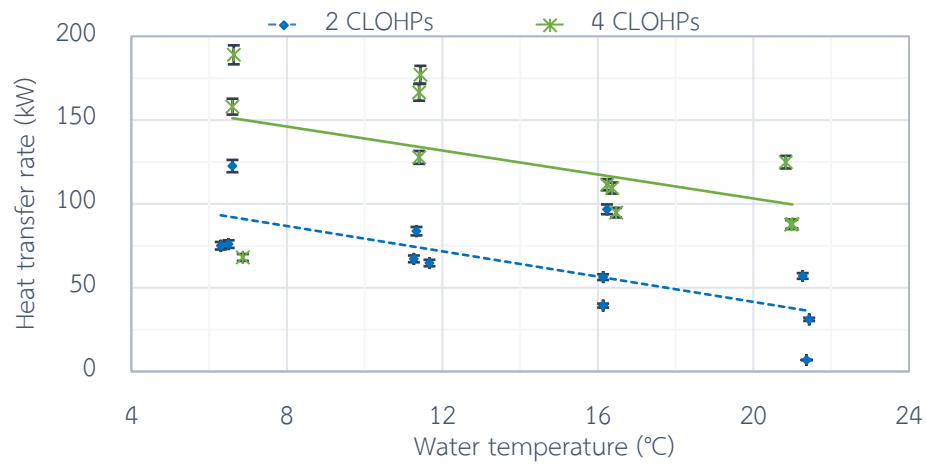
รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยการใช้แผงรังผึ้งในการทำความเย็นของพัดลมเย็น

ในรูปที่ 4.5 เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นมีค่าประมาณ 21°C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ระดับความเร็วพัดลมต่ำ กลางและสูง มีค่าอยู่ที่ 395, 402 และ 410 kW ตามลำดับ จากนั้นเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้นแนวโน้มอัตราการถ่ายเทความร้อนของความเร็วพัดลมทั้ง 3 ระดับมีค่าลดลง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มสูงขึ้นจนถึง 29°C อัตราการถ่ายเทความร้อนของความเร็วพัดลมทั้ง 3 ระดับลดลงเหลือเพียง 171, 174 และ 196 kW ตามลำดับ เมื่อพิจารณาที่ระดับความเร็วพัดลมต่างกันพบว่า ทั้ง 3 ระดับความเร็วพัดลมมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงกัน ดังนั้นผลของการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของการใช้แผงรังผึ้งมีค่าลดลง เนื่องจากการใช้แผงรังผึ้งจะอาศัยหลักการวิธีทางธรรมชาติโดยการระบายความร้อนด้วยการระเหยของน้ำ ซึ่งอากาศร้อนจะไหลสัมผัสกับอนุภาคน้ำเย็นที่แผงรังผึ้งเพื่อให้ น้ำดูดความร้อนจากอากาศ ดังนั้นเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้น ทำให้ความสามารถในการดูดความร้อนของน้ำจากอากาศลดลง การแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีค่าลดลงเช่นกัน และที่ระดับความเร็วพัดลมต่ำถึงระดับความเร็วพัดลมสูง ของการใช้แผงรังผึ้งมีความเร็วที่ได้อยู่ในช่วง 3.3 ถึง 3.9 m/s ซึ่งเป็นค่าที่ต่างกันไม่มาก จึงทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของทั้ง 3 ระดับความเร็วพัดลมมีค่าไม่ต่างกัน

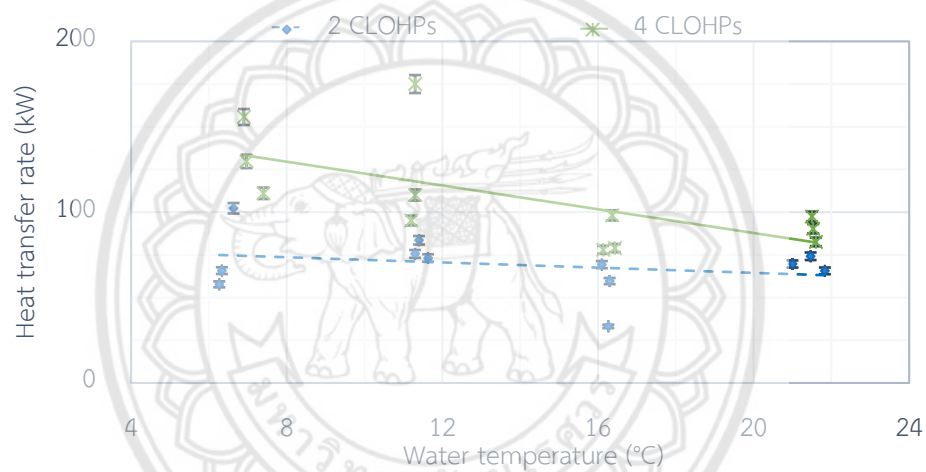
นอกจากนี้ประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็นที่ได้จากการใช้แผงรังผึ้งแสดงให้เห็นแนวโน้มนในทิศทางเดียวกันกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ในรูปที่ 4.6 แสดงผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่อประสิทธิภาพการทำความเย็น ที่ระดับความเร็วพัดลมทั้ง 3 ระดับ เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นมีค่าอยู่ที่ประมาณ 21°C ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ระดับความเร็วพัดลมต่ำ กลางและสูงมีค่าเท่ากับ 0.85, 0.85 และ 0.84 ตามลำดับ ซึ่งเป็นค่าที่ใกล้เคียงกันมาก จากนั้นเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้นแนวโน้มของประสิทธิภาพการทำความเย็นจะมีค่าลดลง โดยที่อุณหภูมิสูงสุดที่ 29°C จะมีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของทั้ง 3 ระดับความเร็วพัดลมอยู่ที่ 0.77, 0.76 และ 0.79 ตามลำดับ ดังนั้นผลของการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจะทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็นสำหรับการใช้แผงรังผึ้งมีค่าลดลง เนื่องด้วยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ลดลงจากที่กล่าวข้างต้น

4.2.2 การใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบสำหรับการทำความเย็น (CLOHP)

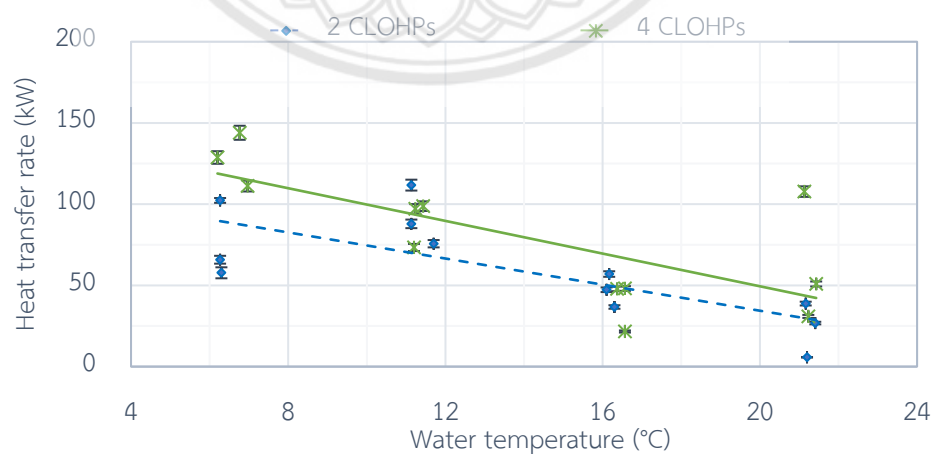
การทดสอบใช้ท่อความร้อนสำหรับการทำความเย็นของพัดลมเย็น โดยใช้จำนวนชุดท่อความร้อนแบบ 2 และ 4 ชุดท่อ เพื่อเปรียบเทียบผลของอุณหภูมิน้ำเย็นต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพการทำความเย็นของพัดลมเย็นที่ใช้ความเร็วพัดลมในระดับต่ำ กลางและระดับสูง ในช่วงของอุณหภูมิน้ำเย็น 6°C ถึง 21°C เพิ่มขึ้นครั้งละ 5°C โดยทำการทดสอบซ้ำ 3 ครั้ง เมื่อพิจารณาค่าความผิดพลาดของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลองมีค่าสูงสุดไม่เกิน ± 6 kW



(a) ระดับความเร็วพัฒนาต่ำ



(b) ระดับความเร็วพัฒนากลาง



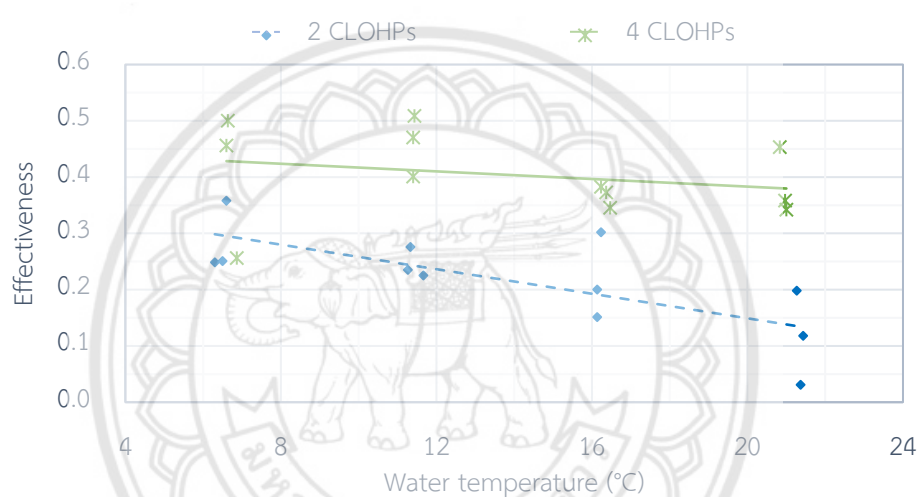
(c) ระดับความเร็วพัฒนาสูง

รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในการทำความเย็นของพัดลมเย็น

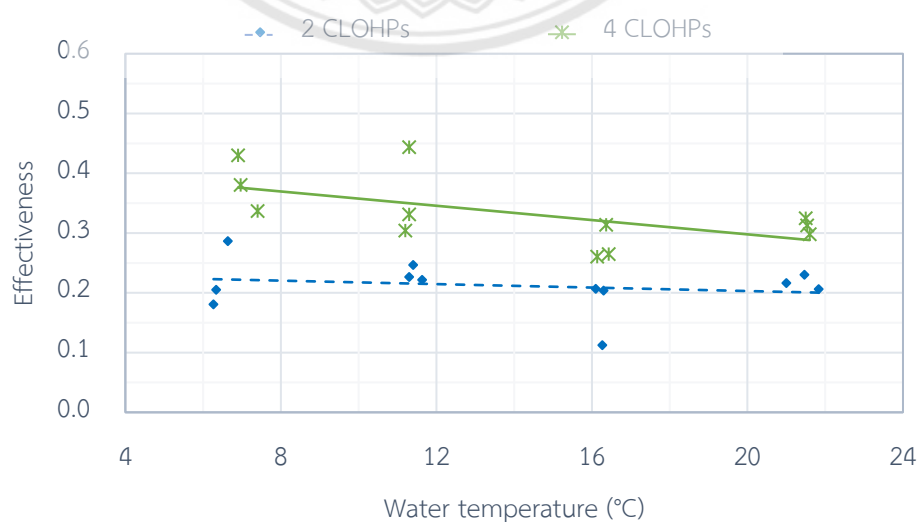
เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มสูงขึ้นมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนทั้ง 2 แบบมีแนวโน้มลดลง จากรูปที่ 4.7(a) พิจารณาที่ระดับความเร็วพัดลมต่ำ เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นมีค่าเท่ากับ 6°C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนแบบการใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อ มีค่าเท่ากับ 91 kW และ 138 kW ตามลำดับ จากนั้นการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง และที่อุณหภูมิน้ำเย็น 21°C อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อมียุ่อยู่ที่ 32 kW และ 100 kW ตามลำดับ และส่วนของรูปที่ 4.7(b) ความเร็วพัดลมระดับกลาง ที่อุณหภูมิน้ำเย็น 6°C ชุดท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อมียุ่อยู่ที่ 75 kW และ 132 kW ตามลำดับ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงและที่อุณหภูมิน้ำเย็นมีค่าเท่ากับ 21°C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ 2 และ 4 ชุดท่อความร้อนลดลงเหลือ 70 kW และ 90 kW ตามลำดับ สุดท้ายสำหรับรูปที่ 4.7(c) พิจารณาในระดับความเร็วพัดลมสูง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นอยู่ที่ 6°C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการใช้ 2 ชุดท่อความร้อนมีค่าเท่ากับ 75 kW และการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดท่อมียุ่อยู่ที่ 128 kW จากนั้นเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้นอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงเช่นเดียวกันกับที่ระดับความเร็วลมต่ำและกลาง เมื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจนถึง 21°C ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการใช้ 2 และ 4 ชุดท่อความร้อนมีค่าลดลงอยู่ที่ 24 kW และ 63 kW ตามลำดับ ดังนั้นการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำเย็นมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ท่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดท่อลดลง เนื่องจากการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะเป็นการรับความร้อนจากอากาศเข้าที่ส่วนระเหยเพื่อส่งถ่ายความร้อนไปยังน้ำเย็นที่ส่วนควบแน่น ซึ่งต้องอาศัยผลต่างของอุณหภูมิระหว่างอากาศร้อนและน้ำเย็น ดังนั้นเมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้นจะทำให้ผลต่างอุณหภูมิลดลง การส่งถ่ายความร้อนหรือการแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีค่าลดลง

นอกจากนี้ผลกระทบของการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นของการใช้ท่อความร้อนแบบ 2 และ 4 ชุดท่อมียุ่ที่แนวโน้มลดลง จากรูปที่ 4.8(a) พิจารณาในระดับความเร็วพัดลมต่ำ ที่อุณหภูมิน้ำเย็นเป็น 6°C ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของ 2 และ 4 ชุดท่อความร้อนมีค่าเท่ากับ 0.29 และ 0.40 ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้นเป็น 21°C ประสิทธิภาพการทำความเย็นของชุดท่อความร้อนทั้ง 2 แบบ ลดลงเท่ากับ 0.12 และ 0.38 ตามลำดับ เช่นเดียวกันในรูปที่ 5(b) พิจารณาความเร็วพัดลมระดับกลางที่อุณหภูมิน้ำเย็น 6°C ประสิทธิภาพการทำความเย็นของการใช้ชุดท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อมียุ่ที่ 0.23 และ 0.38 ตามลำดับ จากนั้นการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นประสิทธิภาพการทำความเย็นมีค่าลดลง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มเป็น 21°C ประสิทธิภาพการทำความเย็นของชุดท่อความร้อนทั้ง 2 แบบ มีค่าอยู่ที่ 0.22 และ 0.31 ตามลำดับ และรูปที่ 5(c) พิจารณาความเร็วพัดลมระดับสูง ที่อุณหภูมิน้ำเย็นมีค่าเท่ากับ 6°C ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของ 2 ชุดท่อความร้อนเท่ากับ 0.11 และการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดท่อมียุ่ที่ 0.34

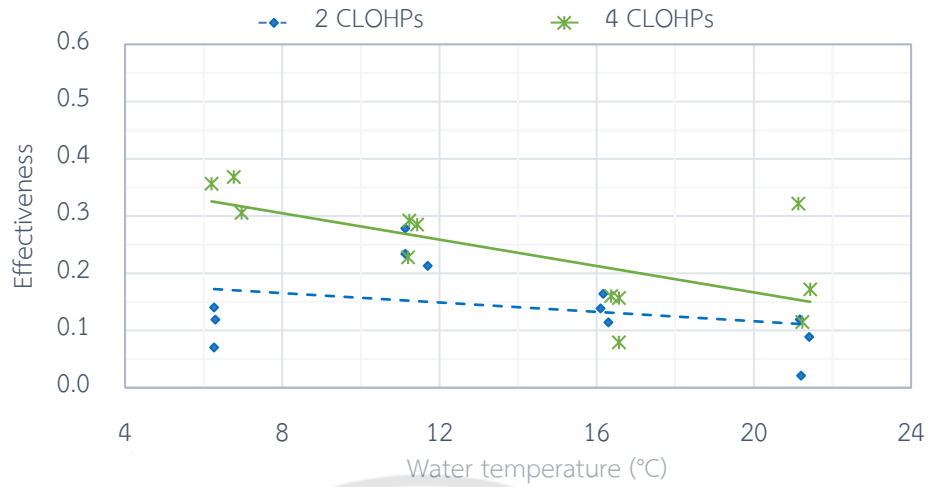
จากนั้นเมื่อเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นจะทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นมีแนวโน้มลดลง เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มขึ้นเป็น 21°C ประสิทธิภาพการทำความเย็นของชุดท่อความร้อนทั้ง 2 แบบมีค่าลดลงอยู่ที่ 0.10 และ 0.20 ตามลำดับ โดยที่การใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดท่อจะมีประสิทธิภาพการทำความเย็นที่สูงกว่าการใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 ชุดท่อในทุกระดับความเร็วพัดลมและทุกอุณหภูมิน้ำเย็น เนื่องจากผลของพื้นที่ผิวสัมผัสในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้กล่าวในหัวข้อ 4.1 และผลของการเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นลดลง ซึ่งเป็นแนวโน้มในทางเดียวกันกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของการใช้ท่อความร้อนที่ได้กล่าวไปก่อนหน้านี้



(a) ระดับความเร็วพัดลมต่ำ



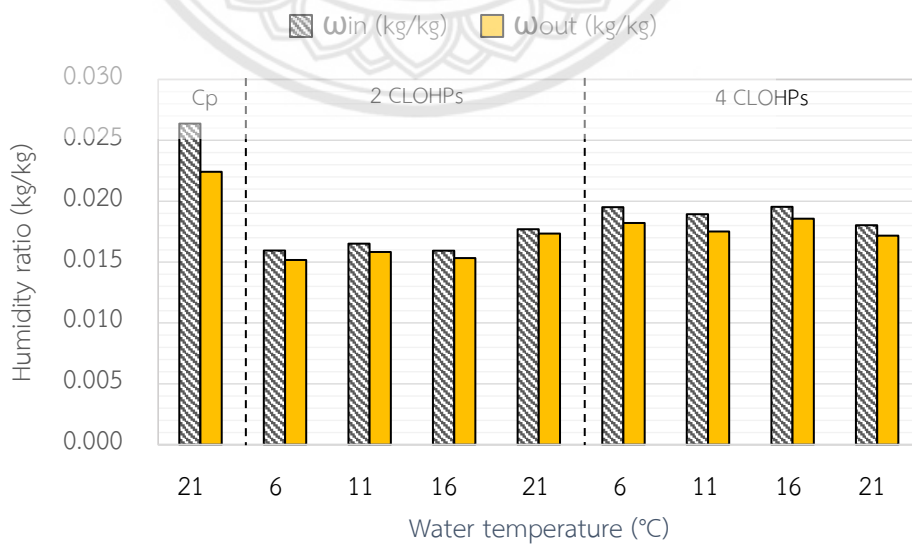
(b) ระดับความเร็วพัดลมกลาง



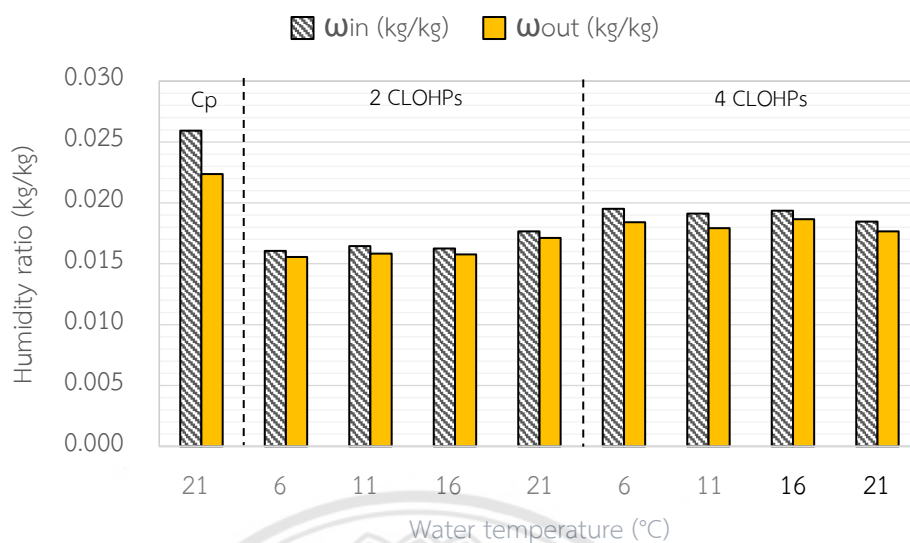
(c) ระดับความเร็วพัดลมสูง

รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำเย็นและประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยการใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในการทำความเย็นของพัดลมเย็น

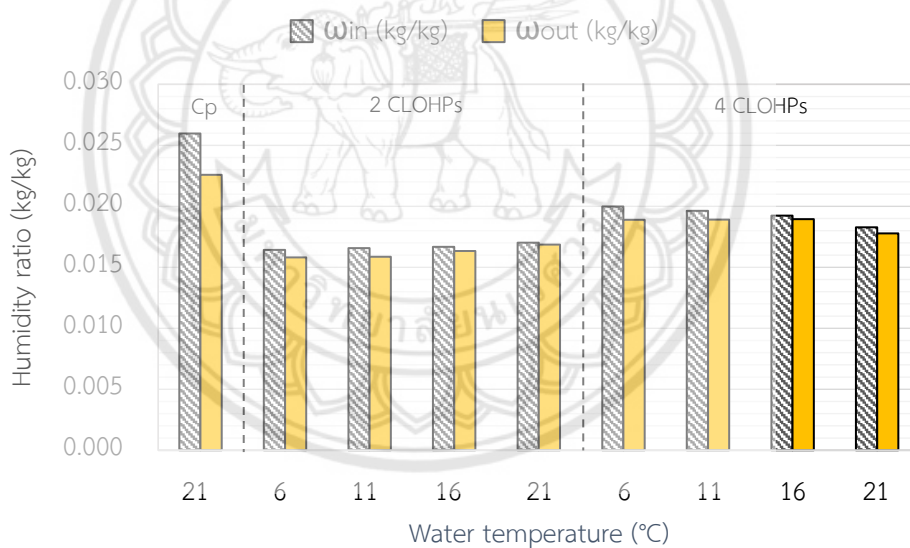
4.3 การเปรียบเทียบค่าความชื้นในอากาศ สำหรับกรณีการใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบของพัดลมเย็น



(a) ระดับความเร็วพัดลมต่ำ



(b) ระดับความเร็วพัดลมกลาง



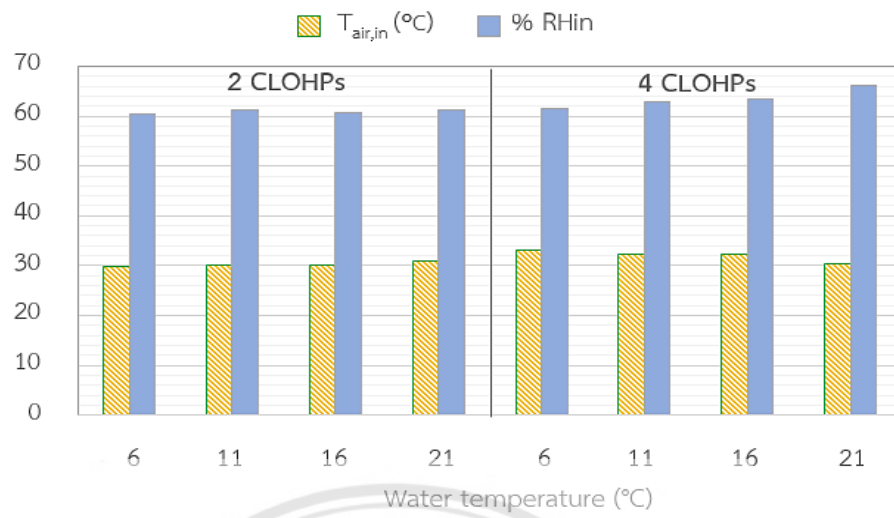
(c) ระดับความเร็วพัดลมสูง

รูปที่ 4.9 เปรียบเทียบค่าอัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้าและขาออกของพัดลมเย็น ที่อุณหภูมิน้ำเย็นต่างๆ สำหรับกรณีการใช้แผงรังผึ้งและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

การใช้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 2 และ 4 ชุดท่อสำหรับการทำความเย็นของพัดลมเย็น ที่อุณหภูมิน้ำเย็นทดสอบต่างๆ เริ่มที่ 6 °C ถึง 21 °C และสำหรับการใช้แผงรังผึ้งที่อุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21 °C (เนื่องจากข้อจำกัดของอ่างน้ำเย็น) ในระดับความเร็วพัดลมต่ำ กลางและระดับสูง

โดยทำการทดลองซ้ำ 3 ครั้ง ซึ่งจะมีค่าอัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้าที่สูงกว่าอัตราส่วนความชื้นขาออกของพัดลมเย็นดังรูปที่ 4.9 จะเห็นได้ว่าอัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้ามีค่าสูงกว่าอัตราส่วนความชื้นขาออกทุกระดับความเร็วพัดลมและทุกอุณหภูมิน้ำเย็นในการทดสอบ ในรูปที่ 4.9(a) ที่ระดับความเร็วพัดลมต่ำ กรณีการใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 ชุดต่อความร้อนที่อุณหภูมิน้ำเย็นที่ 6°C ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ลดลงอยู่ที่ 4.9% เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 21°C ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ลดลงอยู่ที่ 2.0% และ กรณี 4 ชุดต่อความร้อนที่อุณหภูมิน้ำเย็นที่ 6°C ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ลดลงอยู่ที่ 6.6% เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 21°C ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ลดลงอยู่ที่ 4.8% ในรูป 4.9(b) ที่ระดับความเร็วพัดลมปานกลาง การใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดต่อที่อุณหภูมิน้ำเย็นที่ 6°C อัตราส่วนความชื้นมีค่าลดลง 3.1% และ 5.8% ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิน้ำเย็นเพิ่มเป็น 21°C อัตราส่วนความชื้นมีค่าลดลงอยู่ที่ 3.0% และ 4.4% ตามลำดับ และในรูป 4.9(c) ระดับความเร็วพัดลมสูง การใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 และ 4 ชุดต่อที่อุณหภูมิน้ำเย็น 6°C อัตราส่วนความชื้นลดลงอยู่ที่ 3.8% และ 5.4% ตามลำดับ จากนั้นเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 21°C ค่าอัตราส่วนความชื้นที่ลดลงมีค่าอยู่ที่ 1.0% และ 2.8% ตามลำดับ ส่วนกรณีการใช้แผงรังผึ้งที่อุณหภูมิน้ำเย็นประมาณ 21°C จะเห็นได้ว่าในรูปที่ 4.9(a) - (c) ที่ระดับความเร็วของพัดลมในระดับต่ำถึงสูง อัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้ามีค่าสูงกว่าขาออกทุกระดับความเร็วพัดลม มีค่าอยู่ที่ 15.0%, 13.8% และ 13.0% ตามลำดับ กรณีของแผงรังผึ้งการที่ค่าอัตราส่วนความชื้นขาเข้ามีค่าสูงกว่าขาออกนั้น เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ก่อนเข้าพัดลมจะมีค่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างอยู่ที่ประมาณ 26°C เมื่ออากาศไหลผ่านแผงรังผึ้งที่มีน้ำเย็นอุณหภูมิที่ 21°C ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างทำให้อากาศบางส่วนอาจเกิดการควบแน่นที่แผงรังผึ้งได้ ปริมาณไอน้ำในอากาศขาออกจากพัดลมจึงมีค่าลดลง

นอกจากนี้หากเปรียบเทียบที่อุณหภูมิเดียวกันระหว่างการใช้ 2 และ 4 ชุดต่อความร้อน จะเห็นได้ว่าที่การใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดต่อจะมีค่าอัตราส่วนความชื้นในอากาศทั้งเข้าและออกที่สูงกว่าการใช้ท่อความร้อนจำนวน 2 ชุดต่อ เนื่องจากในการทดสอบการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดต่อนั้นทำการทดลองในช่วงวันเวลาที่สภาพอากาศที่แตกต่างกับการทดสอบการใช้ท่อจำนวน 2 ชุดต่อ ซึ่งจะสังเกตได้จากรูปที่ 4.10 ช่วงอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้าของการทดสอบโดยการใช้ 4 ชุดต่อความร้อน มีสภาพอากาศโดยประมาณอยู่ที่ 31-33°C และ 61-66%RH ซึ่งจะมีค่าสูงกว่าในการทดสอบการใช้ 2 ชุดต่อความร้อนในช่วงอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้าอยู่ที่ 30-31°C และ 60-61%RH ทำให้อัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้าของการใช้ท่อความร้อนจำนวน 4 ชุดต่อสูงกว่าท่อความร้อนจำนวน 2 ชุดต่อ



รูปที่ 4.10 อุณหภูมิอากาศเข้าและความชื้นสัมพัทธ์เข้าของการทดสอบโดยใช้ท่อความร้อนแบบส่นวงรอบของพัดลมเย็น



บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองพัฒนาผลิตภัณฑ์พร้อมต่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ เพื่อศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะการทำความเย็นของพัดลมเย็น ซึ่งจะสามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

5.1.1 การเพิ่มความเร็วลม (อัตราการไหลอากาศ) จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีผลเปลี่ยนแปลงน้อยมากสำหรับกรณีการใช้แผงรังผึ้ง ส่วนการใช้ต่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดต่อ จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงเมื่อทำการเพิ่มความเร็วมอเตอร์ ซึ่งลักษณะการจัดเรียงตัวของแผงรังผึ้งและต่อความร้อนจะมีจำนวนพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกัน

5.1.2 การเพิ่มอุณหภูมิน้ำเย็นสำหรับกรณีการใช้ชุดต่อความร้อน จะทำให้ผลต่างอุณหภูมิระหว่างอากาศร้อนและน้ำเย็นลดลง การส่งถ่ายความร้อนหรือการแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีค่าลดลง ดังนั้น การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำเย็นมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ต่อความร้อนทั้ง 2 และ 4 ชุดต่อมีค่าลดลง ซึ่งประสิทธิผลการทำความเย็นของพัดลมเย็นสำหรับการใช้ชุดต่อความร้อนให้แนวโน้มในทางเดียวกันกับในทางเดียวกันกับอัตราการถ่ายเทความร้อน

5.1.3 การเพิ่มจำนวนชุดต่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็น 4 ชุดต่อ จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิผลการทำความเย็นของพัดลมเย็นมีค่าสูงกว่า 2 ชุดต่อความร้อนทุกระดับความเร็วพัดลมและอุณหภูมิน้ำเย็น

5.1.4 อัตราส่วนความชื้นในอากาศขาออกของการใช้ต่อความร้อนจะมีค่าลดลงเล็กน้อย ซึ่งมีค่าลดลงสูงสุด 6.6% ของอัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้า และสำหรับแผงรังผึ้งมีค่าลดลงสูงสุดถึง 15.0% ของอัตราส่วนความชื้นในอากาศขาเข้า

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 จากการทดลองเปรียบเทียบตัวแปรต่างๆ ของพัดลมเย็น จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้าในช่วงเวลาของการทดลองจะมีค่าแตกต่างกันขึ้นอยู่กับสภาพอากาศในช่วงเวลานั้น ซึ่งไม่สามารถควบคุมให้คงที่ได้ ดังนั้นเพื่อให้ได้ผลการทดลองที่ดีมากยิ่งขึ้น จึงควรมีการควบคุมอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้า

5.2.2 ควรมีเครื่องมือสำหรับการวัดอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมพัทธ์ขาเข้าและขาออกที่เหมาะสมกับการทดลอง เช่น การใช้เทอร์โมคัปเปิลติดที่ตำแหน่งวัดค่าอุณหภูมิอากาศ เพื่อให้ได้ค่าที่แม่นยำมากขึ้นและตำแหน่งการวัดที่เท่าๆ กันตลอดการทดลอง



บรรณานุกรม

- Aemarine. (2012, January 27). **Refrigeration System**. Retrieved January 2020, 28, from <http://refrigerations.blogspot.com/2012/01/vapor-compression-system.html>
- A. Siricharoenpanich, et al. (2019). Thermal management system of CPU cooling with a novel short heat pipe cooling system. **Energy and building**, (197), 100545.
- C. Wannagosit, (2010). **Computational Study of Hybrid Water Heater with Evacuated Glass Tube Solar Collector and Rice Husk Combustion**. Master thesis, M.S., Naresuan University, Phitsanulok.
- H. Yang, et al. (2019). Experimental study on a pulsating heat pipe heat exchanger for energy saving in air-conditioning system in summer. **Energy and building**, (197), 1–6.
- Ingreen. (2018, April 4). **Principle of Evaporative Cooling**. Retrieved January 27, 2020, from <https://ingreen.co.th>
- J.K. Calautit, et al. (2020). Numerical and experimental investigation of the indoor air quality and thermal comfort performance of a low energy cooling windcatcher with heat pipes and extended surfaces. **Renewable energy**, (145), 744-756.
- Ninnart Rachapradit (Narrator). (December 23, 2019). **The psychrometric chart**. Phitsanulok: Mechanical Engineering, Naresuan University.
- Own Lee. (2020, January 28). **How evaporative cooling works**. Retrieved March 2017, 16, from <https://www.walmart.com/blog/3799/cooling-fan>
- P. Charoensawan, et al. (2003). Closed loop pulsating heat pipes Part A: parametric experimental investigations. **Appl. Therm. Eng**, (23), 2009–2020.
- P. Charoensawan and P. Terdtoon. (2008). Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes. **Appl. Therm. Eng**, (28), 460-466.
- Piyanun Charoensawan. (2012). **Heat pipe technologies**. Phitsanulok: Focus Printing.

บรรณานุกรม (ต่อ)

- S. Boothaisong, et al. **Three-dimensional transient mathematical model to predict the heat transfer rate of a heat pipe.** Retrieved February, 2015, from https://www.researchgate.net/figure/Schematic-diagram-of-the-heat-pipe-with-the-coordinate-system_fig1_2769341 32
- Yunus, Boles, & Cengel, M. (2010). **Thermodynamics: An Engineering Approach, 7th Edition: Air-conditioning processes.** McGraw-Hill: Higher Education.

