

การทดลองเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย
แบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก



วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2566

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON PERFORMANCE OF
A SUB-WET BULB TEMPERATURE EVAPORATIVE COOLING SYSTEM

KONGNATEE WATTANANUSIT



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of
Master of Engineering in Mechanical and Process System Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2023

การทดลองเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย
แบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักศึกษานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ศ. ดร.ธนากร วงศ์วัฒนาเสถียร)

ประธานกรรมการ



(ผศ. ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร.กระวี ตรีอำรรค)

กรรมการ



(ผศ. ดร.พรรษา ลิบลับ)

กรรมการ



(รศ. ดร.ยุพาพร รักสกุลวัฒน์)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ



(รศ. ดร.พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ก้องนที วัฒนานุสสิทธิ : การทดลองเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก (An experimental investigation on performance of a sub-wet bulb temperature evaporative cooling system)

อาจารย์ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข, 141 หน้า

คำสำคัญ: ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก/การถ่ายเทความร้อนและมวล/กลยุทธการควบคุมปั๊ม/ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด/การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบ HVAC

การศึกษานี้นำเสนอระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling system, STEC) ซึ่งถูกออกแบบเพื่อส่งเสริมระบบปรับอากาศแบบอัดไอ โดยสามารถผลิตอากาศเย็นและไม่เพิ่มความชื้นให้แก่อากาศ ซึ่งส่งผลให้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้ งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาต้นแบบ STEC และศึกษาผลกระทบของตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC การประเมินผลการทดสอบมีจุดมุ่งหมายเพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับการลดอุณหภูมิและประเมินการประหยัดพลังงานเมื่อเทียบกับการใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ โดยได้ทดสอบการ 5 ชนิด ผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่า กาว Draga เป็นตัวเลือกที่คุ้มค่าที่สุดสำหรับติดผ้าเข้ากับแผ่นอลูมิเนียม เนื่องจากมีต้นทุนต่ำ มีการแพร่ของน้ำที่เพียงพอและยึดเกาะอลูมิเนียมได้ดี working air ratio ที่เหมาะสมในการทำงานมีค่าเท่ากับ 0.37 โดยสามารถลดอุณหภูมิกอากาศได้เพิ่มขึ้น 65% ในส่วนการศึกษาระยะเวลาจ่ายน้ำสู่ช่องเปียก พบว่า สามารถลดอุณหภูมิกอากาศได้เพิ่ม 53% และลดค่าไฟของ STEC ได้ 38% ซึ่งเวลาที่เหมาะสมคือ เปิดปั๊ม 2 นาที และหยุดพัก 60 นาที โดยใช้น้ำอุณหภูมิห้องเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพ ในการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกอากาศแวดล้อมจาก 23 เป็น 34.5 °C ทำให้ได้สมรรถนะของการลดอุณหภูมิกอากาศ อัตราการถ่ายเทความร้อน และ COP เพิ่มขึ้น 5.7, 5.6 และ 6.5 เท่า ตามลำดับ นอกจากนี้ เมื่อนำเครื่องต้นแบบ STEC ไปใช้งานร่วมกับห้องปรับอากาศ พบว่า ระบบดังกล่าวลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้สูงสุด 9.95% และผลการประเมินความคุ้มค่าเศรษฐศาสตร์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) มีค่าเท่ากับ 11,441.30 บาท อัตราผลตอบแทนภายใน (IRR) มีค่าเท่ากับ 9.4% และมีระยะเวลาคืนทุน (Payback period) เท่ากับ 7 ปี 2 เดือน

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2566

ลายมือชื่อนักศึกษา..... ก้องนที

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา..... อาทิตย์

KONGNATEE WATTANANUSIT : AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON
PERFORMANCE OF A SUB-WET BULB TEMPERATURE EVAPORATIVE COOLING
SYSTEM.

THESIS ADVISOR : ASST. PROF. ATIT KOONSRIK, Ph.D., 141 PP.

Keyword: Sub-wet Bulb Temperature Evaporative Cooling/ Heat and Mass Transfer/
Pump Cycle Control Strategies/ Hybrid Air Conditioning Systems/ Economic Evaluation
of HVAC Technologies

This study introduces an innovative Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling system (STEC), designed to augment air conditioning units by producing cool air without additional moisture, thereby reducing electricity consumption in traditional vapor compression (VC) systems. The research aimed to develop a STEC prototype and explore the effects of various operational variables on its performance. Experimental evaluations focused on the optimal conditions for temperature reduction and energy efficiency in comparison to conventional VC systems. Among five adhesives tested, Draga adhesive emerged as the most cost-efficient option for bonding fabric to aluminum, due to its low cost, adequate water diffusion, and sufficient adhesion quality. Optimal operation was achieved with a working air ratio of 0.37, enhancing the system's temperature drop capability by 65%. The water supply to the wet channel for specific durations can improve the temperature reduction capacity by 53% and reduce electricity consumption by 38%, so the recommended time for running the pump is 2 minutes, followed by a 60-minute pause and utilizing room-temperature water to enhance efficiency of system. A significant performance improvement was observed with ambient air temperatures ranging from 23 to 34.5 °C, resulting in increases in temperature drop, heat transfer rate, and Coefficient of Performance (COP) by 5.7, 5.6, and 6.5, respectively. When integrated with VC systems, STEC demonstrated a potential energy consumption reduction of up to 9.95%. Economic analysis revealed a Net Present Value of 11,441.30 Baht, an Internal Rate of Return of 9.4%, and a payback period of 7 years and 2 months, underscoring the system's economic viability.

School of Mechanical Engineering

Academic year 2023

Student's Signature.....ทศพร

Advisor's Signature.....อ. ทัศนวิ

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี จากความเมตตาของบุคคลดังต่อไปนี้ ที่ให้ความกรุณาให้คำปรึกษาคำแนะนำ ทั้งในด้านวิชาการและการดำเนินการวิจัย

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือ ให้คำปรึกษาคำแนะนำ การปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่อง ตลอดจนการอบรมสั่งสอนด้วยความเอาใจใส่อย่างดียิ่ง ผู้วิจัยตระหนักถึงความตั้งใจจริง ความทุ่มเทของอาจารย์ และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ประกอบด้วย ศาสตราจารย์ ดร.ธนากร วงศ์วัฒนา เสถียร (ประธานกรรมการ) ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พรรษา ลิบลับ (กรรมการ) ที่ได้ตรวจทาน แก้ไข ชี้แนะ และให้คำแนะนำอันเป็นประโยชน์ต่อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณเจ้าหน้าที่ศูนย์เครื่องมือวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีอาคารเครื่องมือ 1 ที่ช่วยให้คำแนะนำ ตลอดจนอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือ สถานที่สำหรับการสร้างแกนทำความเย็น

ขอขอบคุณบัณฑิตศึกษาในกลุ่มวิจัยของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อาทิตย์ คุณศรีสุข และกลุ่มวิจัยของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.กระวี ตรีอำนรรค ที่ช่วยผู้วิจัยสร้างเครื่องทดสอบและติดตั้งอุปกรณ์ ทำให้การดำเนินการเป็นไปได้อย่างราบรื่น

สุดท้ายนี้ ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา และสมาชิกในครอบครัวทุกท่าน ที่คอยเป็นกำลังใจมาโดยตลอด และเป็นแรงผลักดันที่สำคัญให้แก่ผู้วิจัย จนทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ก้องนที วัฒนานุสิทธิ์

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย)	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ)	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ซ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย	5
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	5
1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ	5
2 ปรัชญารวบรวมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	6
2.1 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย (Evaporative Cooling)	6
2.1.1 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยตรง (Direct Evaporative Cooling, DEC)	6
2.1.2 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC)	7
2.1.3 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิ กระเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC)	8
2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มศักยภาพในการลดอุณหภูมิของ เครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย	10
2.2.1 ลักษณะการไหลของอากาศภายในแกนทำความเย็น	11

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.2.2	ระบบจ่ายน้ำ	15
2.2.3	วัสดุสร้างแกนทำความเย็น	17
2.2.4	วัสดุดูดซับน้ำในช่องเปียกของแกนทำความเย็น	19
2.2.5	ระยะห่างระหว่างช่องแห้งและช่องเปียก	21
2.3	การประยุกต์ใช้ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ	22
3	วิธีดำเนินการวิจัย	29
3.1	การเลือกวัสดุและสร้างเครื่องต้นแบบ STEC	29
3.1.1	การเลือกวัสดุใช้สร้างแกนทำความเย็น	31
3.1.2	การเลือกใช้ผ้า	31
3.1.3	การเลือกใช้วัสดุประสาน	32
3.1.3.1	การทดสอบเพื่อหาอัตราการแพร่ของน้ำ	34
3.1.3.2	การทดสอบเพื่อหาการระเหยของน้ำ	35
3.1.4	การขึ้นรูปและการประกอบ	38
3.2	การออกแบบอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล	45
3.3	วิธีดำเนินการทดสอบ	52
3.3.1	การทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC... ..	52
3.3.2	การทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา	55
3.4	สมการที่เกี่ยวข้องและความไม่แน่นอนของการวัด	57
3.4.1	สมการที่ใช้ประเมินสมรรถนะ	57
3.4.2	ความไม่แน่นอนของการวัดและการคำนวณ	61
3.4.3	การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์	61
4	ผลการดำเนินการวิจัย	63
4.1	ผลการทดสอบวัสดุประสาน (กาว)	63
4.1.1	อัตราการแพร่ของน้ำ (diffusion rate)	63
4.1.2	การระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ (evaporation)	66

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.2	ผลการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC.....	68
4.2.1	อิทธิพลของอัตราส่วนการแบ่งอากาศเข้าสู่ช่องเปียกที่เหมาะสม	68
4.2.2	อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำ	70
4.2.3	อิทธิพลของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อม.....	72
4.2.4	อิทธิพลของอัตราการไหลอากาศจ่าย	73
4.2.5	อิทธิพลของการควบคุมปั๊ม.....	74
4.3	ผลการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศ แบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา.....	78
4.3.1	อุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อม 40 – 45 °C	79
4.3.2	อุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อม 32 – 38 °C	85
4.3.3	การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์	88
4.4	การอภิปรายผลและข้อจำกัดของการวิจัย	91
5	สรุปผลการวิจัย	93
5.1	สรุปผลการวิจัย.....	93
5.1.1	ผลการทดสอบวัสดุประสาน (กาว)	93
5.1.2	ผลการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะ ของเครื่องต้นแบบ STEC	93
5.1.3	ผลการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศ แบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา	94
5.2	ข้อเสนอแนะ	94
	รายการอ้างอิง	95
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. รายละเอียดของอุปกรณ์ โปรแกรมควบคุมการทำงานของอุปกรณ์	101
	ภาคผนวก ข. การสอบเทียบเครื่องมือวัดและผลทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อ การลดอุณหภูมิของเครื่องต้นแบบเพิ่มเติม	128
	ภาคผนวก ค. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	136
	ประวัติผู้เขียน	141

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 ผลการทดลองภายใต้สภาพอากาศที่หลากหลาย.....	3
2.1 ผลการจำลองแกนทำความเย็นทั้งสองแบบ	12
2.2 ผลการจำลองแกนทำความเย็นแบบลูกฟูกและแบบมีแผ่นกั้น	15
2.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการใช้วัสดุสร้างแกนทำความเย็น	18
2.4 ข้อมูลเฉพาะของผ้า	20
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระยะห่างระหว่างช่องเปียกและช่องแห้ง	22
3.1 ขนาดและพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับแกนทำความเย็น.....	30
3.2 คุณสมบัติของอลูมิเนียม 1100	31
3.3 ข้อมูลจำเพาะของวัสดุประสาน (กาว).....	33
3.4 เงื่อนไขการทดลองการทดสอบวัสดุประสาน (กาว).....	34
3.5 เงื่อนไขการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC	52
3.6 ค่า relative uncertainty ($T_{db,in} = 31.1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{wb,in} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$, WR ratio= 0.37)	61
4.1 ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องต้นแบบ STEC.....	88
4.2 ค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล.....	89
4.3 การเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าในการปรับอากาศของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียวในระยะเวลา 1 ปี.....	90
4.4 ผลการประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์.....	91
4.5 ผลการวิเคราะห์ NPV และ payback period เมื่อ discount rate เปลี่ยนแปลง.....	91

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC).....3
1.2	ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC)3
2.1	กระบวนการทำงานผ่านแกนทำความเย็นของระบบปรับอากาศ (a) Direct Evaporative Cooling and (b) Indirect Evaporative Cooling.....7
2.2	ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (a) กระบวนการทำงาน และ (b) psychrometric chart.....8
2.3	แผนภาพไซโครเมตริกแสดงกระบวนการกระบวนการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้น ของอากาศ ในระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยทั้งสามรูปแบบ9
2.4	แบบจำลองทิศทางการไหลของอากาศของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม 10
2.5	แบบจำลอง Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling (a) cross-flow และ (b) counter-flow (Zhan et al., 2011) 11
2.6	ผลการจำลองแกนทำความเย็น cross-flow และ counter-flow เมื่ออุณหภูมิอากาศ สภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลง (Zhan et al., 2011)..... 12
2.7	ผลการจำลองแกนทำความเย็น cross-flow และ counter-flow เมื่ออุณหภูมิอากาศ สภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลง (Min et al., 2019)..... 13
2.8	แบบจำลอง IEC (a) Type-A และ (b) Type-B 14
2.9	แบบจำลองแกนทำความเย็นแบบลูกฟูก 15
2.10	การวางตัวของหัวฉีดน้ำที่แตกต่างกัน 5 รูปแบบ 16
2.11	ระยะห่างระหว่างสปริงเกอร์กับขอบช่องเปียก 17
2.12	เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม (ณัฐพล, 2563)..... 19
2.13	แผนภาพอุปกรณ์ในการทดสอบ (Delfani et al., 2010) 23
2.14	แผนภาพอุปกรณ์ในการจำลอง (Cui et al., 2010)..... 24
2.15	การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา..... 24
2.16	แผนภาพการจำลองระบบ (Duan et al., 2018)..... 25

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.17 แผนภาพระบบปรับอากาศแบบไฮบริด (ณัฐพล, 2563)	27
2.18 การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ที่ร้านสะดวกซื้อ (ณัฐพล, 2563)	28
3.1 ส่วนประกอบและการจัดเรียงอุปกรณ์ในแนวตั้งของ STEC	30
3.2 ผ้า Coolmax	32
3.3 การทดสอบอัตราการแพร่ของน้ำ: ก) ตัวอย่างผ้าที่ติดกาวยึดกับแผ่นอลูมิเนียม และ ข) การติดตั้งชุดทดสอบ	36
3.4 การทดสอบการระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ: ก) ตัวอย่างผ้าที่ติดกาวยึดกับแผ่นอลูมิเนียม ข) แผนภาพจำลองชุดทดสอบ และ (ค) การติดตั้งชุดทดสอบ	37
3.5 การเตรียมวัสดุทำแกนทำความเย็น	40
3.6 การประกอบแกนทำความเย็น	42
3.7 การประกอบเครื่องต้นแบบ STEC	44
3.8 บอร์ด Arduino Mega 2560	45
3.9 บอร์ดตั้งค่าเวลา DS3231	46
3.10 บอร์ดบันทึกข้อมูล	46
3.11 บอร์ดส่งข้อมูลแบบไร้สาย รุ่น ESP8266	47
3.12 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ ds18b20	47
3.13 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า CT sensor	48
3.14 การต่อวงจร Arduino ของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล	49
3.15 ชุดอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล	50
3.16 Flow chart การทำงานของการบันทึกข้อมูล	51
3.17 แผนภาพจำลองตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์และตำแหน่งการวัดพารามิเตอร์ สำหรับการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC	54
3.18 แผนภาพการติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC ร่วมกับห้องปรับอากาศ	56
3.19 การติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC (ก) ด้านหน้า และ (ข) ด้านข้าง	56

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.1 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ Draga (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที	63
4.2 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ SikaFlex 740 (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที	64
4.3 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ Hot glue (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาทีและ (จ) 120 วินาที.....	64
4.4 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ HEC (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที	64
4.5 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ SA (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที	65
4.6 อิทธิพลการเปลี่ยนแปลงชนิดของกาต่ออัตราการแพร่ของน้ำ	66
4.7 ความชื้นสัมบูรณ์ทางออกชุดทดสอบ	67
4.8 รูปที่ 4.8 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อ working air ratio เปลี่ยนแปลง.....	69
4.9 อิทธิพลของ working air ratio ที่เปลี่ยนแปลง ต่อ cooling capacity, COP และ wet bulb effectiveness ของ STEC	70
4.10 อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำจ่ายต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้	71
4.11 อิทธิพลของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อมเปลี่ยนแปลงต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ อัตราการถ่ายเทความร้อน และ COP	72
4.12 ความสามารถในการทำความเย็นและอุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศจ่ายเปลี่ยนแปลง	73
4.13 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่ออัตราเชิงมวลของอากาศจ่ายเปลี่ยนแปลง	74
4.14 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อเปิดปั๊มและปิดปั๊มน้ำ	75
4.15 อิทธิพลการของระยะเวลาเปิดปั๊มต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้	76
4.16 อิทธิพลการของระยะเวลาปิดปั๊มต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้	77
4.17 แผนผังการทดลองระบบปรับอากาศแบบไฮบริดกับห้องสำนักงาน	78
4.18 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมต่อเวลา สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1	79

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.19 อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1	80
4.20 แผนภาพไซโครเมตริก (Psychrometric chart) แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศ สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1	81
4.21 อุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมและอุณหภูมิทางออกของ STEC ต่อเวลาสำหรับการทดสอบกรณีที่ 1	82
4.22 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1	82
4.23 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศสภาพแวดล้อมต่อเวลา สำหรับการทดสอบกรณีที่ 2	84
4.24 อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ สำหรับการทดสอบกรณีที่ 2	84
4.25 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย สำหรับการทดสอบกรณีที่ 2	85
4.26 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศสภาพแวดล้อมต่อเวลา	86
4.27 อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ	86
4.28 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย	87

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

อักษรย่อ

A	=	พื้นที่หน้าตัดของการไหล (area, m^2)
CF	=	กระแสเงินสดสุทธิแต่ละปี
C_p	=	ความร้อนจำเพาะของอากาศ (specific heat, $kJ/kg\ K$)
COP	=	สัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of Performance)
D	=	อัตราการแพร่กระจายน้ำ (Diffusion rate, cm^2/s)
e	=	ความดันไออิ่มตัว
E	=	การระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ (Evaporation, g/kg)
G	=	ค่าสัมประสิทธิ์ความชื้นที่วัดได้
i	=	อัตราคิดลด (discount rate)
IRR	=	อัตราผลตอบแทนภายใน (internal rate of return)
NPV	=	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (net present value)
$\dot{m}$	=	อัตราการไหลเชิงมวล (mass flow rate, kg/s)
P	=	ค่าความดันบรรยากาศ
$\dot{Q}$	=	อัตราการถ่ายเทความร้อน (cooling capacity, kW)
RH	=	ค่าความชื้นสัมพัทธ์ (relative humidity, %)
t	=	อายุของโครงการ (ปี)
T	=	อุณหภูมิ (temperature, $^{\circ}C$)
v	=	ความเร็วของอากาศ (velocity of air, m/s)
W	=	พลังงานไฟฟ้า (Electric energy, kW)
WR ratio	=	อัตราส่วนการแบ่งอากาศ (working air ratio)
ρ	=	ความหนาแน่นของอากาศ (density of air, kg/m^3)
ε	=	ประสิทธิภาพ (effectiveness, %)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

ตัวห้อย

amb	=	สภาพแวดล้อม (ambient)
blower	=	โบลเวอร์
cooling	=	การทำความเย็น
db	=	กระเปาะแห้ง (dry bulb)
exhaust	=	ไอเสีย
in	=	ทางเข้า (inlet)
intake	=	การนำเข้า
out	=	ทางออก (outlet)
pump	=	ปั๊ม
STEC	=	ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิ กระเปาะเปียก (Sub wet bulb Temperature Evaporative Cooling system)
sup	=	อากาศจ่าย (supply air)
wb	=	กระเปาะเปียก (wet bulb)

บทที่ 1

บทนำ

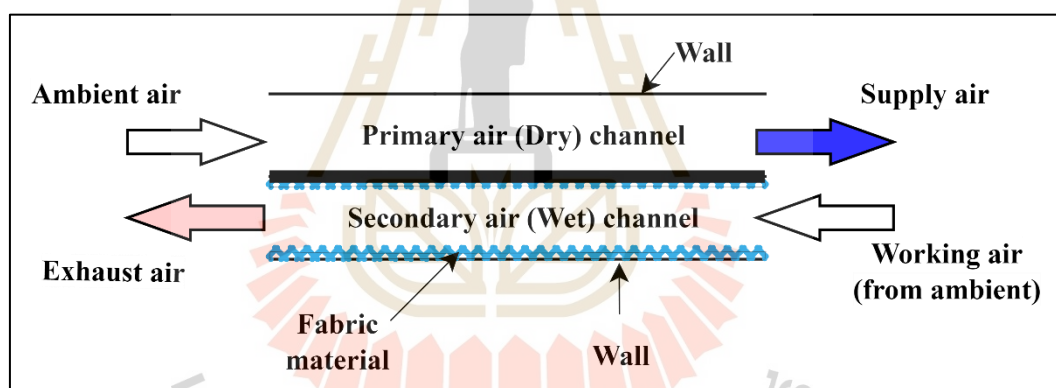
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

การส่งออกเครื่องปรับอากาศของไทย ปี พ.ศ. 2564 มีมูลค่าเท่ากับ 150,000 ล้านบาท เติบโตจากช่วงเดียวกันของปีก่อนหน้า 22.4% และมีแนวโน้มว่าปี พ.ศ. 2564 จะเป็นปีที่ไทยส่งออกเครื่องปรับอากาศมากที่สุดเป็นประวัติการณ์ เนื่องจาก เครื่องปรับอากาศเป็นอุปกรณ์สำคัญของกระบวนการปรับอากาศในห้องพักอาศัย อาคารขนาดใหญ่ รวมไปถึงอาคารสำนักงาน การใช้เครื่องปรับอากาศมีต้นทุนต่ำและอายุการใช้งานยาวนาน อย่างไรก็ตาม เครื่องปรับอากาศมีการใช้พลังงานไฟฟ้าในปริมาณมาก ส่งผลให้สัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศมีค่า 40 - 60% ของการใช้พลังงานทั้งหมดในอาคารสำนักงาน (กระทรวงพลังงาน, 2560) การหาวิธีช่วยประหยัดพลังงานไฟฟ้าสำหรับระบบปรับอากาศจึงเป็นสิ่งที่ได้รับความสนใจ

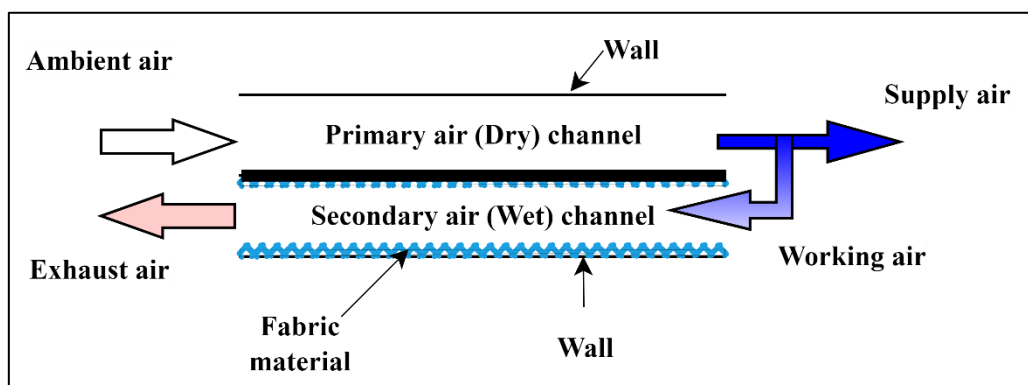
หนึ่งในเทคโนโลยีที่ช่วยประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศ คือ การใช้ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยร่วมกับระบบปรับอากาศ ซึ่งใช้หลักการระเหยของน้ำเพื่อดูดซับความร้อนที่มีอยู่ในสภาพแวดล้อม เทคโนโลยีนี้จึงใช้ไฟฟ้าน้อยกว่าการใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว นอกจากนี้ ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย (Evaporative Cooling System) เป็นหนึ่งในระบบปรับอากาศทางเลือกที่ได้รับความสนใจอย่างต่อเนื่อง โดยอ้างอิงจากข้อมูลงานวิจัยที่ถูกตีพิมพ์ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2556 ถึงเดือนมีนาคม ปี พ.ศ. 2565 จากฐานข้อมูล Scopus พบว่า มีการตีพิมพ์มากกว่า 250 ฉบับต่อปีและเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ดังนั้น ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย จึงเป็นทางเลือกที่น่าสนใจสำหรับลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ

จากผลความนิยมนดังกล่าว จึงศึกษากระบวนการทำความเย็นชนิดน้ำระเหยมากขึ้น พบว่า ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่เหมาะสมกับการใช้งานในประเทศไทย คือ ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยทางอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC) เนื่องจาก IEC ทำให้อากาศมีอุณหภูมิลดลงโดยที่ความชื้นสัมบูรณ์ในอากาศคงที่ โดยใช้การแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังกัน (wall) ระหว่างช่องที่มีอากาศไหลผ่าน (ช่องแห้ง) กับช่องที่มีน้ำและอากาศไหลผ่าน (ช่องเปียก) แสดงแผนภาพไหลของอากาศใน IEC ดังรูปที่ 1.2 แม้ว่า IEC มีข้อดีด้านการป้องกันไม่ให้ความชื้นสัมบูรณ์ในอากาศเพิ่มสูงขึ้น แต่สามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้ต่ำ เนื่องจาก น้ำที่เป็นปัจจัยหลักในการลดอุณหภูมิไม่ได้สัมผัสกับอากาศโดยตรง ตามการรายงานของ Wu et al. (2009) และ Stoitchkov and Dimitrov (1998)

จากการศึกษาวิจัยของ Zhao et al. (2008) และ Alsharif et al. (2011) รายงานว่า สามารถปรับปรุงสมรรถนะการทำความเย็นของระบบ IEC ได้ โดยการแบ่งอากาศเย็นที่จะใช้จ่ายเข้าห้องปรับอากาศซึ่งเป็นอากาศที่ผ่านการลดอุณหภูมิแล้วให้ไหลย้อนกลับของอากาศเข้าสู่ทางช่องเปียก เพื่อให้อากาศรับความร้อนจากช่องแห้งได้มากขึ้น โดยจะเรียกระบบดังกล่าวว่า ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC) แสดงการไหลของอากาศดังรูปที่ 1.3 Moshari et. al (2015) ได้นำเสนอผลการจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่ของ IEC เทียบกับระบบที่แบ่งอากาศ product air เข้าสู่ช่องเปียก ผลการวิจัยพบว่าระบบที่มีการแบ่งอากาศจะมีประสิทธิภาพการระเปาะเปียกสูงขึ้น 30% เมื่อเทียบกับระบบ IEC ภายใต้งื่อนไขการจำลองเดียวกัน และ Xu et al. (2017) ได้ศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยภายใต้สภาพอากาศที่แตกต่างกันในหลายประเทศ แสดงผลในตารางที่ 1.1 พบว่า สภาพอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงจะทำให้สมรรถนะของระบบเปลี่ยนแปลงไปด้วย



รูปที่ 1.2 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC)



รูปที่ 1.3 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC)

แม้ว่าระบบดังกล่าวมีความสามารถในการลดอุณหภูมิและไม่เพิ่มความชื้นเข้าสู่ห้องปรับอากาศ แต่การทำงานของระบบดังกล่าวไม่สามารถควบคุมอุณหภูมิได้เมื่อสภาวะอากาศแวดล้อมมีการเปลี่ยนแปลง เช่น อากาศมีอุณหภูมิสูงมากในฤดูร้อนหรืออากาศมีความชื้นสัมบูรณ์สูงในช่วงฤดูฝน ดังนั้น การนำเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอมาทำงานร่วมกับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยเป็นสิ่งจำเป็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้อยู่ในระดับที่เหมาะสมสำหรับการสร้างสภาวะสุขสบายของมนุษย์ได้

ตารางที่ 1.1 ผลการทดลองภายใต้สภาพอากาศที่หลากหลาย (Xu et al., 2017)

เมืองที่ใช้อ้างอิง สภาพอากาศ	Ambient temperature (°C)	Relative Humidity (%)	Cooling capacity (kW)	Power (kW)	COP (-)
Colorado	37.8	21.7	4.25	0.113	37.4
Riyadh	35.6	25.0	3.66	0.113	32.2
Las Vegas	34.8	32.2	3.56	0.113	31.3
Kashi	32.1	36.9	2.89	0.113	25.5
London	26.0	55.5	1.5	0.113	13.2
Beijing	30.5	71.5	1.1	0.113	9.7

Khandelwal et al. (2011) ได้ศึกษาความเป็นไปได้สำหรับการจำลอง ซอฟต์แวร์ TRNSYS เครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบนำอากาศไหลย้อนกลับต่อกับเครื่องทำน้ำเย็น (water chiller) พบว่า ระบบดังกล่าวสามารถประหยัดพลังงานได้ 15.69% ต่อปี ในทางเดียวกัน Duan et al. (2017)

ศึกษาการใช้เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอร่วมกับระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่มีการนำอากาศไหลย้อนกลับ ซึ่งเรียกระบบที่ทำงานร่วมกันว่าระบบไฮบริด (hybrid system) ผลการวิจัยระบุว่าระบบนี้สามารถลดภาระการทำความเย็นได้ 53-96% และลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศได้ 13-58% ต่อปี ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศที่ทดสอบ

จากที่กล่าวมาข้างต้น เครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC) มีศักยภาพในการผลิตอากาศเย็นและลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ ดังนั้น วิทยานิพนธ์นี้จึงมุ่งเน้นที่พัฒนาศักยภาพในการลดอุณหภูมิของระบบดังกล่าว และประเมินตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียกที่ทดสอบภายใต้สภาพอากาศนครราชสีมา และเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบดังกล่าวที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอกับการใช้งานระบบปรับอากาศแบบอัดไอฟังอย่างเดียว

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 เพื่อสร้างต้นแบบเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก

1.2.2 เพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 สร้างเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียกของอากาศสภาพแวดล้อม

1.3.2 ศึกษาอิทธิพลของอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าระบบ อุณหภูมิและความชื้นของอากาศสภาพแวดล้อม และอัตราส่วนอัตราการไหลของอากาศที่แบ่งไปยังช่องเป่าอากาศที่ไหลเข้าระบบทั้งหมด ของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียก

1.3.3 เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิกอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกะเปาะเปียกที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอกับสมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

1.3.4 ใช้พลังงานไฟฟ้าและ COP ของระบบเป็นเกณฑ์ในการเปรียบเทียบสมรรถนะ

1.3.5 ทดสอบ ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา

1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้ต้นแบบเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก

1.4.2 ได้ทราบถึงอิทธิพลที่ส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก



บทที่ 2

ปรัทัศนัวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ โดยแบ่งการอธิบายได้แก่ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย และการประยุกต์ใช้ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

2.1 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย (Evaporative Cooling)

การทำความเย็นชนิดน้ำระเหย (Evaporative Cooling) เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนและมวลเพื่อระบายความร้อนออกจากอากาศโดยอาศัยกระบวนการระเหยของน้ำเพื่อให้อุณหภูมิของอากาศลดลง ในขณะที่เดียวกันกระบวนการนี้จะลดการใช้พลังงานจากคอมเพรสเซอร์และวงจรการทำความเย็น การทำความเย็นแบบระเหยจึงมีศักยภาพในการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ โดยปกติแล้วมีค่าสัมประสิทธิ์ของประสิทธิภาพ (COP) ของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยจะอยู่ที่ 10–20 (Glanville et al., 2011) อย่างไรก็ตาม ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยมีข้อจำกัดและไม่เหมาะสมกับทุกสถานการณ์ โดยข้อดีของระบบนี้คือใช้พลังงานน้อยกว่าระบบทำความเย็นที่ใช้ระบบอื่น ๆ แต่ข้อเสียคือไม่สามารถควบคุมสถานะของอากาศได้และระบบนี้มักจะมีปัญหาเกี่ยวกับความชื้นในสิ่งแวดล้อมถ้าความชื้นของอากาศสูง เครื่องทำความเย็นชนิดระเหยสามารถจำแนกได้เป็น 2 ประเภท ตามลักษณะการถ่ายเทความร้อนและมวล 1) เครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยตรง และ 2) เครื่องทำความเย็นชนิดระเหยโดยอ้อม อธิบายดังต่อไปนี้

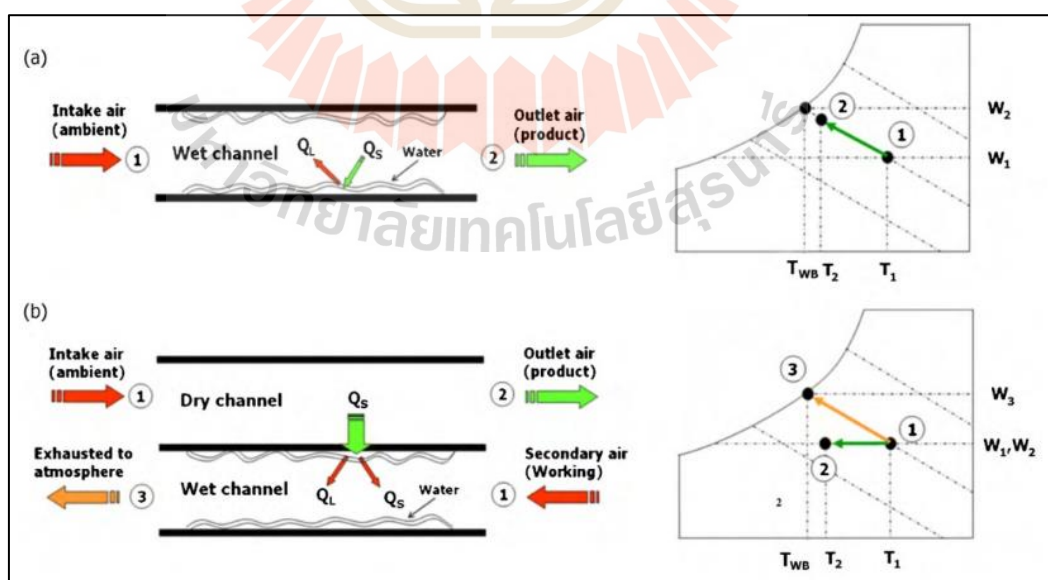
2.1.1 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยตรง (Direct Evaporative Cooling, DEC)

การทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยตรง (Direct Evaporative Cooling, DEC) อาศัยหลักการของการถ่ายเทความร้อนแฝง (latent heat) จากการระเหยของน้ำ กระบวนการทำงานแสดงในรูปที่ 2.1 (a) ในระบบนี้อากาศสภาพแวดล้อมจะไหลเข้าสู่แกนทำความเย็นของระบบในตำแหน่งที่ 1 เมื่อไหลผ่านเส้นทางที่มีน้ำปกคลุม (ในที่นี้หมายถึงวัสดุที่มีความสามารถในการกระจายน้ำ เช่น ผ้าสำลี) ซึ่งมีความแตกต่างระหว่างความดันไอน้ำในอากาศสภาพแวดล้อมและความดันไอน้ำที่ผิวหน้า โดยดึงเอาความร้อนจากอากาศรอบตัว มาเป็นตัวช่วยในการระเหย ส่งผลให้อากาศมีอุณหภูมิลดลงและไหลออกจากระบบในตำแหน่งที่ 2 อย่างไรก็ตาม ระบบ DEC

ไม่ใช่ทางเลือกที่ดีสำหรับการใช้งานในประเทศไทย เนื่องจาก อากาศที่ได้รับการระเหยจากน้ำจะกลายเป็นอากาศชื้นและเกิดความไม่สบายเชิงความร้อนของผู้พักอาศัยภายในห้อง ซึ่งประเทศไทยมีสภาพอากาศที่ร้อนและชื้น (Tantasavasdi et al., 2001) เพื่อแก้ปัญหาความชื้นที่เกิดขึ้นจึงมีระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่ไม่ทำให้เกิดอากาศชื้น เรียกว่า ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC)

2.1.2 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC)

การทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect Evaporative Cooling, IEC) เป็นกระบวนการที่แก้ไขปัญหาด้านความชื้นที่เพิ่มขึ้นของ DEC โดยทำให้น้ำกับอากาศจะไม่สัมผัสกัน โดยตรงแสดงกระบวนการทำงานดังรูปที่ 2.1 (b) กระบวนการนี้จะแบ่งแกนทำความเย็นออกเป็นสองช่องคือช่องแห้ง (dry channel) และช่องเปียก (wet channel) ในช่องเปียกจะมีกระบวนการคล้ายกับแบบ DEC ทำให้อากาศตลอดเส้นทางช่องเปียกมีอุณหภูมิลดลงและมีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศในช่องแห้ง จากนั้นอากาศจะถูกทิ้งสู่บรรยากาศในตำแหน่งที่ 3 ในขณะเดียวกันที่ช่องแห้ง อากาศจากภายนอกจะไหลเข้าสู่ระบบตำแหน่งที่ 1 และสูญเสียความร้อนสู่ช่องเปียก ทำให้อากาศที่จ่ายเข้าห้องปรับอากาศในตำแหน่งที่ 2 มีอุณหภูมิต่ำลงแต่ความชื้นยังคงที่ (Riangvilaikul and Kumar, 2010)

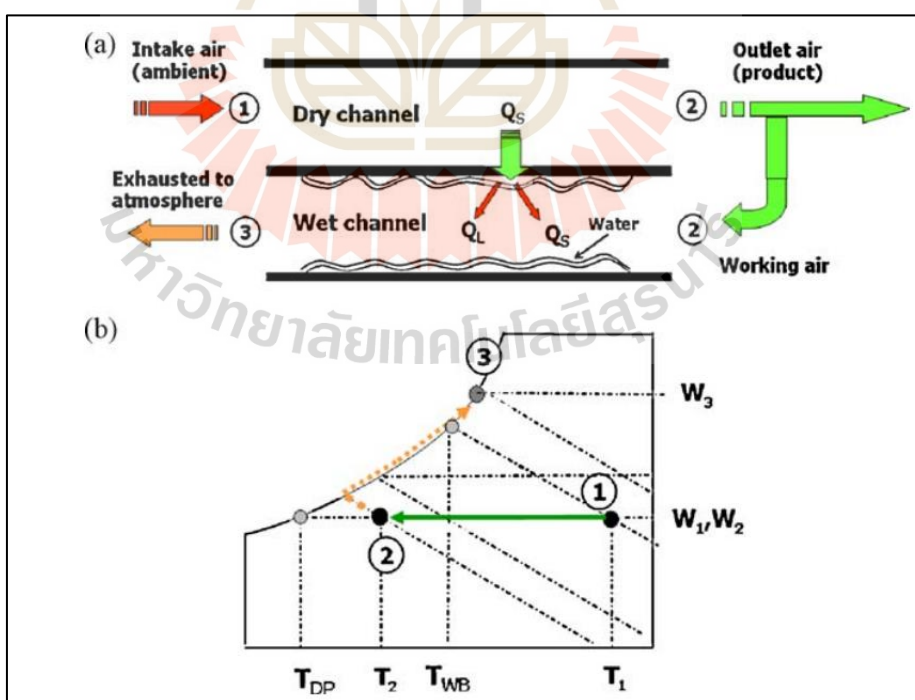


รูปที่ 2.1 กระบวนการทำงานผ่านแกนทำความเย็นของระบบปรับอากาศ (a) Direct Evaporative Cooling and (b) Indirect Evaporative Cooling (Riangvilaikul and Kumar, 2010)

อย่างไรก็ตาม ความสามารถในการลดอุณหภูมิของ IEC จะน้อยกว่า DEC เนื่องจากกระบวนการนี้ไม่ได้เกิดการระเหยโดยตรงแต่เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนัง จึงมีการศึกษากระบวนการทำความเย็นอีกชนิดหนึ่ง ที่สามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้ต่ำกว่า IEC และไม่ทำให้อากาศมีความชื้นเพิ่มขึ้น เรียกว่า ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก

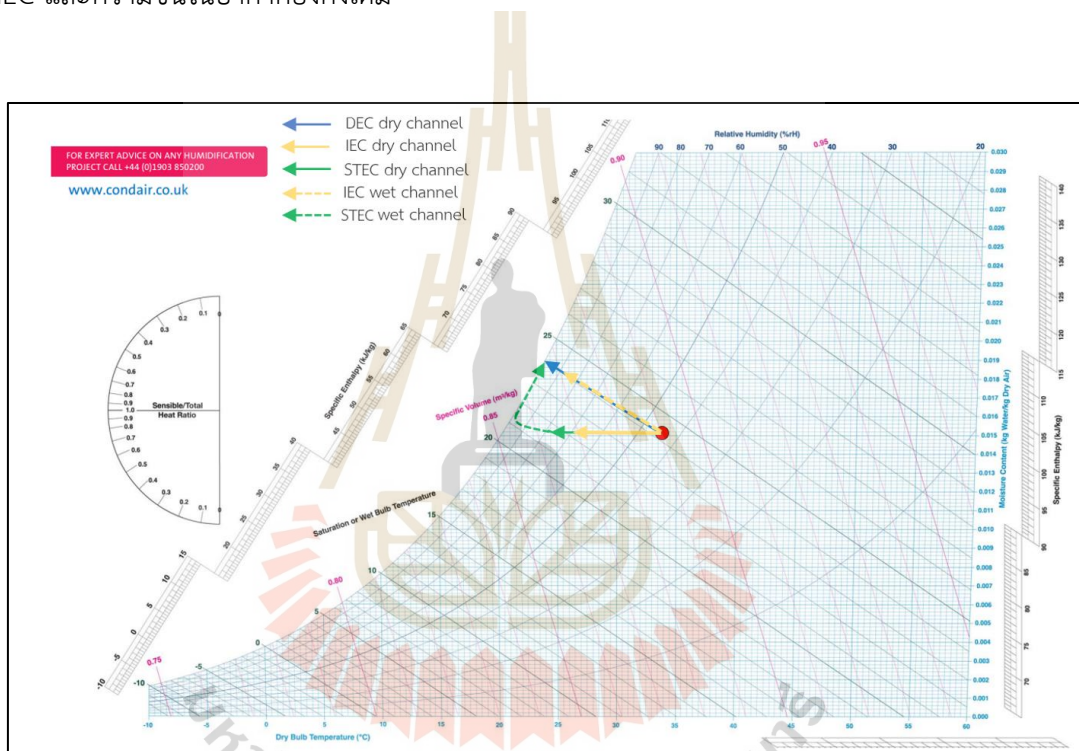
2.1.3 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC)

ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก มีกระบวนการทำงานแสดงในรูปที่ 2.2 ในตำแหน่งที่ 1 อากาศจากภายนอกจะไหลเข้าสู่ช่องแห้งและถ่ายเทความร้อนไปยังช่องเปียก ซึ่งทำให้อากาศในตำแหน่งที่ 2 มีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศสภาพแวดล้อม หลังจากนั้นอากาศจะถูกแบ่งไปยังช่องเปียกเพื่อลดอุณหภูมิอากาศในช่องเปียกให้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศสภาพแวดล้อม ทำให้สามารถดูดซับความร้อนจากช่องแห้งได้มากขึ้นและถูกทิ้งสู่บรรยากาศในตำแหน่งที่ 3 ดังนั้น วิธีการนี้สามารถนำมาใช้ร่วมกับระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศที่จ่ายเข้าห้องปรับอากาศได้



รูปที่ 2.2 ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก
(a) กระบวนการทำงาน และ (b) psychrometric chart (Riangvilaikul and Kumar, 2010)

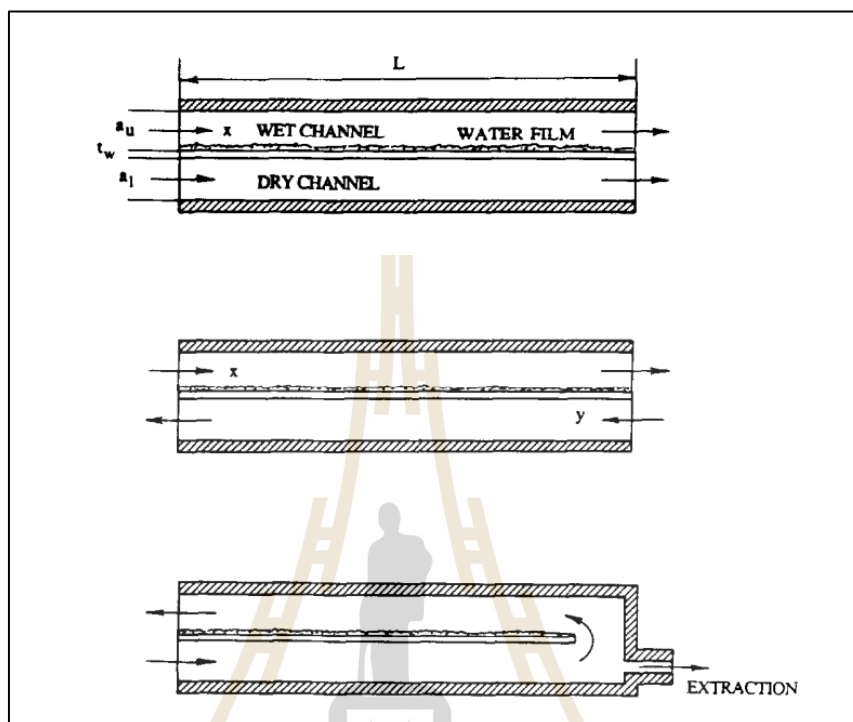
หากเปรียบเทียบระบบทั้งสามผ่านแผนภาพไซโครเมตริก (Psychrometric chart) เมื่อมีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างช่องแห้งและช่องเปียก แสดงกระบวนการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นของอากาศได้ดังรูปที่ 2.3 เห็นได้ว่า DEC เป็นระบบที่ลดอุณหภูมิอากาศได้มากที่สุดแต่อากาศดังกล่าวจะมีความชื้นเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากเป็นกระบวนการที่น้ำระเหยสู่อากาศโดยตรง ส่วน STEC สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้มากกว่า IEC เนื่องจากกระบวนการของ STEC เป็นกระบวนการที่นำอากาศเย็นที่ถูกลดอุณหภูมิมาแล้วไปปรับการระเหยของน้ำในช่องเปียกซึ่งจะทำให้อากาศดังกล่าวเย็นลงไปได้อีก การทำลักษณะนี้จึงทำให้อุณหภูมิอากาศที่ผ่าน STEC มีอุณหภูมิต่ำกว่า IEC และความชื้นในอากาศยังคงเดิม



รูปที่ 2.3 แผนภาพไซโครเมตริกแสดงกระบวนการกระบวนการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ ในระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยทั้งสามรูปแบบ

Moshari และ Heidarinejad (2015) ได้นำเสนอผลการจำลองเชิงคณิตศาสตร์ของ Regenerative Indirect Evaporative Coolers (RIEC) เป็นระบบที่ทำการแบ่งอากาศ product air เข้าสู่ช่องเปียก ผลการวิจัยพบว่า RIEC มีประสิทธิภาพของกระเปาะเปียกสูงขึ้น 30% เมื่อเทียบกับระบบ IEC ภายใต้เงื่อนไขการจำลองเดียวกัน นอกจากนี้ มีงานวิจัยของ Hsu et al. (1989) ที่ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยทางอ้อมที่มีลักษณะการไหลแตกต่างกัน

3 รูปแบบ ดังรูปที่ 2.4 ประกอบด้วย การไหลแบบขนาน การไหลสวนทาง และการไหลแบบย้อนกลับ



รูปที่ 2.4 แบบจำลองทิศทางการไหลของอากาศของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม
(Hsu et al., 1989)

ผลการศึกษาถูกรายงานโดยการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของกระเปาะเปือกสูงสุดพบว่า แบบไหลย้อนมีประสิทธิภาพของกระเปาะเปือกสูงสุด 1.3 ซึ่งมากกว่าการไหลแบบขนาน (parallel flow) และการไหลแบบสวนทาง (counter-flow) เห็นได้ว่า ระบบดังกล่าวมีความน่าสนใจที่จะนำมาประยุกต์ใช้ลดอุณหภูมิอากาศมากกว่า IEC ผู้วิจัยจึงทำการศึกษาเพื่อหาวิธีการเพิ่มศักยภาพในการลดอุณหภูมิของระบบดังกล่าวมากขึ้นในหัวข้อที่ 2.2

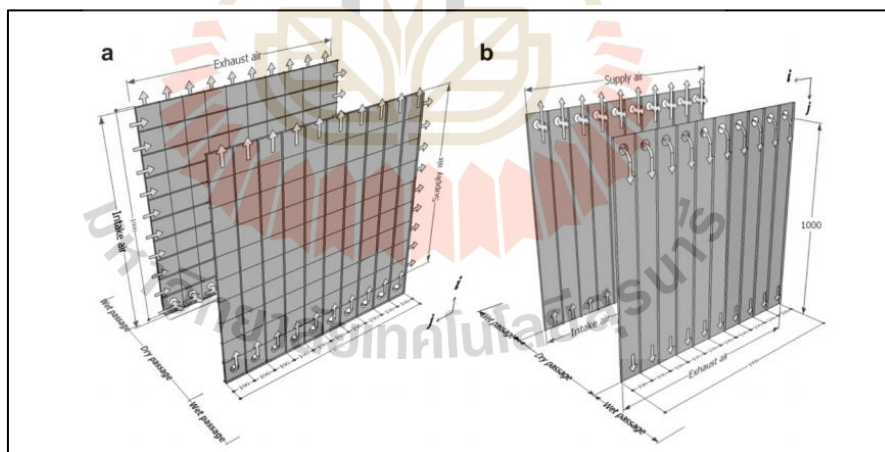
2.2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มศักยภาพในการลดอุณหภูมิของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหย

ในหัวข้อนี้ จะอธิบายถึงปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อความสามารถในการลดอุณหภูมิหรือสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยผ่านกระบวนการทบทวนวรรณกรรมโดยข้อหัวที่ศึกษาแสดงดังต่อไปนี้

2.2.1 ลักษณะการไหลของอากาศภายในแกนทำความเย็น

การศึกษาลักษณะการไหลของการแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นที่ทราบกันโดยทั่วกันว่าการไหลแบบขนาน (parallel flow) มีประสิทธิภาพในการลดอุณหภูมิค่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับการไหลชนิดอื่น เนื่องจาก ใน parallel flow ของไหลที่ต้องการรับความร้อนและที่ต้องทิ้งความร้อนไหลขนานกันในทิศทางเดียวกัน ซึ่งหมายความว่าอุณหภูมิของของไหลที่ต้องการรับความร้อนมักมีความเท่ากันหรือใกล้เคียงกันตลอดทั้งการไหล ดังนั้น ในหัวข้อนี้จะเป็นการศึกษาลักษณะการไหลของอากาศที่เปรียบเทียบระหว่าง การไหลข้าม (cross-flow) กับ การไหลแบบสวนทาง (counter-flow)

Zhan et al. (2011) ได้ศึกษาระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่มีการแบ่งอากาศเข้าสู่ช่องเปียก เพื่อสร้างอุณหภูมิอากาศที่จ่ายเข้าห้องปรับอากาศให้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศสภาพแวดล้อม โดยการเปรียบเทียบโครงสร้างของแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉาก (cross-flow) และ แบบไหลย้อนกลับ (counter-flow) แสดงดังรูปที่ 2.5 เมื่อนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบ พบว่า แกนทำความเย็นแบบไหลย้อนกลับสามารถสร้างประสิทธิภาพกระเปาะเปียก (wet bulb effectiveness) สูงสุดคือ 136% (สมรรถนะเกิน 100% เนื่องจาก ระบบนี้ลดอุณหภูมิอากาศได้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศสภาพแวดล้อม) ซึ่งมากกว่าแบบไหลตั้งฉากเท่ากับ 23% ข้อมูลการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 2.1

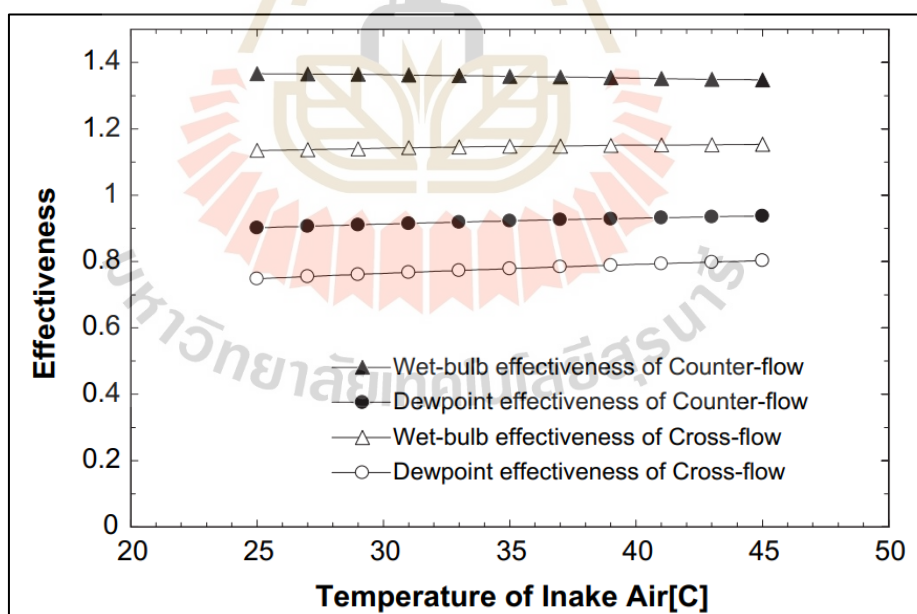


รูปที่ 2.5 แบบจำลอง Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling (a) cross-flow และ (b) counter-flow (Zhan et al., 2011)

ตารางที่ 2.1 ผลการจำลองแกนทำความเย็นทั้งสองแบบ (Zhan et al., 2011)

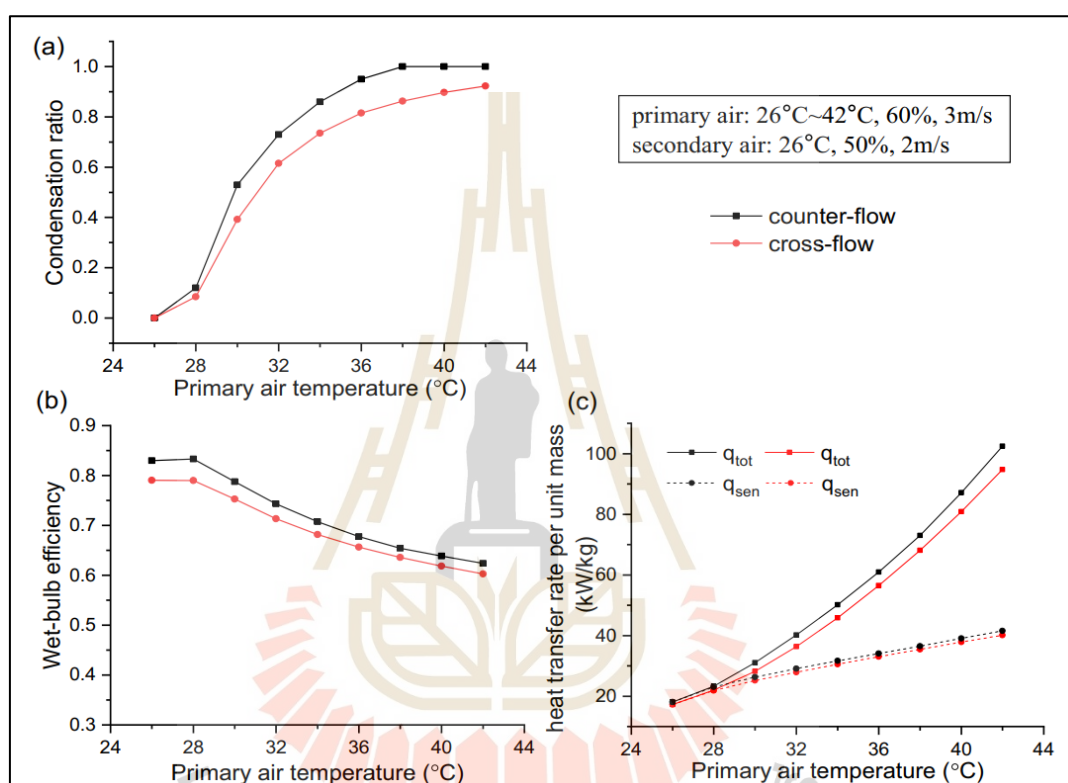
ตัวแปร	Crossflow	Counter-flow
Dew point effectiveness (%)	75.7	90.8
Wet bulb effectiveness (%)	113.9	136.4
Supply air temperature (°C)	18.89	17.08
Relative humidity of supply air (%)	83.1	93.2
Cooling capacity (W)	2994	3588
COP	530	478

นอกจากนี้ แสดงการเปรียบเทียบผลการจำลองแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉาก (cross-flow) และแบบไหลย้อนกลับ (counter-flow) เมื่ออุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลงแสดงดังรูปที่ 2.6 เห็นได้ว่าแกนทำความเย็นแบบไหลย้อนกลับมี wet bulb effectiveness และ dry bulb effectiveness มากกว่าแกนทำความเย็นแบบไหลตั้งฉากอย่างมีนัยสำคัญ



รูปที่ 2.6 ผลการจำลองแกนทำความเย็น cross-flow และ counter-flow เมื่ออุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลง (Zhan et al., 2011)

ในทางเดียวกัน Min et al. (2019) ได้จำลองระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย โดยอ้อม (IEC) ที่อากาศมีการไหลแตกต่างกันคือแบบไหลข้ามและไหลสวนทาง โดยเปรียบเทียบ condensation ratio, wet bulb effectiveness และ heat transfer rate ที่เกิดขึ้น การจำลองนี้ได้เปรียบเทียบอิทธิพลของตัวแปรหลายชนิด ในส่วนนี้ผู้วิจัยจะนำเสนอผลของการเปลี่ยนอุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อม ผลการจำลองแสดงดังรูปที่ 2.7

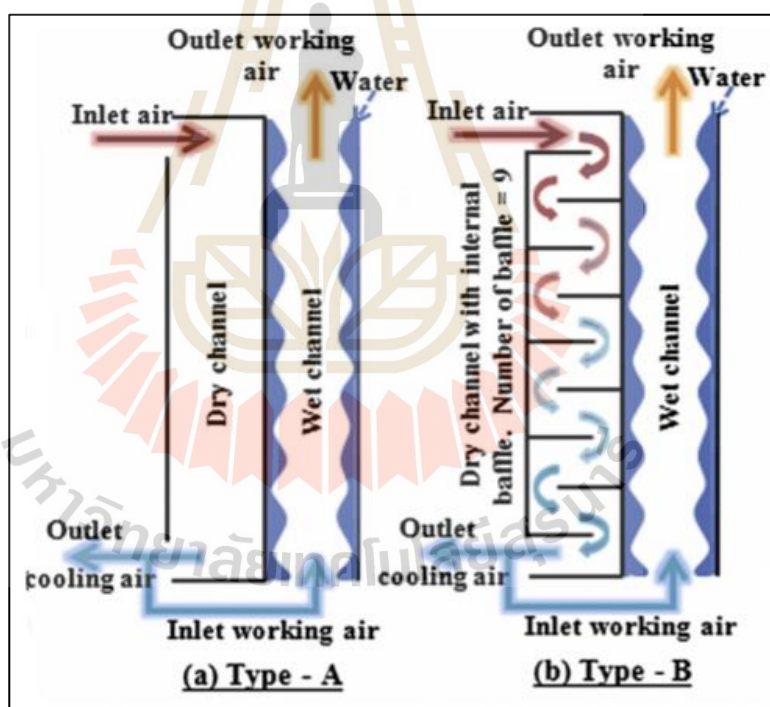


รูปที่ 2.7 ผลการจำลองแกนทำความเย็น cross-flow และ counter-flow เมื่ออุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมเปลี่ยนแปลง (Min et al., 2019)

รูปที่ 2.7 แสดงผลของ condensation ratio เห็นได้ว่า condensation ratio ของ IEC แบบไหลข้ามต่ำกว่า IEC แบบไหลย้อนประมาณ 2–15% ภายใต้สภาวะการทำงานเดียวกัน เนื่องจากการปล่อยความร้อนที่ตามมาในระหว่างกระบวนการควบแน่น ค่า condensation ratio สูงขึ้นในการไหลสวนทาง IEC ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศทางออกเพิ่มขึ้นมากกว่าอุณหภูมิของการไหลข้าม ซึ่งส่งผลให้ wet bulb effectiveness ของแบบไหลข้ามมีค่าต่ำกว่าแบบไหลสวนทาง นอกจากนี้ในทำนองเดียวกันพบการรายงานของ Moshari and Heidarinejad et al. (2015) ดังนั้น การ

เปรียบเทียบงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง การศึกษานี้จะให้ความสำคัญในการออกแบบโครงสร้างการไหลของอากาศที่มีลักษณะการไหลแบบไหลข้าม (counter-flow)

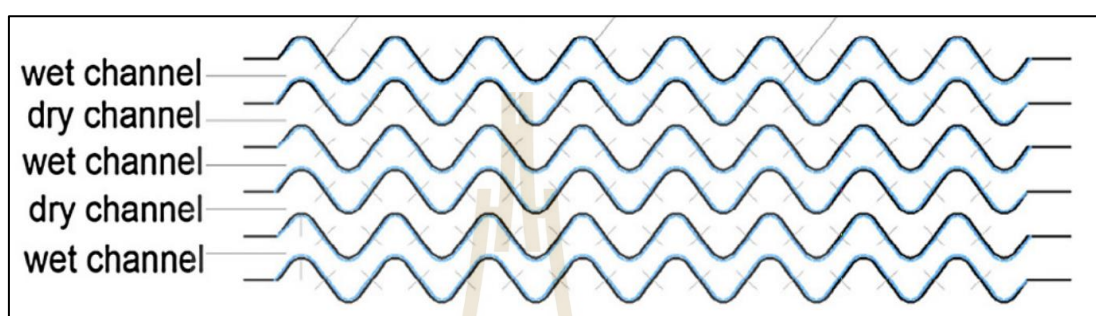
เพื่อเพิ่มศักยภาพการลดอุณหภูมิแกนทำความเย็นที่มีลักษณะการไหลของอากาศแบบไหลข้ามจึงได้ศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหลข้าม พบว่า Kabeel และ Abdelgaied (2016) ได้ศึกษาการจำลองระบบ IEC ที่ติดตั้งแผ่นกั้นไว้ในช่องแห้งของแกนทำความเย็นเพื่อให้เกิดการเลี้ยวตัวของอากาศภายในจนทำให้เกิดความปั่นป่วนของอากาศทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเพิ่มสูงขึ้น และในการจำลองได้เปรียบเทียบ IEC แบบไม่มีแผ่นกั้น (type-A) กับมีแผ่นกั้น (type-B) ดังแสดงในรูปที่ 2.8 พบว่า type-B สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้มากกว่า type-A ถึง 15.1% ซึ่งส่งผลให้มี wet bulb effectiveness มากกว่า type-A ถึง 33.3% อย่างไรก็ตาม การเพิ่มแผ่นกั้นภายในแกนทำความเย็นมีข้อเสียหลักๆคือแรงดันตก (pressure drop) ของอากาศเมื่อเคลื่อนที่ผ่านแกนทำความเย็น ส่งผลให้ blower ที่เลือกใช้ต้องมีขนาดใหญ่ขึ้นและส่งผลต่องบประมาณในการสร้างระบบ



รูปที่ 2.8 แบบจำลอง IEC (a) Type-A และ (b) Type-B (Kabeel และ Abdelgaied, 2016)

จากการศึกษาของ Xu et al. (2016) ได้ทำการจำลองโครงสร้างแกนทำความเย็นที่มีผิวเป็นแบบลูกฟูก แสดงดังรูปที่ 2.9 โดยเปรียบเทียบผลการจำลองกับแกนทำความเย็นที่มีแผ่นกั้น แสดงผลการศึกษาดังตารางที่ 2.2 อธิบายได้ว่าเมื่อไม่มีแผ่นกั้นจะทำให้อากาศไหลได้สะดวกขึ้นส่งผล

ให้ pressure drop ภายในแกนทำความเย็นลดลงมากกว่าร้อยละ 50 ของ pressure drop ที่เกิดขึ้นเมื่อเปรียบเทียบที่ความเร็วลมเดียวกัน นอกจากนี้ เขาระบุว่าแกนทำความเย็นที่มีผิวเป็นแบบลูกฟูกจะมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น ขณะที่ขนาดภายนอกของแกนทำความเย็นเท่าเดิม จากการสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในหัวข้อดังกล่าวสรุปได้ว่าการไหลของอากาศภายในแกนทำความเย็นควรเป็นแบบไหลสวนทาง (counter-flow) ที่มีลักษณะของแผ่นเป็นแบบลูกฟูก



รูปที่ 2.9 แบบจำลองแกนทำความเย็นแบบลูกฟูก (Xu et al., 2015)

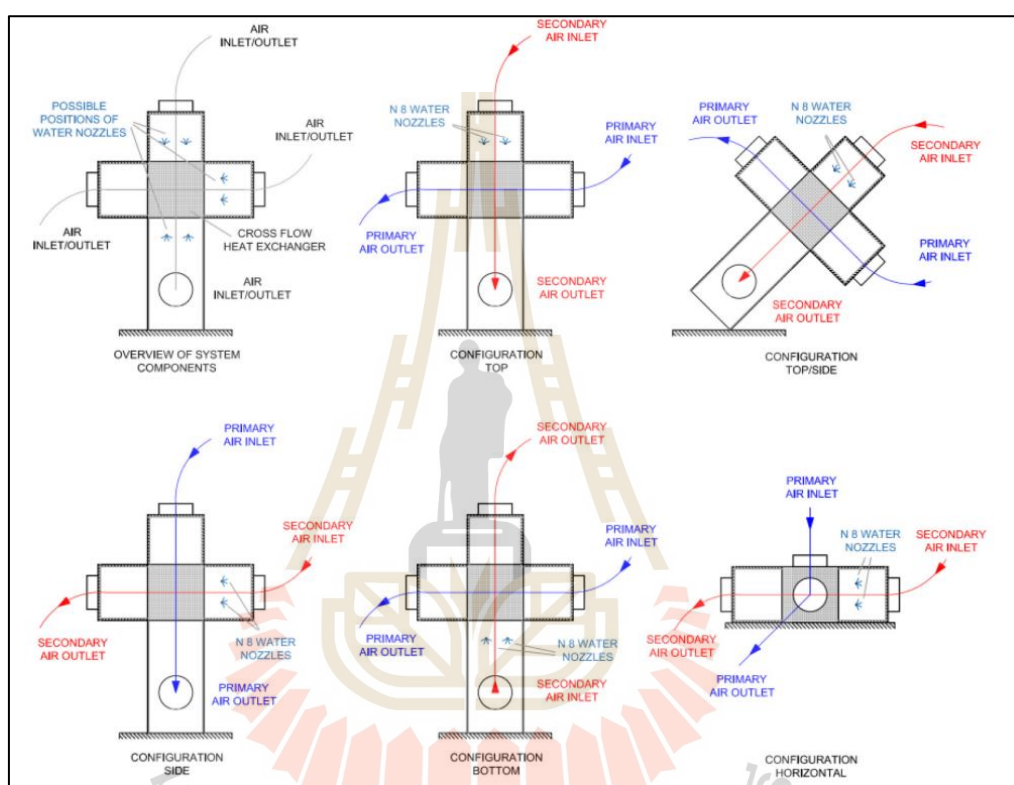
ตารางที่ 2.2 ผลการจำลองแกนทำความเย็นแบบลูกฟูกและแบบมีแผ่นกั้น (Xu et al., 2015)

ช่อง	ความเร็ว เฉลี่ยของ อากาศ (m/s)	แกนทำความเย็นแบบลูกฟูก		แกนทำความเย็นแบบมีแผ่นกั้น	
		Flow resistance factor, K	Pressure drops, (Pa)	Flow resistance factor, K	Pressure drops, (Pa)
ช่องแห้ง	0.45	166.16	20.6	354.74	44
ช่องเปียก	0.45	140.78	17.46	258	32
ช่องแห้ง	0.95	87.44	48.34	207.14	100.5
ช่องเปียก	0.90	80.62	40	149.16	74

2.2.2 ระบบจ่ายน้ำ

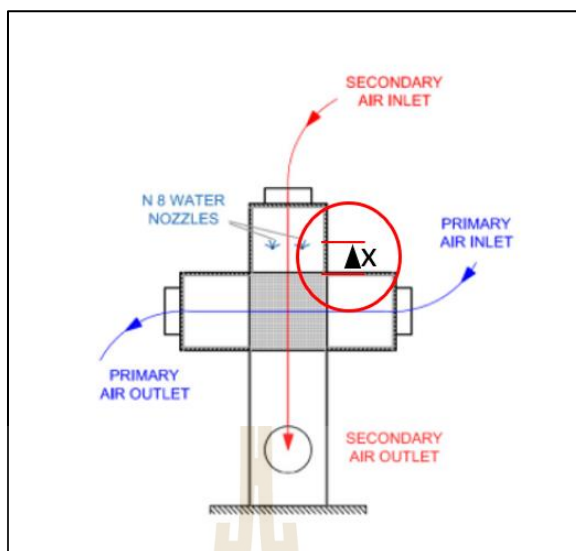
จากการสืบค้นข้อมูลที่เกี่ยวข้อง พบว่า มีนักวิจัยจำนวนหนึ่งได้นำเสนอความสำคัญของช่องเปียก (wet channel) โดย Yang et al. (2021) ระบุว่าพื้นผิวช่องเปียกเป็นหนึ่งในปัจจัยที่ต้องพิจารณา หากต้องการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย จำเป็นต้องควบคุมให้พื้นผิวช่องเปียกมีการกระจายตัวของน้ำอย่างสม่ำเสมอ ซึ่งการควบคุมความสม่ำเสมอของ

ผิวเปียกนั้นทำได้ค่อนข้างยาก การออกแบบการวางตัวของระบบจ่ายน้ำจึงเป็นสิ่งสำคัญ Antonellis et al. (2019) ได้ทำการตรวจสอบการวางตัวของหัวฉีดน้ำและการจัดเรียงกระแสลมที่ต่างกันห้าแบบของระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อมที่ใช้แกนทำความเย็นแบบไหลข้าม แสดงการวางตัวของหัวฉีดน้ำดังรูปที่ 2.10 ในการทดสอบเขาได้เปรียบเทียบประสิทธิภาพของอัตราการไหลของน้ำและความเร็วลมที่จ่ายเข้าแกนทำความเย็น



รูปที่ 2.10 การวางตัวของหัวฉีดน้ำที่แตกต่างกัน 5 รูปแบบ (Antonellis et al., 2019)

Antonellis et al. (2019) รายงานผลการศึกษาของเขาว่า configuration top และ configuration horizontal ได้ wet bulb effectiveness สูงที่สุดในช่วง 82 – 84% ซึ่งมากกว่าแบบ configuration bottom ถึง 70% นอกจากนี้ เขาได้รายงานระยะห่างระหว่างสปริงเกอร์กับขอบช่องเปียก ΔX ที่เหมาะสม ซึ่งระยะดังกล่าวคือ 15 เซนติเมตร ตามรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 ระยะห่างระหว่างสปริงเกอร์กับขอบช่องเปือก (Antonellis et al., 2019)

2.2.3 วัสดุสร้างแกนทำความเย็น

หนึ่งในการเพิ่มประสิทธิภาพของการทำความเย็นแบบน้ำระเหยต้องพิจารณาเกี่ยวกับการเลือกวัสดุที่ใช้ในการสร้างแกนทำความเย็นที่เป็นตัวกลางในการถ่ายเทความร้อนของระบบ เพื่อเลือกวัสดุที่จะสร้างแกนทำความเย็นต้องพิจารณาถึงปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนและมวล เช่น ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความหนาของวัสดุ ด้านความสามารถในการแพร่และการระเหย และที่สำคัญวัสดุดังกล่าวต้องเป็นวัสดุที่ไม่เกิดสนิมเมื่อใช้งานร่วมกับน้ำได้ นอกจากนี้ วัสดุดังกล่าวต้องมีความแข็งแรงไม่ยุบตัวง่าย เพื่อตอบคำถามดังกล่าว จึงได้สืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเปรียบเทียบวัสดุที่ใช้สร้างแกนทำความเย็น

Zhao et al. (2008) ศึกษาวัสดุหลายประเภท ได้แก่ โลหะ เซรามิก เส้นใย ซีโอไลต์ และคาร์บอน ซึ่งมีศักยภาพที่จะใช้เป็นวัสดุที่ใช้สร้างแกนทำความเย็น เพื่อเป็นตัวกลางในกระบวนการถ่ายเทความร้อนและมวลสำหรับระบบทำความเย็นแบบระเหยทางอ้อม ผลการวิเคราะห์วัสดุแต่ละประเภท พบว่า คุณสมบัติการนำความร้อนมีผลกระทบเพียงเล็กน้อยต่อการถ่ายเทความร้อน หากวัสดุที่ใช้นั้นเป็นวัสดุที่บาง (ความหนาน้อยกว่า 0.5 มิลลิเมตร) แต่ยังคงความแข็งแรงในการขึ้นรูป ดังนั้น คุณสมบัติการนำความร้อนอาจไม่ใช่ตัวแปรสำคัญ สุดท้ายเขาสรุปว่า การใช้อะลูมิเนียมแผ่นมีความเหมาะสมสำหรับการใช้สร้างแกนทำความเย็นมากกว่า นอกจากนี้ ผู้วิจัยได้สืบค้นประเภทของวัสดุที่ถูกใช้ในงานวิจัยที่เกี่ยวข้องแสดงดังตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการใช้วัสดุสร้างแกนทำความเย็น

ลำดับ	นักวิจัย	วัสดุที่ใช้/เปรียบเทียบ
1	Gómez et al. (2012)	polycarbonate
2	Aumpai and Koonsrisuk (2020)	polycarbonate
3	Riangvilaikul and Kumar (2009)	Cotton sheet coated with polyurethane
4	Zhou et al. (2018)	Stainless steel
5	Shi et al. (2022)	Stainless steel with porous nickel layer
6	Khandelwal et al. (2011)	Copper
7	Zhao (2010)	Copper and Aluminum
8	Bolotin et al. (2015)	Aluminum
9	Xu et al. (2017)	Aluminum
10	Antonellis et al. (2016)	Aluminum
11	Khalid et al. (2016)	Aluminum
12	Li W-Y et al. (2018)	Aluminum
13	Kabeel et al. (2017)	Aluminum

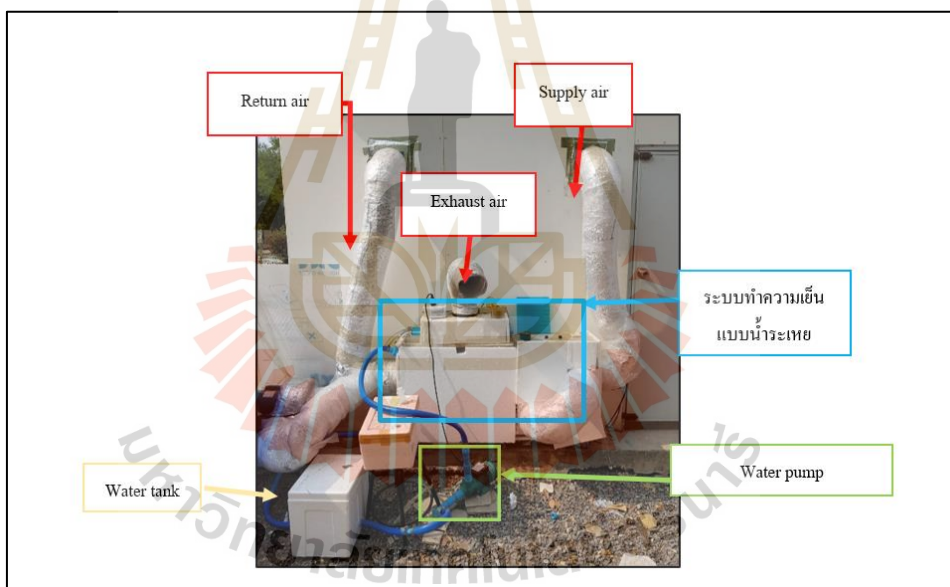
นักวิจัยจำนวนหนึ่งได้นำเสนอวัสดุประเภทโพลีคาร์บอนเนตสำหรับการสร้างแกนทำความเย็น เนื่องจาก วัสดุดังกล่าวมีน้ำหนักที่เบาและมีต้นทุนของวัสดุต่ำว่า ประเภทโลหะ อีกทั้งการใช้โพลีคาร์บอนเนตแผ่นบางยังช่วยลดปัญหาการเป็นฉนวนความร้อนได้ อย่างไรก็ตาม ได้ทดลองนำวัสดุดังกล่าวมาใช้งานจริง พบว่า หากใช้งานวัสดุประเภทนี้ในระยะเวลาอันยาวนานจะส่งผลกระทบต่ออายุการใช้งานของวัสดุ เช่นเกิดปัญหาการสั่นคลอน กรอบและแตก ซึ่งส่งผลต่อการรั่วซึมของน้ำในช่องเปือกที่อาจไหลเข้าสู่ช่องแห้งได้

จากที่กล่าวมาข้างต้น อลูมิเนียมอาจเป็นวัสดุที่เหมาะสม เนื่องจาก มีความแข็งแรงสูงและความเหนียวที่ดีในการขึ้นรูปและคุณสมบัติที่ไม่เกิดสนิมเมื่อใช้งานร่วมกับน้ำ อย่างไรก็ตาม ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยต้องการทั้งการถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังและขณะเดียวกัน กระบวนการในช่องเปือกต้องการการถ่ายเทมวลของความร้อนที่มาก เพราะจะทำให้อากาศในช่องเปือกถึงความร้อนจากช่องแห้งได้เพิ่มขึ้น คำแนะนำของ Xu et al. (2017) เรายืนยันว่าการผสมผสานระหว่างอะลูมิเนียมแผ่นบางกับผ้าจะทำให้มีการนำความร้อนและการระเหยของความร้อนที่ดีเยี่ยมซึ่งสองวัสดุนี้เป็นแนวทางที่ดูมีอนาคตในการพัฒนา

2.2.4 วัสดุดูดซับน้ำในช่องเปือกของแกนทำความเย็น

Lertsatitthanakorn et al. (2006) ได้นำเสนอวิธีที่น่าสนใจเพื่อเพิ่มความสามารถของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยการนำผ้า (fabric material) มาติดที่ผนังภายในช่องเปือก เขาระบุว่าผ้าที่นำมาติดจะช่วยกระจายน้ำบนผนังของช่องเปือก ซึ่งจะทำให้น้ำมีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนและการระเหยของน้ำเพิ่มขึ้น

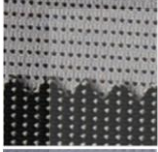
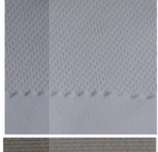
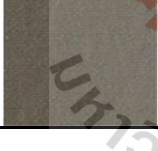
ณัฐพล (2563) ได้ทำการสร้างและทดสอบเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยทางอ้อม (IEC) ที่ทำการติดตั้งผ้าไว้ภายในแกนทำความเย็น ภายใต้สภาพภูมิอากาศของจังหวัดนครราชสีมา ผลปรากฏว่า การติดตั้งผ้าไว้ภายในแกนทำความเย็นจะใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่ากรณีไม่มีผ้าเฉลี่ย 0.28 kWh/day ในขณะที่ความสามารถในการทำความเย็นใกล้เคียงกัน การติดตั้ง IEC แสดงดังรูป 2.12 ซึ่งเห็นได้ว่าระบบมีการจัดเรียงอุปกรณ์ค่อนข้างซับซ้อนต้องใช้พื้นที่ในการติดตั้งระบบขนาด 2.00 เมตร x 1.00 เมตร x 0.60 เมตร



รูปที่ 2.12 เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม (ณัฐพล, 2563)

นอกจากนี้ มีงานวิจัยของ Xu et al. (2016) ได้นำเสนอการศึกษาเชิงทดลองโดยเปรียบเทียบผ้าจำนวน 7 ชนิด ที่นำมาติดในผนังช่องเปือกแสดงรายละเอียดของผ้าทั้ง 7 ชนิด ดังตารางที่ 2.4 โดยเขาได้ศึกษาอิทธิพลของตัวแปร 3 ชนิด คือ ความสามารถในการดูดซับน้ำ (wicking rate) ความสามารถในการแพร่เพิ่มขึ้น (diffusion rate) และความสามารถในการระเหยเพิ่มขึ้น (evaporation) ซึ่งเขาระบุว่าตัวแปรทั้ง 3 จะส่งผลต่อความสามารถในการทำความเย็นด้วยการระเหย

ตารางที่ 2.4 ข้อมูลเฉพาะของผ้า (Xu et al., 2016)

ลำดับ	ลักษณะเนื้อผ้า	ชื่อสินค้า	การทอ
1		Coolpass®	Bird eye mesh fabric 100D*72F
2		Kraft paper	-
3		Bamboo charcoal Coolmax® active	+ 75D
4		Coolpass®	Knitted (double) pique mesh 75D*72F
5		Topcool® spandex	Single jersey 88/12
6		320D Supplex® + 3M®	70D*(160D+160D)
7		228T Supplex® + 3M®	75D*160D

Xu et al. (2016) รายงานผลการเปรียบเทียบผ้าทั้ง 7 ชนิด โดยกำหนดให้ Kraft paper เป็นวัสดุอ้างอิงในการเปรียบเทียบผลการศึกษาดังกล่าว ผลการศึกษาพบว่า ตัวอย่างลำดับที่ 1 และ 3 เหมาะสมที่สุดสำหรับการใช้งานทำความเย็นแบบระเหยทางอ้อม เนื่องจาก ผ้าทั้งสองมีความสามารถในการดูดซับน้ำเพิ่มขึ้น 182% และ 171% ความสามารถในการแพร่เพิ่มขึ้น 14% และ 37% และความสามารถในการระเหยเพิ่มขึ้น 20% และ 14% เมื่อเทียบกับ Kraft paper ที่เป็นวัสดุอ้างอิง ซึ่งค่าของตัวแปรทั้ง 3 ที่สูงจะส่งผลให้ความสามารถในการทำทำความเย็นด้วยการระเหยของน้ำเพิ่มมากขึ้น

หลังจากนั้น Xu et al. (2017) ได้ประยุกต์ใช้อุปกรณ์ที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพให้ IEC โดยปรับปรุงแกนทำความเย็น ที่ทำให้น้ำจากการสเปรย์ภายในแกนทำความเย็นระเหยสู่อากาศได้

ไวชั่น โดยใช้เทคโนโลยีของผ้า Coolmax พบว่า จากการเปรียบเทียบกับระบบ IEC แบบทั่วไป ภายใต้เงื่อนไขอากาศแวดล้อมอุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกเท่ากับ 37.8°C และ 21.1°C ตามลำดับ ผลปรากฏว่าเครื่องทำความเย็นที่ถูกปรับปรุงใหม่มี COP เท่ากับ 52.5 ซึ่งสูงกว่าระบบ IEC แบบทั่วไปที่มี COP เท่ากับ 18.1 เป็นผลจากเทคโนโลยีผ้า Coolmax ที่มีความสามารถในการดูดซับน้ำที่รวดเร็ว ช่วยให้น้ำกระจายได้เต็มพื้นผิวของแกนทำความเย็นและช่วยให้น้ำระเหยตัวได้ไวขึ้น ส่งผลให้พลังงานที่ต้องให้ปั๊มในการสูบลดลงอย่างมากส่งผลให้ COP มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ สิ่งนี้จึงเป็นแนวทางเพื่อโอกาสในการพัฒนาเครื่องทำความเย็นใหม่

2.2.5 ระยะห่างระหว่างช่องแห้งและช่องเปียก

ในการสร้างแกนทำความเย็นผู้วิจัยจะอ้างอิงจากผลการจำลองจากวิทยานิพนธ์ของ ธงชัย เทียมทัด (2562) เพื่อให้ขนาดของแกนทำความเย็นสอดคล้องกับการใช้งานกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ อย่างไรก็ตาม มีผลการจำลองของนักวิจัยจำนวนหนึ่งระบุว่าระยะห่างระหว่างช่องเปียกและช่องแห้ง เป็นหนึ่งในปัจจัยที่ส่งผลต่อความสามารถในการลดอุณหภูมิของระบบ ซึ่ง Chen et al . (2017) ได้ศึกษาปัญหาการควบแน่นที่เกิดขึ้น ผลลัพธ์ระบุว่าระยะห่างระหว่างช่องเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการระบายความร้อน ในทางเดียวกัน ผู้วิจัยจึงสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับระยะห่างระหว่างช่องเปียกและช่องแห้งเพื่อเลือกระยะดังกล่าวในการสร้างแกนทำความเย็น แสดงงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังตารางที่ 2.5 จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง พบว่า ระยะห่างระหว่างช่องแห้งและช่องเปียกส่วนใหญ่อยู่ในช่วง 3 ถึง 6 มิลลิเมตร ผลการจำลองส่วนมากระบุว่าระยะห่างระหว่างช่องว่างที่ลดลงจะทำให้เพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนแต่ pressure drop ในระบบจะเพิ่มมากขึ้น

นอกจากนี้ ธงชัย (2562) ได้แสดงผลการจำลองเชิงตัวเลขของอิทธิพลของระยะห่างระหว่างช่องแห้งและช่องเปียกต่อความดันสูญเสียภายในแกนทำความเย็น และอุณหภูมิอากาศหลังผ่านแกนทำความเย็น โดยจำลองระยะห่างระหว่างช่อง คือ 2, 5, 10 และ 15 มิลลิเมตร ผลปรากฏว่าเมื่อจำลองภายใต้อุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อม 30 องศาเซลเซียส ระยะห่าง 2 มิลลิเมตร สามารถลดอุณหภูมิอากาศหลังผ่านแกนทำความเย็นได้มากที่สุด โดยอุณหภูมิอากาศหลังผ่านแกนทำความเย็นมีค่า 22 องศาเซลเซียส ในขณะที่ระยะห่าง 5 มิลลิเมตร อุณหภูมิอากาศหลังผ่านแกนทำความเย็นมีค่า 22.5 องศาเซลเซียส ในด้านของความดันสูญเสียภายในแกนทำความเย็น พบว่า ระยะห่าง 2 มิลลิเมตร มีความดันสูญเสียภายในแกนทำความเย็นเท่ากับ 48 Pa แต่ระยะห่าง 5 มิลลิเมตร ความดันสูญเสียภายในแกนทำความเย็นเท่ากับ 3 Pa ดังนั้น หากใช้ระยะห่างที่แคบเกินไปในการสร้างจริงส่งผลให้ขนาดของพัดลมในระบบต้องใหญ่มากขึ้นเพื่อที่จะเอาชนะความดันสูญเสียภายในแกนทำความเย็น

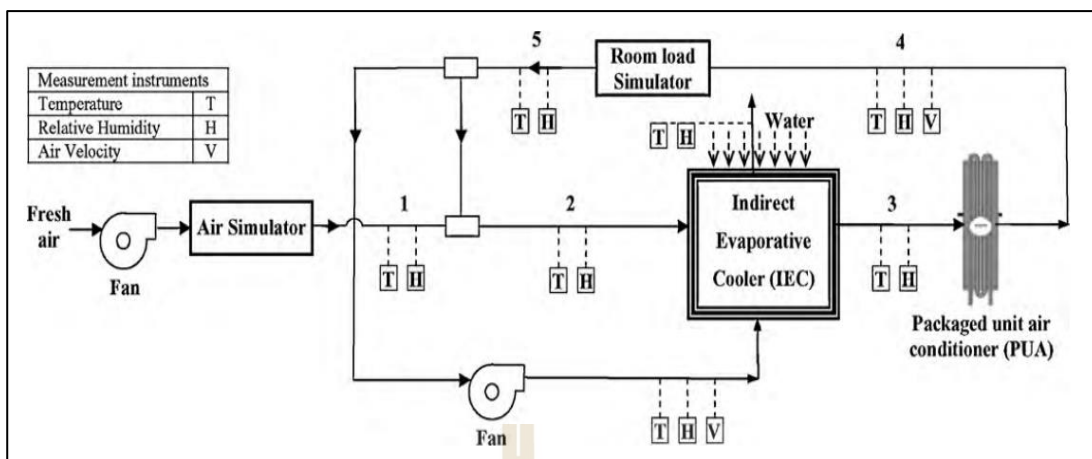
ตารางที่ 2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระยะห่างระหว่างช่องเปียกและช่องแห้ง

ลำดับ	ชื่อนักวิจัย	ประเภทการศึกษา	ระยะที่แนะนำ
1	Alonso et al. (1998)	Experimental	3 mm
2	Riangvilaikul and Kumar (2010)	Experimental	5 mm
3	Jradi and Riffat (2014)	Experimental and Numerical simulation	5 mm
4	Lin et al. (2016)	Numerical simulation	5 mm
5	Chen et al. (2017)	Numerical simulation	4 mm
6	Kabeel et al. (2017)	Experimental	6 mm
7	Kashyap et al. (2020)	Numerical simulation	3 - 4 mm
8	Zhan et al. (2022)	Numerical simulation	5 mm

2.3 การประยุกต์ใช้ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

ระบบปรับอากาศเป็นระบบที่มีศักยภาพในการทำทำความเย็น แต่มีการใช้พลังงานไฟฟ้าปริมาณมาก โดยสัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศในสำนักงานสูงถึง 40 - 60% ของการใช้พลังงานทั้งหมดในอาคาร (กระทรวงพลังงาน, 2560) เนื่องจาก การทำงานอย่างต่อเนื่องของคอมเพรสเซอร์ที่เป็นอุปกรณ์หลักในระบบ จากสัดส่วนการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศที่สูงมากการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศจึงเป็นสิ่งสำคัญ หนึ่งในวิธีการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศ คือ การใช้เทคโนโลยีเพื่อประหยัดพลังงาน

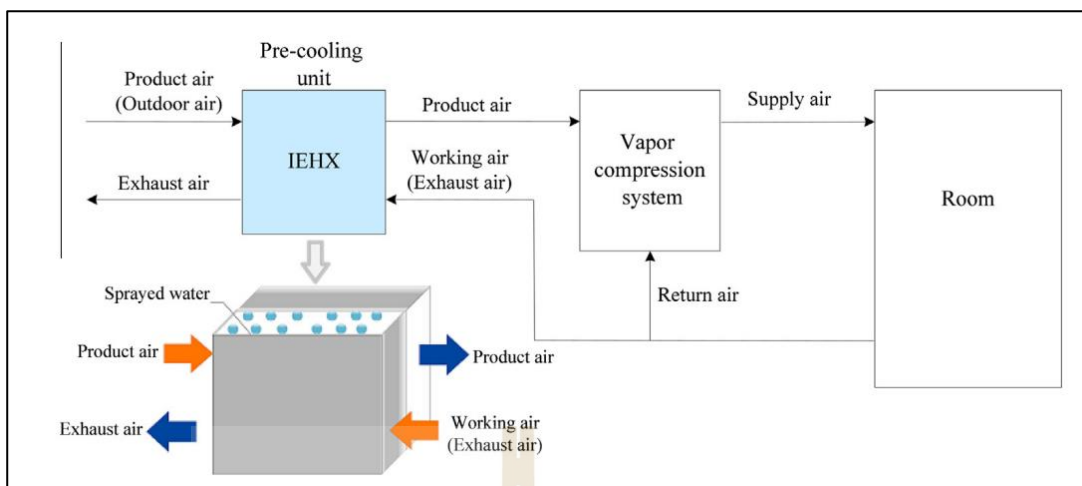
การศึกษาเกี่ยวกับวิธีการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศมีจำนวนมาก หนึ่งในวิธีการดังกล่าวคือการประยุกต์ใช้ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอหรือเรียกระบบดังกล่าวว่าระบบปรับอากาศแบบไฮบริด เพื่อยืนยันความเป็นไปได้ในการใช้งานระบบดังกล่าว Delfani et al. (2010) ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองโดยนำเครื่อง IEC มาใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ แสดงแผนภาพการทดสอบดังรูปที่ 2.13 ซึ่งเรียกรวมว่าระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ผลการวิจัยพบว่าระบบสามารถลด cooling load ลงได้ 75% และลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศได้ 50%



รูปที่ 2.13 แผนภาพอุปกรณ์ในการทดสอบ (Delfani et al., 2010)

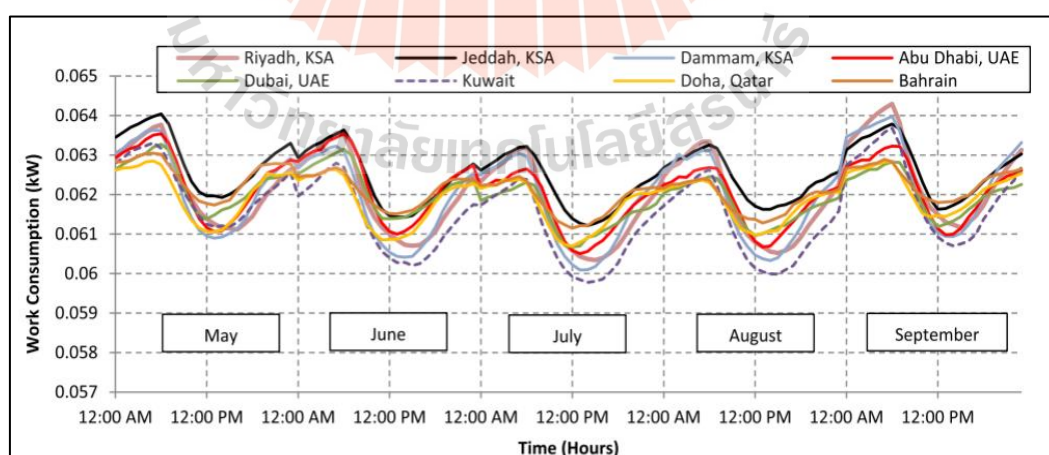
นอกจากนี้ Khandelwal et al. (2011) ได้ศึกษาศักยภาพในการลดการใช้พลังงานประจำปีของอาคารปรับอากาศโดยใช้โปรแกรม TRNSYS อาคารดังกล่าวเป็นอาคารห้องสมุดสามชั้นทั่วไปของมหาวิทยาลัย การศึกษานี้ได้ทำการเปรียบเทียบการใช้งานระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยตรง (direct evaporative cooler) ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอกับระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่อากาศไหลย้อนกลับ (regenerative indirect evaporative cooler) ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ผลการจำลองพบว่า ระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยตรงประหยัดพลังงานได้ 12.09% และระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่อากาศไหลย้อนกลับประหยัดพลังงานได้ 15.69% สำหรับการใช้พลังงานต่อปีของอาคาร

Cui et al. (2015) นำเสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ โดยเขานำอากาศภายในห้องปรับอากาศมาใช้เป็น working air เพื่อให้ได้อากาศเย็นในการดึงความร้อนออกจากช่องแห้ง แสดงระบบที่จำลองดังรูปที่ 2.14 พบว่าระบบที่มีการดึงอากาศจากภายในห้องมาช่วยในการแลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถลดความชื้นของอากาศที่ผ่านแกนทำความเย็นได้ เนื่องจาก อากาศจากห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิต่ำและทำให้เกิดการกลั่นตัวของน้ำในช่องแห้ง ซึ่งจะช่วยลดความชื้นในอากาศได้พร้อมกับการลดอุณหภูมิ ผลการจำลองของเขพบว่า ระบบดังกล่าวสามารถลดภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศได้ 35 - 47%



รูปที่ 2.14 แผนภาพอุปกรณ์ในการจำลอง (Cui et al., 2010)

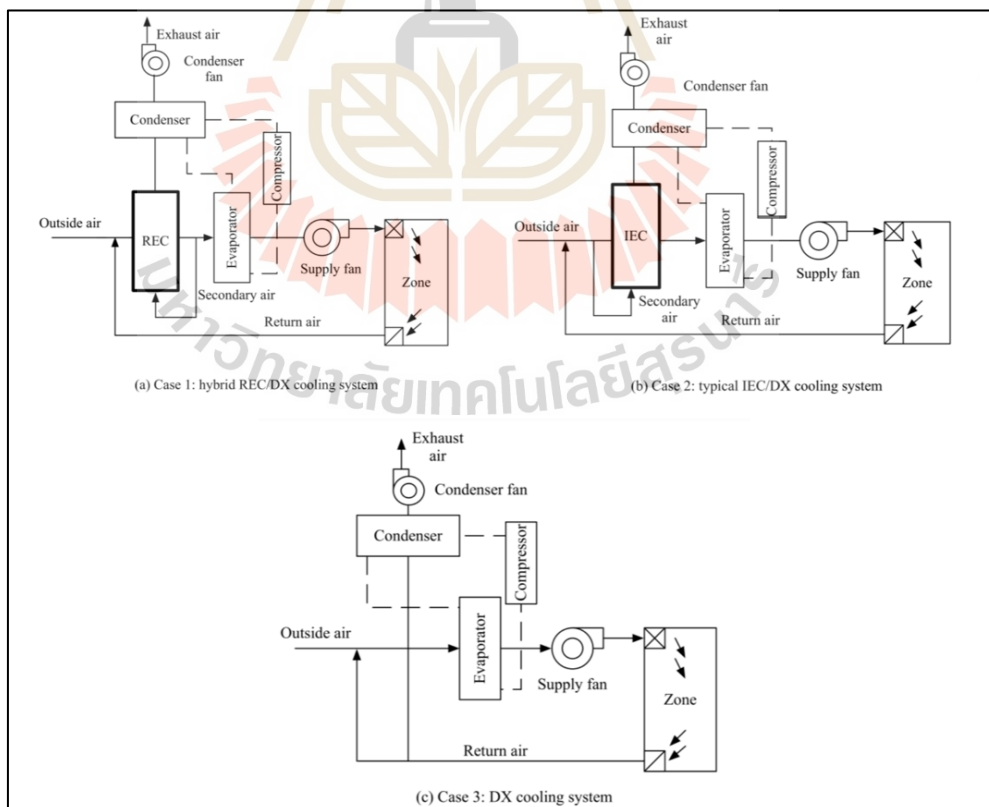
Baakeem et al. (2019) ได้ศึกษาความเป็นไปได้สำหรับระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่มีการไหลแบบย้อนกลับ โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ภายใต้สภาพอากาศที่แตกต่างกันในกลุ่มประเทศแถบอ่าวอาหรับและเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบ พบว่า เมืองที่มีความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศน้อยส่งผลให้มีการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศน้อยตามไปด้วย ดังแสดงในรูปที่ 2.15 เขาสรุปว่า หากความสามารถในการทำความเย็นเท่าเดิมระบบที่จำลองใช้พลังงานประมาณ 38% ของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ



รูปที่ 2.15 การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Baakeem et al., 2019)

นอกจากนี้ Duan et al. (2018) ได้นำเสนอการจำลองโดยใช้ EnergyPlus เพื่อเปรียบเทียบระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย 3 รูปแบบ สำหรับการใช้งานในอาคารพักอาศัยสามชั้นในกรุงปักกิ่งของประเทศไทย ดังรูปที่ 2.16 ผลการจำลองเขาได้นำเสนอระบบที่ดูเป็นไปได้ พบว่า ระบบ REC/DX สามารถลดการใช้พลังงานได้ 38% เมื่อเทียบกับการใช้ระบบ DX และลดการใช้พลังงานได้ 8.5% เมื่อเทียบกับระบบ IEC/DX ระดับความสะดวกสบายในการระบายความร้อนดีขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับทั้งระบบ DX และระบบ IEC/DX แต่ระยะเวลาคืนทุนของระบบ REC/DX น้อยกว่า IEC/DX เท่ากับ 4.18 ปี ซึ่งระบบ REC/DX แบบไฮบริดอาจเป็นประโยชน์ต่ออาคารภายใต้สภาพอากาศที่ร้อนและชื้น

Chen et al. (2021) ได้นำเสนอเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (IEC) ที่ถือว่าเป็นทางเลือกที่มีประสิทธิภาพและยั่งยืนและสามารถลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่มีอยู่ในการทำความเย็นทั่วไป โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม อยู่ที่ 6 – 16 เมื่อใช้งานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอส่งผลให้ COP โดยรวมสำหรับระบบไฮบริดอยู่ที่ 4.96 – 6.05 นอกจากนี้ หากเปรียบเทียบปริมาณการใช้ไฟฟ้าของระบบไฮบริดกับกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว พบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสามารถประหยัดการใช้พลังงานไฟฟ้าจะลดลง 19 – 135%

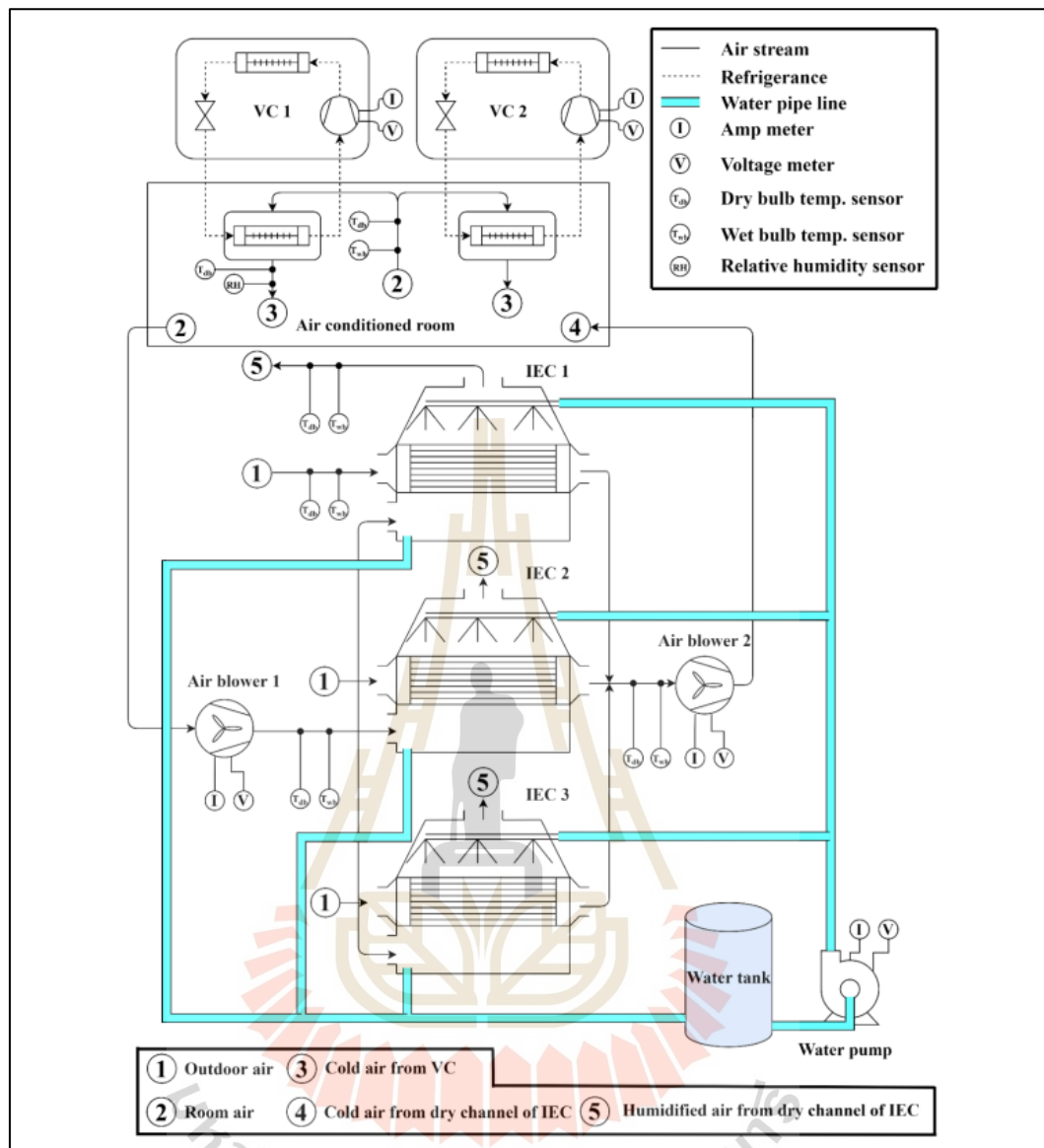


รูปที่ 2.16 แผนภาพการจำลองระบบ (Duan et al., 2018)

จากการศึกษาระบบปรับอากาศแบบไฮบริดซึ่งเป็นระบบที่ทำงานร่วมกันระหว่างระบบปรับอากาศแบบอัดไอและระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหย เห็นได้ว่า ระบบดังกล่าวมีศักยภาพในการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งสอดคล้องกับการทดลองที่ผ่านมาของทีมผู้วิจัย โดย ญัฐพล (2563) ได้ทำการศึกษาเชิงทดลองโดยใช้ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ประกอบไปด้วยเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอและ IEC ติดตั้งเข้ากับอาคารทดสอบขนาดเล็กที่มีพื้นที่ 12 ตารางเมตร ผลการทดสอบ พบว่า ระบบไฮบริดสามารถลดการใช้พลังงานได้ 7% เมื่อเทียบกับการใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว

ในปีเดียวกัน ญัฐพล ได้ศึกษาระบบปรับอากาศแบบไฮบริดโดยนำ IEC จำนวน 3 เครื่องมาใช้ร่วมกับระบบปรับอากาศของร้านสะดวกซื้อขนาด 96 ตารางเมตร ดังรูปที่ 2.17 พบว่า ระบบดังกล่าวสามารถลดการใช้พลังงานได้ 5 - 36% ขึ้นอยู่กับสภาพอากาศที่ทดสอบ อย่างไรก็ตาม เขาได้รายงานปัญหาของระบบดังกล่าวเกี่ยวกับจำนวนท่ออากาศที่มาก ซึ่งส่งผลให้ขนาดโบลเวอร์ต้องใหญ่มากขึ้น นอกจากนี้ ระบบดังกล่าวเป็นระบบที่มีการดึงอากาศจากห้องปรับอากาศมาใช้งานทำให้ต้องเจาะผนังและใช้พื้นที่ในการติดตั้งระบบค่อนข้างมากสำหรับการใช้งานจริงแสดงลักษณะการติดตั้งระบบจริง ดังรูปที่ 2.18

จากงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้น พบว่า ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดมีศักยภาพในการลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้ดี แต่การใช้ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยโดยอ้อม (IEC) ปัญหาหนึ่งที่สำคัญ คือ ต้องใช้พื้นที่มากในการจัดเรียงอุปกรณ์และใช้ท่ออากาศจำนวนมาก จากการสืบค้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง พบว่า ระบบหนึ่งที่มีความสามารถในการทำความเย็นและไม่ได้เพิ่มความชื้นสู่ห้องปรับอากาศ คือ ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยที่มีการแบ่งอากาศสู่ช่องเปียกหรือเรียนระบบนั้นว่า “ระบบทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (STEC)” อีกทั้งยังสามารถเพิ่มศักยภาพการทำความเย็นของระบบดังกล่าวได้หลายประการ เช่น การกำหนดอิทธิพลของตัวแปรระยะห่างระหว่างช่อง วัสดุที่ใช้สร้างแกนทำความเย็นและวัสดุดูดซับน้ำในช่องเปียกของแกนทำความเย็น เป็นต้น



รูปที่ 2.17 แผนภาพระบบปรับอากาศแบบไฮบริด (ณัฐพล, 2563)



รูปที่ 2.18 การติดตั้งเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสำหรับระบบปรับอากาศแบบไฮบริดที่ร้าน
สะดวงซื้อ (ณัฐพล, 2563)

ดังนั้น วิทยานิพนธ์นี้สนใจศึกษาเชิงทดลองเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกที่มีลักษณะของแกนทำความเย็นแบบลูกฟูกพร้อมกับการใช้เทคโนโลยีของผ้า Coolmax® และปรับรูปแบบการจัดเรียงอุปกรณ์ในแนวดิ่งเพื่อลดพื้นที่ในการติดตั้งอุปกรณ์ภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทที่ 3

วิธีการดำเนินการวิจัย

วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอการออกแบบและสร้างเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยที่อุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Sub-wet bulb Temperature Evaporative Cooling System, STEC) ซึ่งต่อไปนี้จะเรียกระบบดังกล่าวว่า “เครื่องต้นแบบ STEC” เพื่อทดสอบใช้งานระบบภายใต้สภาพอากาศของจังหวัดนครราชสีมา และจะเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ กับสมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ สำหรับบทนี้แบ่งเนื้อหาเป็น 4 ส่วน ได้แก่

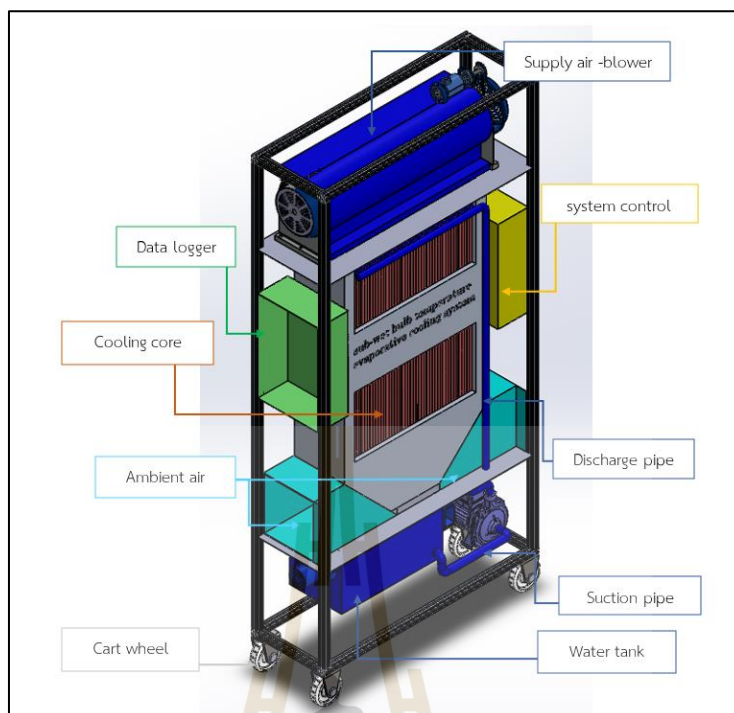
1. การเลือกวัสดุและสร้างเครื่องต้นแบบ STEC มีหัวข้อย่อย คือ การเลือกวัสดุใช้สร้างแกนทำความเย็น การเลือกใช้ผ้า การเลือกใช้กาว การขึ้นรูปและการประกอบ
2. การออกแบบอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล
3. วิธีดำเนินการทดสอบ
4. สมการที่ใช้ประเมินสมรรถนะและความไม่แน่นอนของเครื่องมือวัด

3.1 การเลือกวัสดุและสร้างเครื่องต้นแบบ STEC

ในหัวข้อนี้ได้อธิบายถึงการเลือกวัสดุและสร้างเครื่องต้นแบบ STEC ที่ออกแบบให้อากาศมีการไหลแบบสวนทาง (counter flow) ตามที่อธิบายลักษณะการไหลของอากาศในบทที่ 2 โดยการศึกษานี้จะอ้างอิงขนาดของแกนทำความเย็นจากผลการจำลองของ ชงชัย เทียมทัต (2562) และ ญัฏฐพล อำไพ (2565) อย่างไรก็ตาม เพื่อแก้ปัญหาให้เครื่องต้นแบบ STEC มีความกระทัดรัด จึงได้ออกแบบการจัดวางอุปกรณ์ให้อยู่ในแนวตั้งแสดงดังรูปที่ 3.1 ซึ่งมีอุปกรณ์ที่สำคัญ คือ

1. บLOWER (Blower) ทำหน้าที่ เพิ่มแรงดันอากาศและดึงอากาศเข้าสู่แกนทำความเย็น
2. เครื่องสูบล (Pump) ทำหน้าที่ เพิ่มแรงดันน้ำจากถังเก็บเพื่อส่งน้ำให้สเปรย์สู่ช่องเปียก
3. ถังเก็บน้ำ (water tank) ทำหน้าที่ กักเก็บน้ำที่ใช้ส่งไปยังช่องเปียก
4. แกนทำความเย็น (cooling core) ทำหน้าที่ เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) ระหว่างช่องเปียกและช่องแห้ง

ซึ่งแกนทำความเย็นเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญเพื่อที่จะสร้างแกนทำความเย็นผู้วิจัยจึงอธิบายวิธีการสร้างแกนทำความเย็น ซึ่งมีรายละเอียดตาม 4 หัวข้อย่อยดังนี้ การเลือกวัสดุใช้สร้างแกนทำความเย็น การเลือกใช้ผ้า การเลือกใช้กาว การขึ้นรูปและการประกอบแกนทำความเย็น



รูปที่ 3.1 ส่วนประกอบและการจัดเรียงอุปกรณ์ในแนวตั้งของ STEC

ขนาดของเครื่องต้นแบบเท่ากับ 1.06 เมตร x 0.36 เมตร x 2.06 เมตร สำหรับพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับแกนทำความเย็นจะแสดงดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 ขนาดและพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องกับแกนทำความเย็น

พารามิเตอร์	ข้อมูล	หน่วย
ความสูงแกนทำความเย็น	1.20	m
ความกว้างแกนทำความเย็น	0.64	m
ความลึกแกนทำความเย็น	0.50	m
ความหนาของแผ่นอลูมิเนียม	0.40	mm
ระยะห่างระหว่างช่องแห้งและช่องเปียก	5	mm
จำนวนช่องเปียก	28	channel
จำนวนช่องแห้ง	29	channel
พื้นที่หน้าตัดของการไหลอากาศ	0.0184	m ²

3.1.1 การเลือกวัสดุใช้สร้างแกนทำความเย็น

จากหัวข้อปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในบทที่ 2 ที่ได้เปรียบเทียบวัสดุหลายประเภทที่ใช้สร้างแกนทำความเย็น ประกอบด้วย polycarbonate โลหะประเภทต่าง ๆ เซรามิก เส้นใย ซีโอไลต์ และคาร์บอน ได้ข้อสรุปว่า หากใช้วัสดุสร้างแกนทำความเย็นที่มีความหนา น้อยกว่า 0.5 มิลลิเมตร ส่งผลให้การนำความร้อน (Thermal conductivity) มีผลค่อนข้างน้อยต่อ การถ่ายเทความร้อนภายในแกนทำความเย็น แต่การใช้วัสดุประเภท polycarbonate แม้จะมีน้ำหนัก เบาและราคาถูก แต่อายุการใช้งานจะสั้นและวัสดุดังกล่าวจะเกิดการสั่นเมื่อใช้งาน อีกทั้งการใช้ polycarbonate เป็นระยะเวลานานทำให้เกิดปัญหาการสะสมของเชื้อราซึ่งไม่เป็นผลดีต่อสุขภาพ หากนำอากาศที่ผ่าน polycarbonate เติมเข้าสู่ห้องปรับอากาศ

จากที่กล่าวมาข้างต้นและข้อมูลเกี่ยวกับการเลือกวัสดุใช้สร้างแกนทำความเย็นใน ตารางที่ 2.3 โดยได้ข้อสรุปว่า “อลูมิเนียมแผ่น” เป็นวัสดุที่เหมาะสมกับการนำมาสร้างแผ่นแลกเปลี่ยน ความร้อน เนื่องจาก มีค่าการนำความร้อนสูง ไม่อมน้ำ ไม่เกิดสนิมในสภาวะเปียกชื้น มีความเหนียว มีความแข็งแรง ประกอบได้ง่ายและคงรูปของวัสดุได้ดีเพื่อลดการสั่นสะเทือน ดังนั้น ในการศึกษาครั้งนี้จึง ได้เลือกใช้อลูมิเนียมแผ่นที่มีความหนา 0.4 มิลลิเมตร แสดงคุณสมบัติของวัสดุดังตารางที่ 3.2

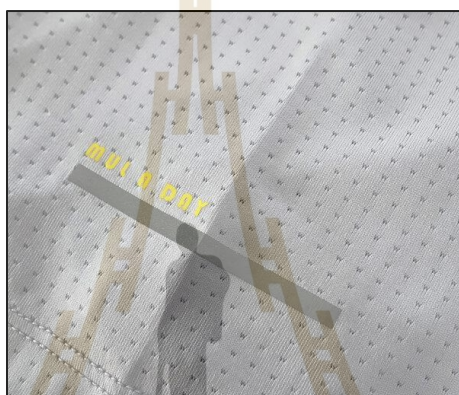
ตารางที่ 3.2 คุณสมบัติของอลูมิเนียม 1100

คุณสมบัติ	ข้อมูล	หน่วย
จุดหลอมเหลว	646	°C
แรงดึง	145	MPa
Elongation (at 50 mm)	5	%
Thermal conductivity	205	W/mK
Electrical resistivity	2.69	$\Omega \cdot \text{cm}$
ความหนาแน่น	2.6898	g/cm^3
Modulus of elasticity	68.3	GPa

3.1.2 การเลือกใช้ผ้า

ในหัวข้อนี้จะอธิบายวิธีการเลือกผ้าที่จะช่วยให้น้ำกระจายบนผิวของแผ่นอลูมิเนียมที่ ทำเป็นแกนทำความเย็น จากการศึกษาที่ผ่านมาของกลุ่มวิจัยได้ใช้ผ้าสำลี แต่ผลการศึกษาในก่อนหน้า นี้ได้พบปัญหาเกี่ยวกับเชื้อราในผ้าสำลี เนื่องจากผ้าสำลีมีคุณสมบัติที่ดีในการอุ้มน้ำ ดังนั้น ผ้าสำลีจึง แห้งได้ยากนำมาสู่การเกิดเชื้อราเมื่อใช้เป็นระยะเวลานาน จึงได้สับค้นผ้าที่เหมาะสมกับการนำมาใช้ เป็นตัวช่วยกระจายน้ำในแกนทำความเย็น

จากงานวิจัยของ Xu et al. (2016) ได้ทดสอบประสิทธิภาพของผ้า 7 ชนิด ที่จะนำมาเป็นผ้าในแกนทำความเย็นตามที่รายงานในบทที่ 2 เขารายงานว่าผ้า Coolpass และ Coolmax มีความสามารถในการดูดซับน้ำ ความสามารถในการแพร่ และความสามารถในการระเหยสูงกว่าวัสดุอ้างอิงเท่ากับ 182%, 396% และ 93% ตามลำดับ ซึ่งค่าของตัวแปรทั้ง 3 ที่สูงจะส่งผลดีต่อกระบวนการทำความเย็นด้วยการระเหยตัวของน้ำ ดังนั้น ในงานนี้จะเลือกผ้า Coolmax มาประยุกต์ใช้เป็นวัสดุดูดซับน้ำที่อยู่ภายในช่องเปียกของแกนทำความเย็น เนื่องจาก สามารถซื้อได้ภายในประเทศแสดงลักษณะของผ้า Coolmax ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ผ้า Coolmax

3.1.3 การเลือกใช้วัสดุประสาน

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอวิธีการทดสอบและเครื่องมือที่ใช้ทดสอบ สำหรับการเลือกใช้วัสดุประสาน หรือ “กาว” ที่ใช้ติดผ้าไว้กับแผ่นอลูมิเนียมที่ใช้สร้างแกนทำความเย็น โดยงานนี้จะเลือกใช้ผ้า Coolmax ที่ Xu et al. (2016) แนะนำ สาเหตุที่ต้องศึกษาหัวข้อนี้เป็นเพราะการนำกาวมาใช้ติดผ้าเข้ากับแผ่นอลูมิเนียมจะทำให้คุณสมบัติของกาวเข้าไปแทรกซึมความเป็นรูพรุนของเนื้อผ้า ซึ่งส่งผลให้การดูดซับน้ำ ความสามารถในการแพร่ และความสามารถในการระเหยของผ้าลดลงได้

วิธีการดำเนินการเปรียบเทียบกาวที่ใช้ติดผ้าไว้กับแผ่นอลูมิเนียมจะเลือกกาวที่พบว่าถูกใช้จริงในการศึกษาที่เกี่ยวกับกระบวนการทำความเย็นแบบน้ำระเหยหรือเป็นกาวผู้ผลิตแนะนำว่าสามารถใช้ในการติดผ้าได้ โดยแสดงข้อมูลของกาวที่เลือกใช้ทดสอบ 5 ชนิด ดังตารางที่ 3.3 ซึ่งข้อมูลในตารางประกอบไปด้วย ชื่อทั่วไปหรือชื่อวิทยาศาสตร์ ส่วนผสมทางเคมี ลักษณะของการใช้งาน และราคาต่อน้ำหนักของกาว การเปรียบเทียบจะนำกาวทั้ง 5 ชนิด ติดผ้า Coolmax ลงบนแผ่นอลูมิเนียมซึ่งเป็นตัวแทนของผนัง (wall) ในช่องเปียก การทดสอบเพื่อเลือกใช้กาวแบ่งเป็น 2

หัวข้อย่อย คือ การทดสอบเพื่อหาอัตราการแพร่ของน้ำและการทดสอบเพื่อหาการระเหยของน้ำ โดยเงื่อนไขในการทดสอบทั้ง 2 หัวข้อ แสดงดังตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.3 ข้อมูลจำเพาะของวัสดุประสาน (กาว)

ชื่อทั่วไป/ชื่อ วิทยาศาสตร์	ส่วนผสมทางเคมี	การนำไปใช้งาน	ราคา/ กิโลกรัม	นักวิจัยที่ นำไปใช้
1. Draga/Rubber Adhesive	Polyurethane resin, Toluene, Methyl Ethyl Ketone	ใช้สำหรับงานติดไม้, หนังสือ, หนังสือเย็บ, PVC, ผ้า, ยาง, เหล็ก	250	-
2. SikaFlex 740/Polyuret hane Sealant	Polyurethane, Isocyanates	กาวประเภทโพลียูรีเทน ชนิดยืดหยุ่น ใช้สำหรับ ยาแนวรอยต่อโครงสร้าง ทั่วไป	500	Xu et al. (2017)
3. Hot glue/Cyanoac rylate Adhesive	Cyanoacrylic acid, Methoxyethyl, Cyanoacrylate	ใช้สำหรับใช้ซ่อมยึดติด ผิววัสดุ, ยาง, เหล็ก, พลาสติก, แก้ว, เซรามิค	1000	Aumpai and Koonsris uk (2020)
4. Hydroxyethyl Cellulose (HEC)	Hydroxyethyl Cellulose (HEC)	กาวประเภทโพลิเมอร์ที่ ละลายน้ำสามารถใช้เป็น สารยึดเกาะได้ โดยไม่ทำ ให้ความเป็นรูปทรงของ วัสดุลดลง	650 (3.3% concentr ation)	Li et al. (2016)
5. Spray Adhesive (SA)/ Aerosol Adhesive	Methyl pentane, Liquefied Petroleum gas, Cyclohexane, Toluene	กาวอเนกประสงค์: ใช้ ติดกระดาษ กระดาษ ลูกฟูก ผ้า โฟม ไม้	825	-

ตารางที่ 3.4 เงื่อนไขการทดลองการทดสอบวัสดุประสาน (กาว)

อัตราการแพร่ของน้ำ		
ตัวแปร	ค่าที่ทดสอบ	หน่วย
ชนิดของกาวที่ใช้ติดผ้า	5	types
ระยะเวลาสังเกตพฤติกรรม	1, 10, 30, 60, 120	Sec
ปริมาตรน้ำ	1	ml
การระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ		
ตัวแปร	ค่าที่ทดสอบ	หน่วย
ชนิดของกาวที่ใช้ติดผ้า	5	types
ระยะเวลาเปิดน้ำ	3	min
ความเร็วลม	0.5	m/s
อุณหภูมิอากาศแวดล้อม	25 ± 0.5	$^{\circ}\text{C}$
ความชื้นสัมบูรณ์อากาศแวดล้อม	15 ± 0.25	g/kg

3.1.3.1 การทดสอบเพื่อหาอัตราการแพร่ของน้ำ

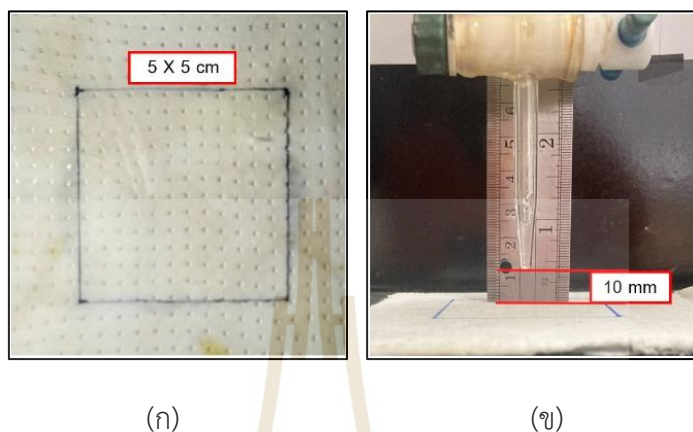
ในการทดสอบได้เตรียมแผ่นอลูมิเนียมขนาด 15 cm x 15 cm ซึ่งเป็นตัวแทนของผนังช่องเปียก และนำผ้าที่มีขนาดเท่ากันติดลงบนแผ่นอลูมิเนียมจำนวน 5 แผ่น ที่แบ่งตามชนิดของกาว ทั้งนี้การควบคุมปริมาณของกาวที่ใช้ในการศึกษาเป็นสิ่งที่ทำได้ยาก เนื่องจาก กาวแต่ละชนิดมีลักษณะทางกายภาพที่แตกต่างกันบางชนิดมีเนื้อเป็นของเหลวบางชนิดเป็นสเปรย์ ดังนั้น การศึกษานี้จึงควบคุมโดยทาการให้สม่ำเสมอและบางที่สุด

การเตรียมอุปกรณ์ทดสอบจะนำผ้าติดลงบนแผ่นอลูมิเนียมขนาดเท่ากันสำหรับกาวที่มีลักษณะเป็นของเหลว (ใช้เหล็กกรีดกาวให้บางติดแผ่นอลูมิเนียม) ในขณะที่ กาวที่เป็นสเปรย์จะฉีดพ่นให้ทั่วชิ้นงานและให้ความหนาสม่ำเสมอ จากนั้น เขียนกรอบขนาด 5 cm x 5 cm ไว้กลางแผ่นผ้ายดรูปที่ 3.3 (ก) จากนั้นนำแผ่นอลูมิเนียมมาวางไว้ใต้บิวเรต (burette) โดยการทดสอบดำเนินการตามวิธี AATCC 79 (2014) ที่แนะนำให้ปากของบิวเรต อยู่เหนือผ้าเป็นระยะ 10 มิลลิเมตร เพื่อป้องกันไม่ให้หยดน้ำไม่กระเซ็นหรือกระจายบนผ้า แสดงดังรูปที่ 3.3 (ข)

ขั้นตอนการทดสอบ

1. หยดน้ำปริมาตร 1 มิลลิลิตร ลงบนผ้าโดยใช้บิวเรตควบคุมอัตราการหยด
2. ใช้กล้องบันทึกวิดีโอระหว่างการหยดน้ำ เพื่อสังเกตพฤติกรรมการแพร่ของน้ำสู่ผ้า ณ เวลาต่าง ๆ ตามเงื่อนไขการทดสอบตารางที่ 2

3. เมื่อสิ้นสุดการทดสอบจะนำผลการทดสอบ ณ เวลา 120 วินาที หลังการหยดน้ำ ไปคำนวณหาอัตราการแพร่ของน้ำสู่ผ้าตามสมการที่ 1 และสังเกตพฤติกรรมที่หยดน้ำที่ซึมลงในผ้า



รูปที่ 3.3 การทดสอบอัตราการแพร่ของน้ำ: ก) ตัวอย่างผ้าที่ติดกาวไว้กับแผ่นออลูมิเนียม และ ข) การติดตั้งชุดทดสอบ

3.1.3.2 การทดสอบเพื่อหาการระเหยของน้ำ

การทดสอบนี้มีจุดประสงค์เพื่อเปรียบเทียบการระเหยของน้ำสู่อากาศโดยใช้ผ้าและออลูมิเนียมชนิดเดียวกัน แต่แตกต่างกัน คือ ชนิดของกาวที่นำมาติดระหว่าง 2 วัสดุ นั้น ดังนั้น ในกรณีที่ความชื้นทางเข้าระบบมีค่าเท่ากัน หากความชื้นทางออกของกาวชนิดใดมีค่ามากที่สุด หมายความว่าน้ำระเหยออกจากชิ้นงานนั้นได้มาก ซึ่งการระเหยของน้ำที่มาก มีผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นของกระบวนการทำความเย็นแบบน้ำระเหย (Xu et al., 2016)

การเตรียมอุปกรณ์ทดสอบจะนำผ้าขนาด 40 cm x 15 cm ติดลงบนแผ่นอะลูมิเนียมที่มีขนาดเท่ากันทั้งด้านหน้าและด้านหลัง จำนวน 3 แผ่น ต่อกาว 1 ชนิด ดังรูปที่ 3.4 (ก) และนำแผ่นออลูมิเนียมดังกล่าวติดตั้งในชุดทดสอบที่มีพื้นที่หน้าตัด 15 cm x 15 cm และสูง 55 cm แสดงอุปกรณ์ในชุดทดสอบดังรูปที่ 3.4 (ข) และ (ค) ตามลำดับ ภายในชุดทดสอบประกอบไปด้วย

- ช่องอากาศทางเข้า อยู่ด้านล่างของชุดทดสอบได้ตำแหน่ง B
- พัดลม ติดตั้งด้านบนเพื่อดึงอากาศผ่านชุดทดสอบ
- หัวจ่ายน้ำ ติดตั้งที่ตำแหน่ง A ทำหน้าที่สเปรย์น้ำให้ชิ้นงานเปียกก่อนทำการทดสอบเพื่อจำลองเป็นช่องเปียกในแกนทำความเย็น

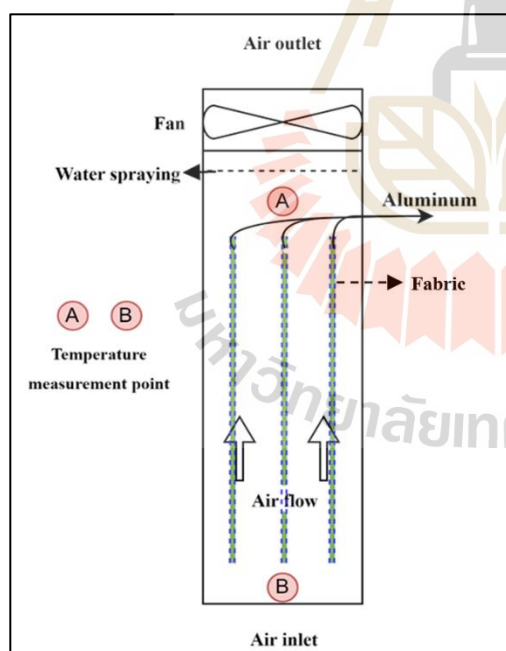
- เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด ds18b20 ที่ผ่านการสอบเทียบและวัดอุณหภูมิ กระเปาะแห้งและกระเปาะเปียก ติดตั้งที่ตำแหน่ง A และ B ทำหน้าที่วัดค่าอุณหภูมิและนำไปคำนวณหาความชื้นสัมบูรณ์ตามสมการที่ 2

ขั้นตอนการทดสอบ

1. เปิดน้ำเพื่อให้ชิ้นงานเปียกทั่วทั้งผิวเป็นเวลา 3 นาที โดยควบคุมอุณหภูมิน้ำ ให้มีค่าคงที่
2. เปิดพัดลมเพื่อให้อากาศไหลผ่านชุดทดสอบ โดยควบคุมให้ความเร็วลมคงที่ เท่ากับ 0.5 m/s ตลอดการทดสอบ
3. บันทึกผลอุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกของตำแหน่ง A และ B
4. เพื่อให้การทดสอบมีความน่าเชื่อถือผู้วิจัยได้ทำการทดสอบมากกว่า 1 ครั้ง และเลือกผลของอุณหภูมิก๊าซสภาพแวดล้อมแตกต่างกันไม่เกิน 1 °C และความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศสภาพแวดล้อมแตกต่างกันไม่เกิน 0.5 g/kg มาเปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ



(ก)



(ข)



(ค)

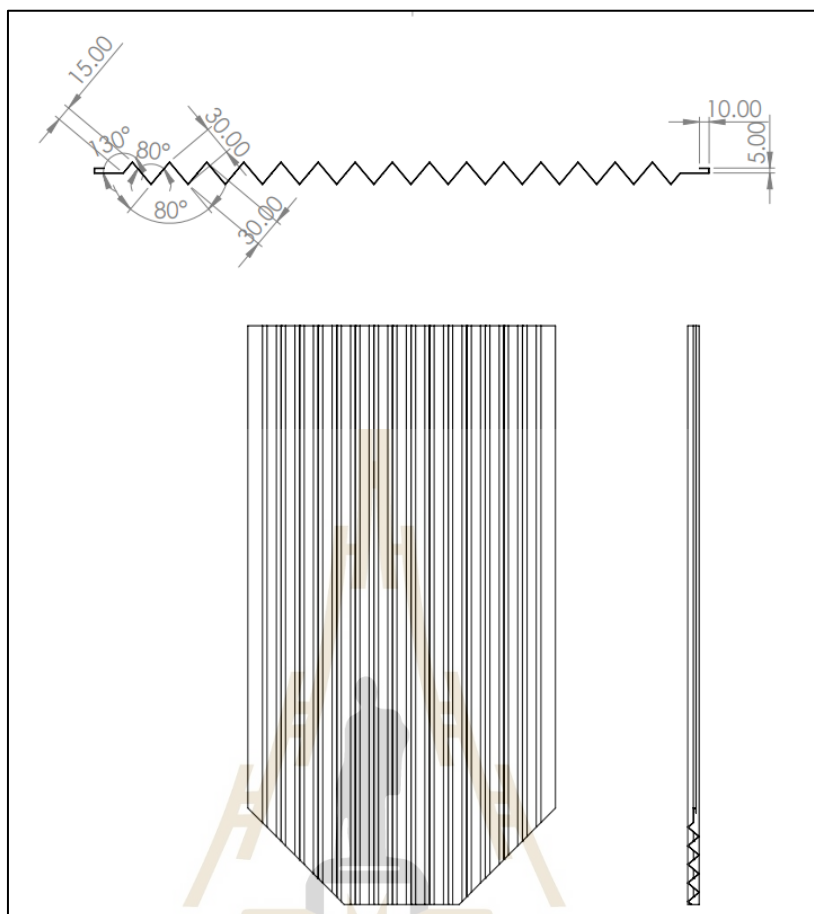
รูปที่ 3.4 การทดสอบการระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ: ก) ตัวอย่างผ้าที่ติดกาวไว้กับแผ่นอลูมิเนียม
ข) แผนภาพจำลองชุดทดสอบ และ (ค) การติดตั้งชุดทดสอบ

3.1.4 การขึ้นรูปและการประกอบ

ในส่วนนี้เป็นการอธิบายวิธีการดำเนินการขึ้นรูปแกนทำความเย็นและการประกอบเครื่องต้นแบบ STEC ตามขนาดที่ได้ระบุไว้ในตารางที่ 3.1 ก่อนที่จะทำหัวข้อนี้ผู้วิจัยได้ทดลองการเลือกใช้กาวสำหรับติดผ้ากับแผ่นอะลูมิเนียมในผลการทดสอบหัวข้อที่ 4.1 เมื่อเลือกวัสดุและกาวได้จึงดำเนินการขึ้นรูปและประกอบ อธิบายวิธีการขึ้นรูปและประกอบดังต่อไปนี้

การเตรียมวัสดุ

1. ออกแบบแกนทำความเย็นโดยใช้โปรแกรม SOLIDWORKS โดยให้ลักษณะของแผ่นเป็นแผ่นหยักเพื่อเพิ่มความแข็งแรงให้กับอะลูมิเนียมแผ่นบางและให้น้ำที่จะจ่ายสู่ช่องเปียกมีการชะลอตัวระหว่างกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยระยะพับอ้างอิงจากข้อจำกัดของเครื่องมือในห้องปฏิบัติการ ตามรูปที่ 3.5 ก)
2. ตัดแผ่นอะลูมิเนียมที่มีความหนา 0.4 ซม. ให้มีขนาด 99 ซม. x 120 ซม. จำนวน 57 แผ่น ด้วยเครื่อง Hydraulic press ตามรูปที่ 3.5 ข)
3. หลังจากได้แผ่นอะลูมิเนียมตามข้อ 2 จะนำผ้า Coolmax ที่ขนาดเท่ากันติดลงบนด้านใดด้านหนึ่งของแผ่นอะลูมิเนียมโดยใช้กาว Draga เป็นกาวประสานระหว่างวัสดุทั้ง 2 เพื่อให้ผ้าดูดซับน้ำในช่องเปียกแสดงชิ้นงานหลังติดผ้าตามรูปที่ 3.5 ค)
4. ซีดเส้นบนแผ่นอะลูมิเนียมตามแบบที่ได้ร่างไว้โดยจะแบ่งเป็นช่องแห้งและช่องเปียก อย่างละ 30 แผ่น ตามรูปที่ 3.5 ง)
5. ตัดมุมของแผ่นอะลูมิเนียมแล้วนำแผ่นอะลูมิเนียมที่ซิดเส้นและตัดมุมแล้วไปพับขึ้นรูปตามรอยที่ซิดไว้แต่ละมุมขนาด 80 องศา ตามรูปที่ 3.5 จ) และ ฉ) ตามลำดับ



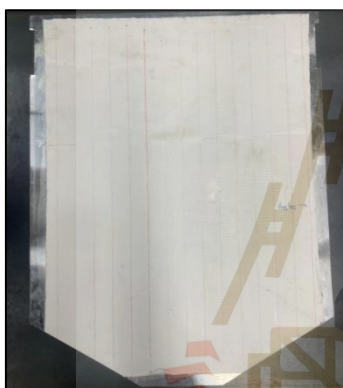
ก) ขนาดของแผ่นอะลูมิเนียม



ข) การตัดแผ่นอะลูมิเนียม



ค) การติดผ้าบนแผ่นอะลูมิเนียม ง) การขีดเส้นบนแผ่นอะลูมิเนียม



จ) การตัดขอบแผ่นอะลูมิเนียม ฉ) การพับขึ้นรูปแผ่นอะลูมิเนียม

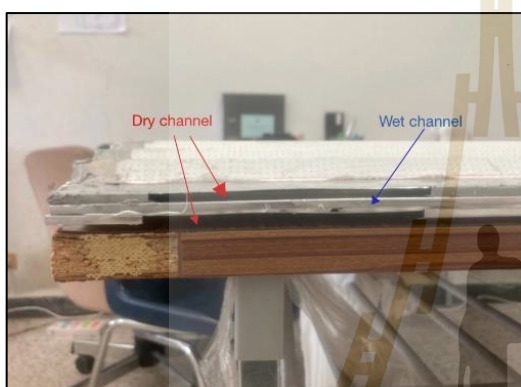
รูปที่ 3.5 การเตรียมวัสดุทำแกนทำความเย็น

การประกอบแกนทำความเย็น

แกนทำความเย็นจะถูกสร้างโดยนำแผ่นอะลูมิเนียมที่ผ่านกระบวนการพับขึ้นรูปมาวางซ้อนกันสลับเป็นช่องเปียกและช่องแห้ง ในระหว่างขั้นจะใช้ซิลิโคน SikaFlex 740 ติดประสานเพื่อให้แผ่นอะลูมิเนียมแต่ละแผ่นติดแนบสนิท โดยควบคุมให้ช่องว่างระหว่างแผ่นห่างกันสม่ำเสมอที่ระยะ 5 มม. เนื่องจากเป็นระยะที่ควบคุมได้ง่ายและมีนักวิจัยจำนวนหนึ่งแนะนำระยังดังกล่าว

1. นำแผ่นอะลูมิเนียมที่ผ่านกระบวนการพับขึ้นรูปมาประกอบกัน โดยสลับกันระหว่างช่องเปียกและช่องแห้ง โดยควบคุมให้ช่องว่างระหว่างแผ่นห่างกันสม่ำเสมอที่ระยะ 5 มม.

2. ใช้ซิลิโคน SikaFlex 740 ติดที่ช่องเปียกด้านล่างที่ทางเข้าอากาศเพื่อไม่ให้น้ำไหลออกมาจากทางเข้าอากาศ และประกอบกันจนครบ 60 แผ่น เป็นชุดแกนทำความเย็นตามรูปที่ 3.6 ค)
3. นำ ฟิยู-โฟม ปิดภายนอกของแกนทำความเย็นเพื่อเป็นฉนวนความร้อนของแกนทำความเย็นตามรูปที่ 3.6 ง)
4. นำแผ่นอะลูมิเนียมมาปิดทับชุดแกนทำความเย็นด้วยซิลิโคนและเทปอะลูมิเนียมตามรูปที่ 3.6 จ) และ ฉ) ตามลำดับ



ก) การประกอบด้านข้าง



ข) การประกอบด้านล่าง



ค) การประกอบแกนทำความเย็น



ง) การใช้ฟิยู-โฟมปิดภายนอก



จ) การปิดอะลูมิเนียมด้านหน้า



ฉ) การปิดอะลูมิเนียมด้านข้าง

รูปที่ 3.6 การประกอบแกนทำความเย็น

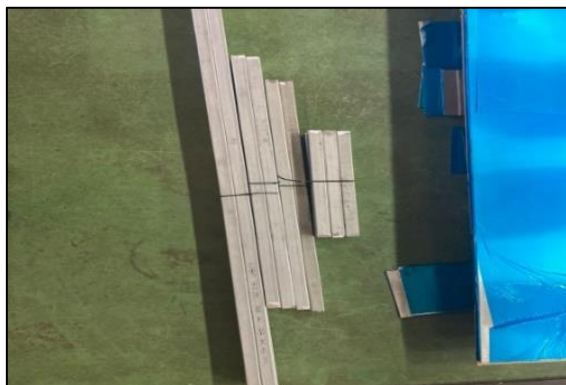
การติดตั้งแกนทำความเย็นเข้ากับโครงสร้าง

หลังจากขึ้นรูปแกนทำความเย็นแล้วเพื่อให้ระบบถูกจัดวางอุปกรณ์ไว้ในชุดเดียวและกะทัดรัด จึงต้องมีโครงสร้างที่ใช้ยึดอุปกรณ์ต่าง ๆ ไว้ด้วยกันโดยหัวข้อนี้จะอธิบายการสร้างโครงสร้างระบบและการติดตั้งแกนทำความเย็น ระบบน้ำ ระบบอากาศเข้ากับโครงสร้าง ซึ่งอธิบายดังต่อไปนี้

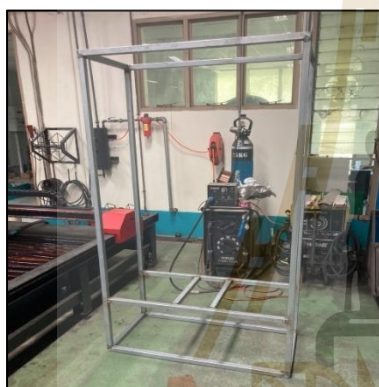
1. นำเหล็กฉากมาติดตั้งเข้ากับชุดทำความเย็นเพื่อให้ชุดทำความเย็นมีความมั่นคง ก่อนนำไปยึดกับโครงเหล็ก ตามรูป 3.7 ก)
2. จัดเตรียมเหล็กกล่องขนาด 1.5 นิ้ว x 1.5 นิ้ว หนา 3.2 มม. ทำการตัดให้ได้ความยาวเท่ากับ 220 ซม. จำนวน 4 เส้น ความยาว 117 ซม. จำนวน 4 เส้นและความยาว 50 ซม. จำนวน 4 เส้น ตามรูป 3.7 ข)
3. ประกอบขึ้นโครงเหล็กด้วยการเชื่อม MIG และทาสีกันสนิม ตามรูป 3.7 ค)
4. การต่อท่อสปริงเกอร์เพื่อให้น้ำกระจายตัวลงช่องเปียกพร้อมทากาวยึดติดก่อนนำมาใส่เข้ากับกล่อง polycarbonate ตามรูป 3.7 ง)
5. ทำถังเก็บน้ำขนาด 40 x 62 x 30 ซม. เพื่อนำมาต่อเข้ากับตัวเครื่องต้นแบบ STEC ตามรูป 3.7 จ)
6. ติดตั้งแกนทำความเย็นเข้ากับโครงเหล็กพร้อมติดตั้งระบบท่ออากาศ ท่อน้ำ และติดตั้งโบลเวอร์ขนาด 746 W ในระบบ ตามรูป 3.7 ฉ)
7. ติดฉนวนรอบเครื่องต้นแบบ STEC เพื่อป้องกันความร้อนของรังสีอาทิตย์เมื่อทดสอบภายใต้สภาวะอากาศจริง ตามรูป 3.7 ช)



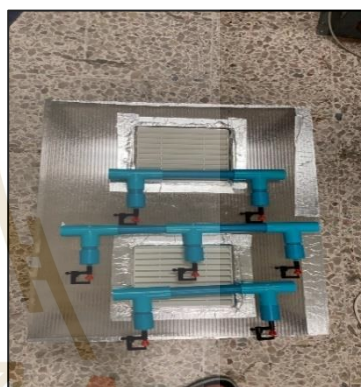
ก) การล๊อคแกนทำความเย็น



ข) การจัดเตรียมเหล็กกล่องสำหรับทำโครงสร้าง



ค) การประกอบโครงเหล็ก



ง) การต่อท่อสปริงเกอร์



จ) การทำถังเก็บน้ำเพื่อนำมาต่อเข้ากับเครื่องดันแบบ STEC



ฉ) เครื่องต้นแบบ STEC ที่ติดตั้งท่อน้ำ ท่ออากาศ และโบลเวอร์



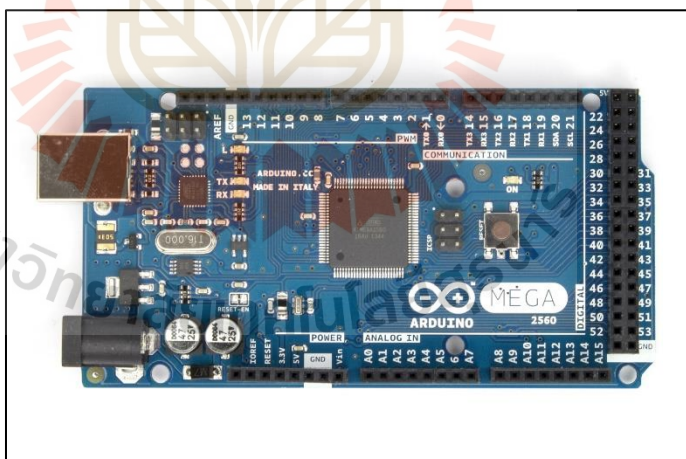
ซ) เครื่องต้นแบบ STEC หลังติดตั้งฉนวน

รูปที่ 3.7 การประกอบเครื่องต้นแบบ STEC

3.2 การออกแบบอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล

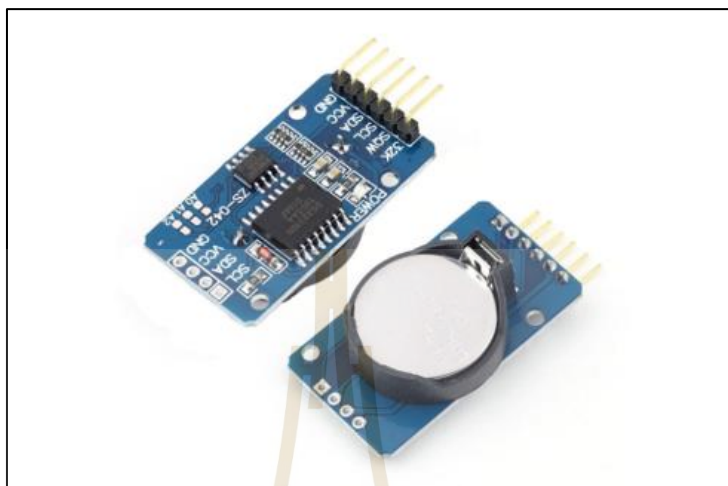
ในหัวข้อนี้นำเสนอรายละเอียดของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูลที่สร้างจากผลิตภัณฑ์ยี่ห้อ Arduino โดยบอร์ด Arduino Mega 2560 เป็นไมโครคอนโทรลเลอร์หลัก สามารถต่อกับอุปกรณ์ต่างๆ เช่น กล้องถ่ายภาพ หน้าจอแสดงผล หรือเซนเซอร์ต่าง ๆ โดยการเขียนโปรแกรมเพื่อใช้งาน Arduino สามารถทำได้โดยใช้ภาษา C ที่เขียนในโปรแกรม Arduino IDE ที่ ซึ่งในงานนี้จะนำเอาบอร์ด Arduino Mega 2560 ต่อเข้ากับ บอร์ดตั้งค่าเวลา เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ และเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า และให้บอร์ด Arduino ส่งข้อมูลเวลา อุณหภูมิ และกระแสไฟฟ้าไปเก็บไว้ใน SD card เพื่อเรียกดูผลการทดสอบผ่านโปรแกรม Microsoft Excel ในขณะที่เดียวกันจะติดตั้งบอร์ดส่งข้อมูลแบบไร้สาย รุ่น ESP8266 เพื่อส่งผลการทดสอบแสดงผลผ่านแอปพลิเคชัน Blynk ในโทรศัพท์มือถือ รายละเอียดของอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการสร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูลแสดงดังต่อไปนี้

1. บอร์ด Arduino Mega 2560 เป็นไมโครคอนโทรลเลอร์หลักที่มีช่องสำหรับต่อใช้งานเยอะ เมื่อเทียบกับบอร์ด Arduino อื่นๆ จึงเป็นบอร์ดที่เหมาะสมกับโปรเจกต์ที่ต้องการใช้งาน Sensor จำนวนมาก และเนื่องจากบอร์ดมีหน่วยความจำค่อนข้างสูงจึงเหมาะกับงานที่ต้องการเก็บข้อมูลมาก ๆ



รูปที่ 3.8 บอร์ด Arduino Mega 2560

2. บอร์ดตั้งค่าเวลา DS3231 เป็นโมดูลนาฬิกาแบบเวลาจริง RTC Real Time Clock ทำให้สามารถเพิ่มวงจรรนาฬิกาให้กับ Arduino ได้



รูปที่ 3.9 บอร์ดตั้งค่าเวลา DS3231

3. บอร์ดบันทึกข้อมูล เป็นโมดูลที่ช่วยในการนำ Arduino ไปเชื่อมต่อกับ SD Card และบันทึกข้อมูลต่าง ๆ เช่น อุณหภูมิ เวลา กระแสไฟฟ้าลงใน SD Card เพื่อดูข้อมูลย้อนหลัง



รูปที่ 3.10 บอร์ดบันทึกข้อมูล

4. บอร์ดส่งข้อมูลแบบไร้สาย รุ่น ESP8266 เป็นบอร์ดคล้าย Arduino Mega 2560 แต่จะสามารถเชื่อมต่อกับ WiFi ได้ สามารถเขียนโปรแกรมด้วยภาษา C จาก Arduino IDE ได้ เช่นเดียวกับ Arduino Mega 2560 แต่จะมีจำนวนช่องที่ใช้เชื่อมต่อกับอุปกรณ์อื่นน้อยกว่า ในการนี้ได้นำบอร์ดดังกล่าวมาประยุกต์เพื่อส่งข้อมูลแบบออนไลน์ไปยังโทรศัพท์มือถือ



รูปที่ 3.11 บอร์ดส่งข้อมูลแบบไร้สาย รุ่น ESP8266

5. เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ ds18b20 เป็นเซนเซอร์สำหรับวัดอุณหภูมิ (-55°C ถึง 125°C) ซึ่งเซนเซอร์ดังกล่าวสามารถวัดอุณหภูมิของตัวกลางที่มีสถานะเป็นก๊าซหรือของเหลวได้ โดยมีความคลาดเคลื่อนจากการวัด $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ที่อุณหภูมิ (-10°C ถึง 85°C)



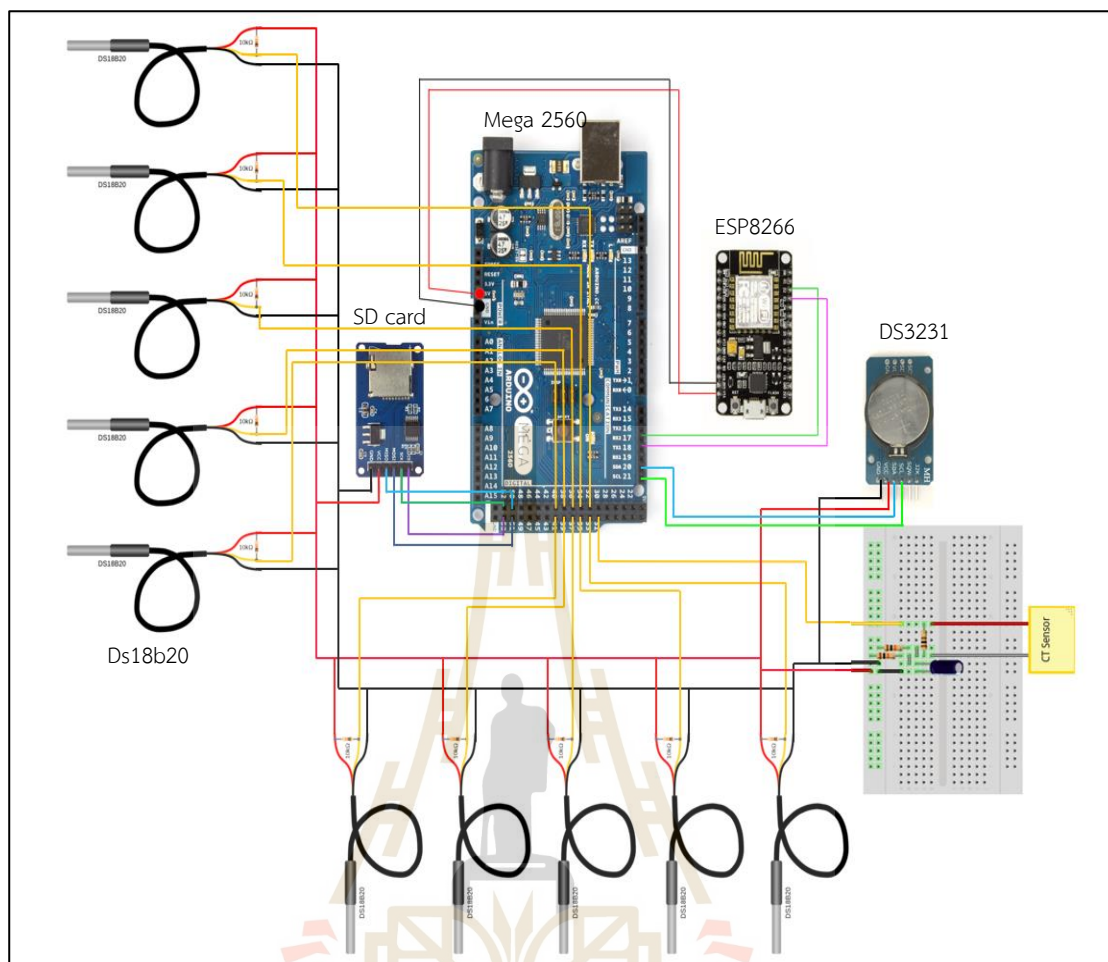
รูปที่ 3.12 เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ ds18b20

6. เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า CT sensor เป็นเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้าชนิดแคลมป์ที่สามารถรองรับการวัดสายเคเบิลแบบหนาที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกได้สูงสุดถึง 36 มม.

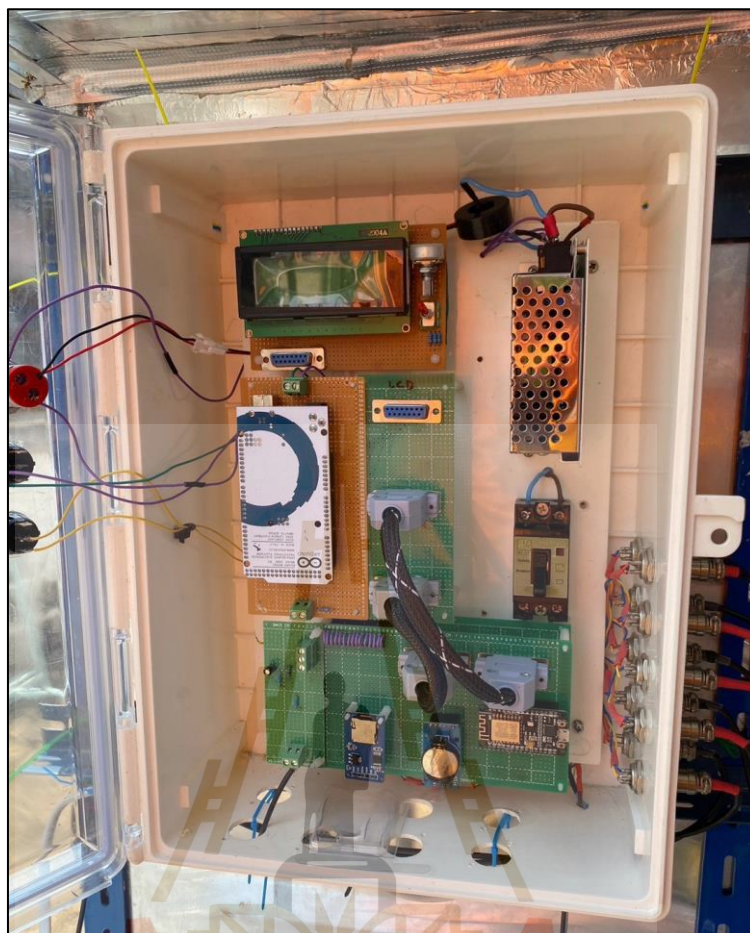


รูปที่ 3.13 เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า CT sensor

จากนั้นทำการบัดกรีเพื่อเชื่อมต่ออุปกรณ์ทั้งหมดให้อยู่ในกล่องพลาสติกกันน้ำ แสดงการต่อวงจรของอุปกรณ์ที่สร้างจากอุปกรณ์ Arduino ดังรูปที่ 3.14 และชุดอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูลที่ถูกจัดวางในกล่องพลาสติกกันน้ำดังรูปที่ 3.15 ซึ่งในกล่องดังกล่าวจะประกอบไปด้วย แผงวงจรที่รองรับการอ่านอุณหภูมิจากเซนเซอร์วัดอุณหภูมิ 10 ตัว แบ่งเป็น วัดอุณหภูมิกระเปาะแห้ง 5 ตัว และวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียก 5 ตัว โดยการวัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศทำได้โดยการนำสำลีสัมผัสรอบบริเวณ probe ของเซนเซอร์ ds18b20 โดยด้านล่างของเซนเซอร์ที่ใช้วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะมีขดที่ใส่น้ำให้สำลีดูดซับน้ำจากขดตลอดเวลา นอกจากนี้ มีแผงวงจรที่รองรับการอ่านค่าจากเซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้าสำหรับวัดกระแสไฟฟ้าที่ใช้เครื่องเครื่องต้นแบบ STEC และเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ รวมทั้งแผงวงจรสำหรับเก็บบันทึกข้อมูลลง SD card

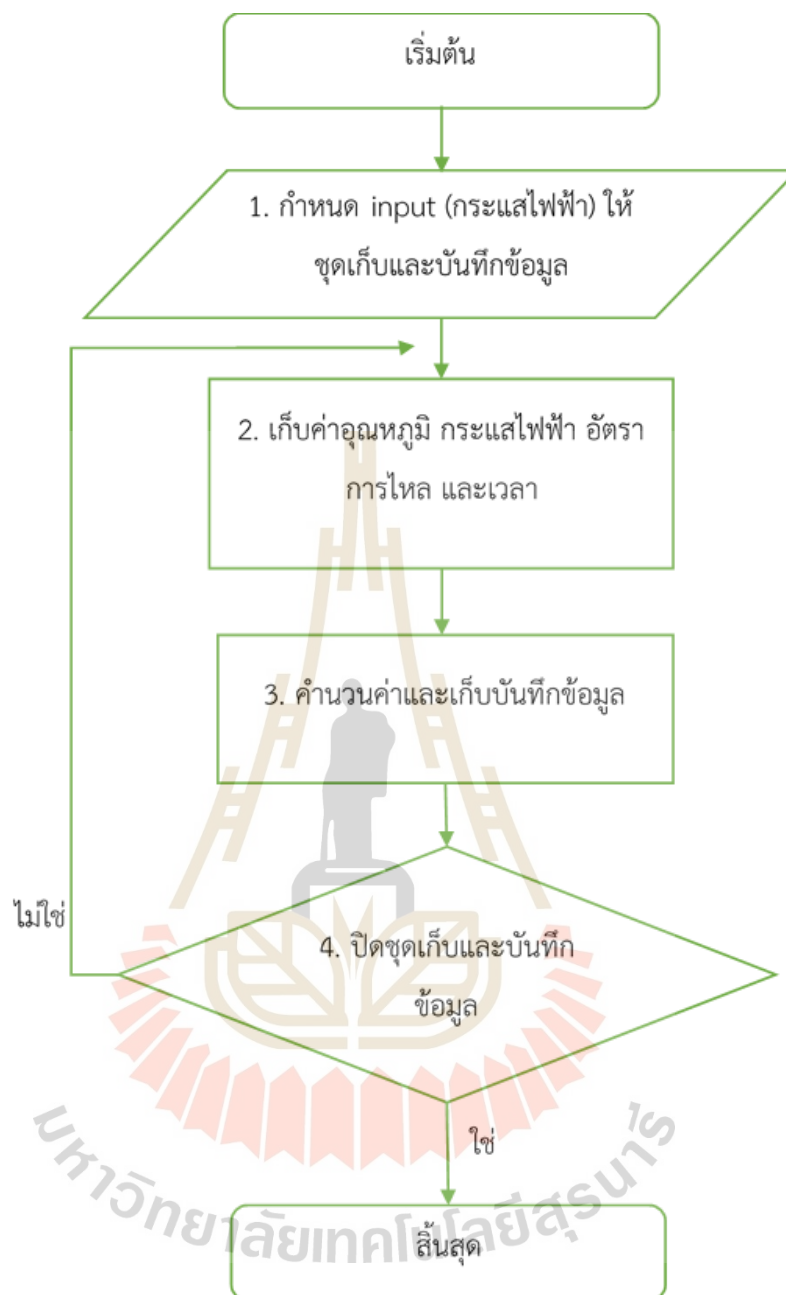


รูปที่ 3.14 การต่อวงจร Arduino ของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล



รูปที่ 3.15 อุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล

โดยแสดง flow chart การทำงานของการบันทึกข้อมูลจากอุปกรณ์ Arduino ดังรูปที่ 3.16 และ code ภาษา C ที่เขียนในโปรแกรม Arduino IDE สำหรับควบคุมการทำงานของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูลแสดงไว้ในภาคผนวก ก



รูปที่ 3.16 Flow chart การทำงานของอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล

3.3 วิธีดำเนินการทดสอบ

ในหัวข้อนี้ได้อธิบายถึงวิธีดำเนินการทดสอบเครื่องเครื่องต้นแบบ STEC โดยแบ่งเป็นสองหัวข้อ ได้แก่ การทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC และ การทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมของจังหวัดนครราชสีมา โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.3.1 การทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC

การทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของระบบจะแบ่งการทดสอบเป็น 5 หัวข้อ ประกอบด้วย การศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการแบ่งอากาศสู่ช่องเปียก อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำ อิทธิพลของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อม อิทธิพลของอัตราการไหลอากาศจ่าย และอิทธิพลของการควบคุมปั๊ม โดยแสดงแผนภาพจำลองการติดตั้งอุปกรณ์ดังรูปที่ 3.17

การทำงานของเครื่องต้นแบบ STEC คือ เริ่มต้นจะเปิด blower หมายเลข 2 และ 3 เพื่อให้อากาศแวดล้อมเคลื่อนตัวเข้าสู่ช่องแห้ง “primary air” และช่องเปียก “secondary air” ของแกนทำความเย็น ในขณะที่เครื่องทำงานจะมีการสเปรย์น้ำเข้าสู่ช่องเปียกของแกนทำความเย็นเพื่อให้ น้ำพ่นลงสู่ผ้าที่ติดไว้ที่ผนังช่อง จากนั้นน้ำในผ้าจะดึงความร้อนจากช่องแห้งและทำให้น้ำระเหยตัวสู่อากาศ เมื่อระยะเวลาผ่านไปอากาศที่ออกจากช่องแห้งของแกนทำความเย็นจะมีอุณหภูมิที่ลดต่ำลง เรียกอากาศนี้ว่า “supply air” โดยเป้าหมายคือจะนำ supply ที่มีอุณหภูมิต่ำเติมเข้าสู่ห้องปรับอากาศ ขณะเดียวกันอากาศที่ออกจากช่องแห้งที่มีอุณหภูมิต่ำจะถูกแบ่งเข้าสู่ช่องเปียกเพื่อให้น้ำอากาศเย็นไปรับความร้อนจากช่องแห้งอีกครั้ง เมื่ออากาศในช่องเปียกที่ผ่านกระบวนการรับความร้อนจากการระเหยของน้ำจนสิ้นสุดกระบวนการจะทั้งอากาศนั้นสู่อากาศแวดล้อมเรียกอากาศนี้ว่า “exhaust air”

เพื่อประเมินสมรรถนะของระบบจะติดตั้งอุปกรณ์วัดและบันทึกผลตามตำแหน่งในรูปที่ 3.17 ที่สามารถวัดคุณสมบัติของอากาศทางเข้าและทางออกของระบบ รวมถึงวัดอุณหภูมิน้ำทางภายในถึงเก็บน้ำ นอกจากนี้ แสดงเงื่อนไขของตัวแปรและค่าที่ถูกเปลี่ยนแปลงในตารางที่ 3.5 โดยวิธีการทดสอบในแต่ละการทดสอบจะอธิบายดังต่อไปนี้

1. การศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการแบ่งอากาศสู่ช่องเปียก (WR ratio)

การทดสอบนี้จะเปรียบเทียบภายใต้เงื่อนไขอากาศแวดล้อมใกล้เคียงกัน โดยตัวแปรควบคุมแสดงตามตารางที่ 3.5 และควบคุมอัตราการไหลอากาศจ่าย ($\dot{m}_{sup}$) คงที่เท่ากับ 0.157 kg/s โดยใช้โบลเวอร์หมายเลข 2 ในขณะที่เดียวกันจะปรับอัตราการไหลของอากาศ exhaust โดยโบลเวอร์หมายเลข 3 จากนั้นจะวัดอัตราการไหลของอากาศทางเข้าและนำมาคำนวณตามสมการที่ 15 เพื่อให้

ได้ WR ratio ตามที่ต้องการทดสอบ จากนั้นจะเปรียบเทียบโดยใช้อุณหภูมิอากาศที่ลดลง (temperature drop) เป็นตัวแปรตัดสิน ผลการทดสอบแสดงในหัวข้อที่ 4.2.1

ตารางที่ 3.5 เงื่อนไขการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC

Parameter	Baseline	Varied	Unit
	condition	range	
Working air ratio (WR ratio)	0.37	0.1 – 0.5	-
ระยะเวลาปิดปั๊ม (break time)	20	20 - 60	min
ระยะเวลาเปิดปั๊ม (running time)	2	0.5 - 5	min
อัตราการไหลอากาศจ่าย ($\dot{m}_{sup}$)	0.157	-	kg/s
อัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_{water}$)	10	-	LPM
อุณหภูมิน้ำ (T_{water})	Room	16.5 – 24.5	°C

2. การศึกษาอิทธิพลของอุณหภูมิน้ำ

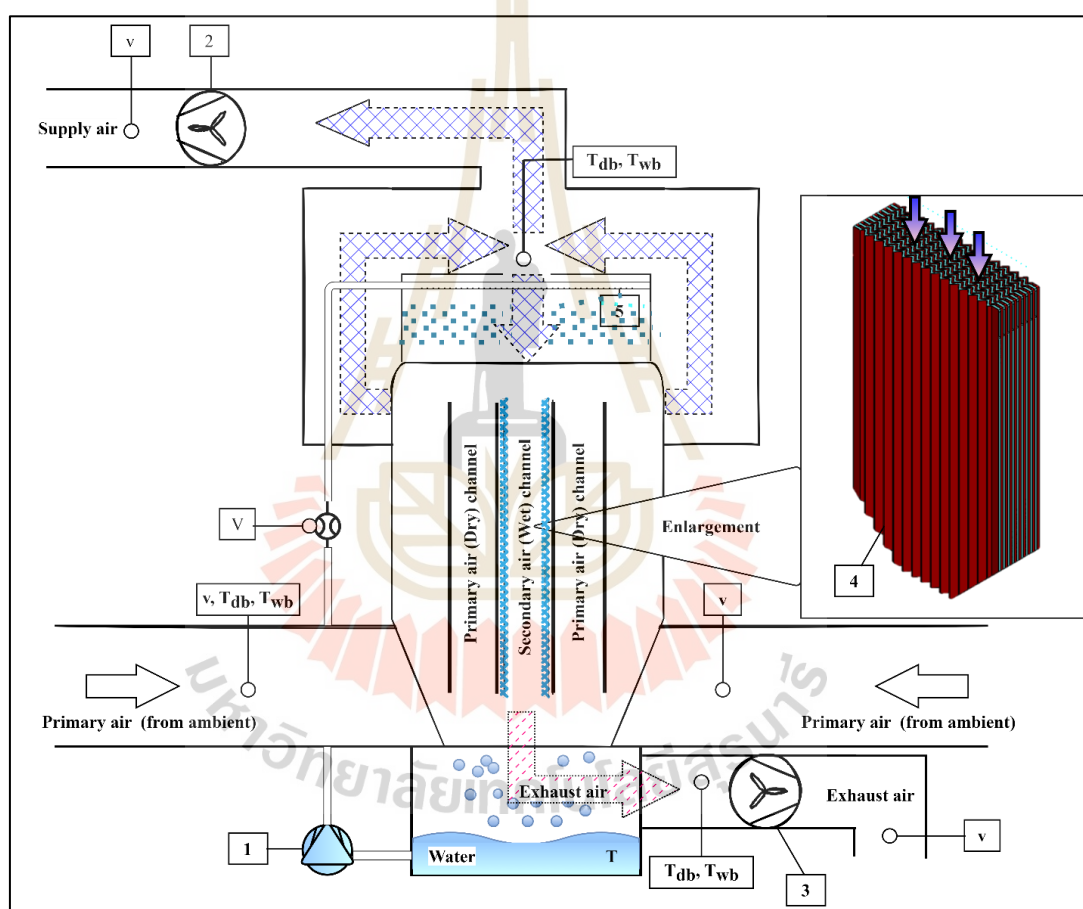
การศึกษานี้จะเปรียบเทียบภายใต้เงื่อนไขอากาศสภาพแวดล้อมใกล้เคียงกันและใช้อัตราส่วนการแบ่งอากาศ (WR ratio) ค่าเดียวกันซึ่งเป็นค่าที่มาจากการทดสอบที่ 1 โดยตัวแปรควบคุมอื่นแสดงตามตารางที่ 3.5 สำหรับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำที่จ่ายให้กับ STEC ทำโดยใช้น้ำเย็นผสมกับน้ำในถังเก็บบริเวณด้านล่างของระบบใช้เปลี่ยนอุณหภูมิระหว่าง 16.5 - 24.5 °C เพื่อศึกษาผลกระทบจากอุณหภูมิน้ำจ่ายต่ออุณหภูมิอากาศที่ลดลง (temperature drop) ผลการทดสอบแสดงในหัวข้อที่ 4.2.2

3. อิทธิพลของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อม

การศึกษานี้จะเปรียบเทียบภายใต้เงื่อนไขความชื้นของอากาศสภาพแวดล้อมใกล้เคียงกัน ปรับอัตราการไหลอากาศจ่าย ($\dot{m}_{sup}$) คงที่เท่ากับ 0.157 kg/s และใช้ตัวแปรควบคุมอื่นตามตารางที่ 3.5 สำหรับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศสภาพแวดล้อม กระทำโดยใช้ heater ทำความร้อน โดยปรับอุณหภูมิอากาศระหว่าง 23 - 34.5 °C เพื่อหาผลกระทบต่อความสามารถในการลดอุณหภูมิของ STEC ผลการทดสอบแสดงในหัวข้อที่ 4.2.3

4. อิทธิพลของอัตราการไหลอากาศจ่าย

การศึกษานี้จะเปรียบเทียบภายใต้เงื่อนไขอากาศสภาพแวดล้อมใกล้เคียงกัน ใช้ตัวแปรควบคุมอื่นตามตารางที่ 3.5 และปรับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศจ่าย ($\dot{m}_{\text{sup}}$) ที่แตกต่างกัน คือ 0.024, 0.053, 0.088, 0.126 และ 0.157 kg/s ตามลำดับ สำหรับการปรับอัตราการไหลของอากาศจ่าย ทำโดยการเพิ่มความเร็วรอบของโบลเวอร์ตำแหน่งที่ 2 ในขณะเดียวกันจำเป็นต้องปรับความเร็วรอบของโบลเวอร์ตำแหน่งที่ 3 ให้เพิ่มขึ้น เพื่อคงอัตราส่วนการแบ่งอากาศ (WR ratio) เท่ากับ 0.37 ผลการทดสอบแสดงในหัวข้อที่ 4.2.4



Number	Description	Symbol	Description	Arrow	Description
1	Water pump	T_{db}	Dry bulb temperature		Primary air
2	Supply air blower	T_{wb}	Wet bulb temperature		Supply air
3	Exhaust air blower	v	Air velocity		Exhaust air
4	Cooling core	$\dot{V}$	Volume flow rate		Water spray
5	Sprinkler (water spray)				

รูปที่ 3.17 แผนภาพจำลองตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์และตำแหน่งการวัดพารามิเตอร์
สำหรับการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC

5. อิทธิพลของการควบคุมปั๊ม

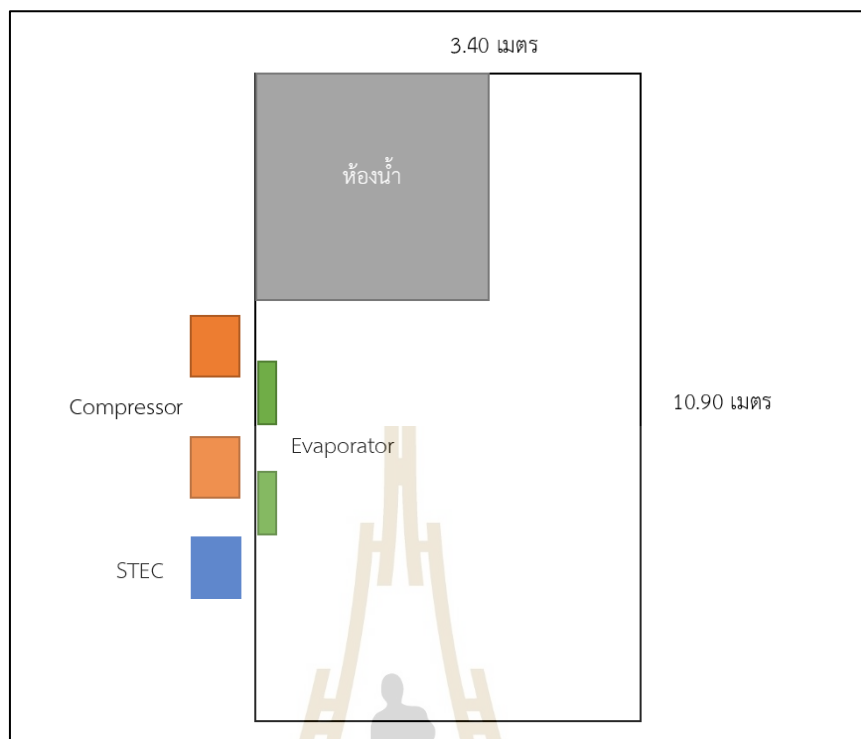
ในการทดสอบนี้เปรียบเทียบภายใต้เงื่อนไขอากาศสภาพแวดล้อมใกล้เคียงกัน และใช้ตัวแปรควบคุมอื่นตามตารางที่ 3.5 ซึ่งจะทำให้การทดสอบที่ละส่วน ส่วนแรกจะเป็นการทดสอบระยะเวลาเปิดปั๊มน้ำโดยการเขียนโปรแกรม Arduino เพิ่มควบคุมเวลาเปิดปั๊มน้ำให้มีค่าที่แม่นยำ และควบคุมระยะเวลาปิดปั๊มคงที่ 20 นาที เช่นเดียวกับการทดสอบส่วนที่สอง เป็นการทดสอบระยะเวลาปิดปั๊ม โดยใช้ Arduino เป็นตัวควบคุมเวลาเช่นเดียวกับการทดสอบในส่วนแรก สำหรับผลการทดสอบแสดงในหัวข้อที่ 4.2.5

3.3.2 การทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา

การทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ (ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด) ในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์ความคุ้มค่าของการใช้ระบบปรับอากาศทางเลือกลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศแบบอัดไอ โดยจะใช้ระบบปรับอากาศทางเลือกติดตั้งเข้ากับห้องปรับอากาศสำหรับอาคารสำนักงานที่มีระบบระบายอากาศ จากนั้น การทดสอบในหัวข้อนี้จะมีการทดสอบการใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว (มีอัตราการระบายอากาศเท่ากับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด) เพื่อนำข้อมูลการใช้พลังงานไฟฟ้ามาเปรียบเทียบกับการใช้งานระบบปรับอากาศแบบไฮบริด มีขั้นตอนการทดสอบดังนี้

1. ติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC เข้ากับห้องปรับอากาศขนาด 86.63 ลูกบาศก์เมตร ซึ่งภายในติดตั้งเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr จำนวน 2 เครื่อง โดยเงื่อนไขการปรับอากาศที่เกี่ยวข้องเป็นไปตามผลการศึกษาหัวข้อที่ 4.2 และอัตราการไหลของอากาศจ่ายปรับให้คงที่เท่ากับ 0.157 kg/s คำนวณจากอัตราการระบายอากาศในกรณีห้องมีระบบปรับอากาศกำหนดค่า ACH เท่ากับ 5.5 ซึ่งผลการคำนวณอัตราการเติมอากาศใกล้เคียงกับการวัดจากพัดลมระบายอากาศที่มีภายในห้องและแสดงการติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC ดังรูปที่ 3.18 และ 3.19 ตามลำดับ

2. ดำเนินการทดสอบเพื่อบันทึกผลอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศและการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศในสภาวะปกติ (ไม่ได้ติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC) โดยเปิดระบบระบายอากาศที่มีอัตราการระบายอากาศเท่ากับวันที่เปิดเครื่องต้นแบบ STEC สำหรับการทดสอบจะเริ่มเปิดอุปกรณ์บันทึกข้อมูล (Data logger) เพื่อบันทึกผลตั้งแต่วันที่ 9:00 น. เมื่อถึงเวลา 10:00 น. จะเปิดเครื่องปรับอากาศ เมื่อถึงเวลา 16:00 น. จะปิดใช้งานเครื่องปรับอากาศและบันทึกผลของอุณหภูมิต่อจนถึงเวลา 17:00 น. และปิด Data logger



รูปที่ 3.18 แผนภาพการติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC ร่วมกับห้องปรับอากาศ



(ก)



(ข)

รูปที่ 3.19 การติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC (ก) ด้านหน้า และ (ข) ด้านข้าง

3. ดำเนินการทดสอบเพื่อบันทึกผลอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศและการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศที่ทำงานร่วมกับเครื่องต้นแบบ STEC ในการทดสอบจะเริ่มเปิดอุปกรณ์บันทึกข้อมูล (data logger) เพื่อบันทึกผลตั้งแต่วันที่ 9:00 น. เมื่อถึงเวลา 10:00 น. จะเปิดเครื่องปรับอากาศ เมื่อถึงเวลา 16:00 จะปิดใช้งานเครื่องปรับอากาศและบันทึกผลของอุณหภูมิต่อจนถึงเวลา 17:00 น. และปิด data logger เช่นเดียวกับข้อ 2

4. การเปรียบเทียบผลการทดสอบจะเลือกผลการทดสอบในข้อ 1 และ 2 ที่มีอุณหภูมิและความชื้นของอากาศสภาพแวดล้อมที่ใกล้เคียงกันตลอดทั้งวันมาเปรียบเทียบผลการประหยัดพลังงาน

3.4 สมการที่เกี่ยวข้องและความไม่แน่นอนของการวัด

เพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC ในหัวข้อนี้จะนำเสนอรายละเอียดของสมการที่กล่าวถึงในวิทยานิพนธ์พร้อมกับการอภิปรายความไม่แน่นอนของการวัดและการคำนวณที่เกิดจากการใช้เครื่องมือวัดในการทดสอบ

3.4.1 สมการที่ใช้ประเมินสมรรถนะ

การทดสอบนี้ได้วัดอุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียก เพื่อที่จะหาสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC โดยแสดงสมการที่ใช้คำนวณคุณสมบัติของอากาศรวมถึงสมรรถนะของ STEC ดังนี้

อุณหภูมิอากาศที่ลดลง (temperature drop) คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างอุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมและอุณหภูมิอากาศทางออกช่องแห้ง แสดงตามสมการที่ (1)

$$\Delta T = T_{db,amb} - T_{db,out} \quad (1)$$

ความชื้นสัมบูรณ์อากาศ (Absolute humidity, ω) เป็นอัตราส่วนระหว่างมวลของไอน้ำในอากาศกับมวลของอากาศแห้ง มีหน่วยคือ g/kg หาได้จากสมการความสัมพันธ์ของอุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียก ASHRAE Handbook, (2005) แสดงดังสมการที่ (2)

$$\omega = \frac{[2501 - (2.381 \times T_{wet})] \times \omega_s - 1.006(T_{dry} - T_{wet})}{2501 + (1.805 \times T_{dry}) - (4.186 \times T_{wet})} \quad (2)$$

ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศชื้นอิ่มตัว (Absolute humidity of moist air, g/kg)
แสดงดังสมการที่ (3)

$$\omega_s = 0.62198 \frac{P_{ws}}{P - P_{ws}} \quad (3)$$

ค่าความดันอิ่มตัว (Saturation pressure, P_{ws}) สำหรับช่วง อุณหภูมิ 0 ถึง 200 °C
แสดงดังสมการที่ (4)

$$\ln P_{ws} = \frac{C_8}{T_d} + C_9 + C_{10} T_d + C_{11} T_d^2 + C_{12} T_d^3 + C_{13} \ln T_d \quad (4)$$

เมื่อ $\ln$ คือ natural logarithm และ

$$C_8 = -5.8002206 e^3$$

$$C_9 = 1.3914993$$

$$C_{10} = -4.8640239 e^2$$

$$C_{11} = 4.1764768 e^{-5}$$

$$C_{12} = -1.4482093 e^{-8}$$

$$C_{13} = 6.5459673$$

อัตราการแพร่ของน้ำ (Diffusion rate, D) คือ พื้นที่ที่น้ำแพร่บนผ้าต่อเวลา มีหน่วย
คือ cm^2/s แสดงดังสมการที่ (5)

$$D = \frac{\Delta A}{\Delta t} \quad (5)$$

การระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ (Evaporation, E) คือ ผลต่างของความชื้นสัมบูรณ์
ระหว่างอากาศทางเข้าช่องทดสอบและทางออกช่องทดสอบ มีหน่วยคือ g/kg แสดงดังสมการที่ (6)

$$E = \Delta \omega \quad (6)$$

ความชื้นสัมพัทธ์ (relative humidity) คือ อัตราส่วนของปริมาณไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศต่อปริมาณไอน้ำอิ่มตัวที่สภาวะความดันและอุณหภูมิเดียวกัน มีหน่วยคือ % หาดังสมการที่ (7)

$$RH = \frac{e_{wb} - (G \times P \times \Delta T_{db-wb})}{e_{db}} \times 100 \quad (7)$$

ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง แสดงดังสมการที่ (8)

$$e_{db} = 6.112 \times e^{\frac{17.502 \times T_{db}}{240.97 + T_{db}}} \quad (8)$$

ความดันไออิ่มตัวที่อุณหภูมิกระเปาะเปียก แสดงดังสมการที่ (9)

$$e_{wb} = 6.112 \times e^{\frac{17.502 \times T_{wb}}{240.97 + T_{wb}}} \quad (9)$$

อัตราการไหลเชิงมวล (Mass flow rate) คือ มวลของไหลที่ผ่านช่องการไหลใด ๆ ในหนึ่งหน่วยเวลา มีหน่วยคือ kg/s แสดงดังสมการที่ (10)

$$\dot{m} = \rho A v \quad (10)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนในกระบวนการทำความเย็นของ RIEC มีหน่วยคือ kW แสดงดังสมการที่ (11)

$$\dot{Q}_{cooling, STEC} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (11)$$

พลังงานไฟฟ้าที่ต้องจ่ายให้ RIEC เป็นผลรวมระหว่างพลังงานที่จ่ายให้เครื่องสูบล (Pump) และโบลเวอร์ (Blower) มีหน่วยคือ kg/s แสดงดังสมการที่ (12)

$$W_{STEC} = W_{Blower} + W_{Pump} \quad (12)$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น คือ ความสามารถในการทำความเย็นทำ ความเย็นต่อผลรวมของพลังงานที่ให้เข้าสู่เครื่องทำความเย็น แสดงดังสมการที่ (13)

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{cooling,STEC}}}{W_{\text{STEC}}} \quad (13)$$

ประสิทธิภาพการระเปาะเปียก (Wet bulb effectiveness) คือ อัตราส่วนของความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศเข้าและอุณหภูมิทางออกของแกนทำความเย็นต่อความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศเข้าของแกนทำความเย็นและอุณหภูมิการระเปาะเปียกของอากาศสภาพแวดล้อม ประสิทธิภาพการระเปาะเปียกเป็นตัวชี้วัดประสิทธิภาพที่ระบุปริมาณประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นโดยการเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ลดลงที่เกิดขึ้นทั่วทั้ง STEC กับอุณหภูมิที่ลดลงสูงสุดที่เป็นไปได้ในทางทฤษฎี

โดยคำนวณโดยการคำนวณความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิการระเปาะแห้งที่เข้าและอุณหภูมิการระเปาะแห้งของอากาศที่ออกจากแกนทำความเย็นตามสมการที่ (1) หาดังด้วยความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิการระเปาะแห้งที่เข้าแกนทำความเย็นและอุณหภูมิอากาศการระเปาะเปียกที่เข้าแกนทำความเย็น (อากาศสภาพแวดล้อม) ประสิทธิภาพของการระเปาะเปียกมีหน่วยเป็น % แสดงได้ดังสมการที่ (14)

$$\varepsilon_{\text{wb}} = \frac{T_{\text{amb}} - T_{\text{supply,STEC}}}{T_{\text{amb}} - T_{\text{amb,wb}}} \times 100 \quad (14)$$

อัตราส่วนการแบ่งอากาศ (Working air ratio, WR ratio) อัตราส่วนนี้สะท้อนถึงความสัมพันธ์ทางกายภาพระหว่างอัตราการไหลโดยมวลของอากาศในช่องเป่าและช่องแห้ง ภายในระบบ STEC โดยจะวัดปริมาณสัดส่วนของอากาศรองเมื่อเทียบกับอากาศหลัก เมื่อ WR ratio เพิ่มขึ้น แสดงว่าอากาศจะไหลผ่านช่องเป่าของแกนทำความเย็นเป็นปริมาณมากขึ้น โดยที่อากาศนี้ทำหน้าที่เป็นตัวระบายความร้อนสำหรับอากาศในช่องแห้งอย่างมีประสิทธิภาพ ดังนั้น การเพิ่มอัตราส่วน WR จึงช่วยเพิ่มความสามารถในการทำความเย็นของระบบ STEC อย่างไรก็ตาม ยังส่งผลให้ปริมาณอากาศที่จ่ายไปยังห้องปรับอากาศลดลงอีกด้วย ดังนั้น การปรับ WR ratio ให้เหมาะสมจึงเป็นสิ่งสำคัญในการสร้างสมดุลที่เหมาะสมระหว่างความสามารถในการทำความเย็นที่ดีขึ้น และการรักษาความสามารถในการทำความเย็นที่เพียงพอสำหรับพื้นที่ปรับอากาศ คำนวณได้จากสมการที่ (15)

$$\text{WR ratio} = \frac{\dot{m}_{\text{exhaust}}}{\dot{m}_{\text{intake}}} \quad (15)$$

3.4.2 ความไม่แน่นอนของการวัดและการคำนวณ

ความไม่แน่นอนของการวัดและการคำนวณ มีเป้าหมายเพื่อกำหนดช่วงของค่าที่เป็นไปได้ซึ่งเป็นผลมาจากความไม่แน่นอนของอินพุต เช่น อุณหภูมิ ความเร็วลม เป็นต้น เป้าหมายของการวิเคราะห์ความไม่แน่นอน คือ ความเข้าใจเกี่ยวกับความน่าเชื่อถือของผลลัพธ์และสนับสนุนการตัดสินใจของข้อมูล โดยใช้สมการอ้างอิงจากบทความของ Moffat (1985) โดย relative uncertainty ($\delta R/R$), สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (16)

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(N \frac{\delta X_N}{X_N} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (16)$$

ผลลัพธ์ที่นำเสนอในตารางที่ 3.6 ได้ว่า relative uncertainty ของตัวแปรและตัวบ่งชี้สมรรถนะอยู่ประมาณ $\pm 10.00\%$ ซึ่งให้ความมั่นใจในความแม่นยำของการวัดได้

ตารางที่ 3.6 ค่า relative uncertainty ($T_{amb} = 31.1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{amb,wb} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$, WR ratio = 0.37)

Parameter	Nominal value	Relative uncertainty
Temperature drop, ΔT	7.70 $^{\circ}\text{C}$	$\pm 9.07\%$
Cooling capacity, $\dot{Q}_{cooling,RIEC}$	1.21 kW	$\pm 9.56\%$
Power consumption, W_{RIEC}	0.53 kW	$\pm 3.00\%$
Coefficient of Performance, COP	2.31	$\pm 10.00\%$
Wet bulb effectiveness, ϵ_{wb}	80.97%	$\pm 9.94\%$

3.4.3 การวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

การศึกษานี้มีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ โดยคำนวณหามูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV) ระยะเวลาคืนทุน (payback period) และอัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return, IRR) ดังนี้

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV) คือ ผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนและมูลค่าปัจจุบันของต้นทุนสำหรับโครงการเพื่อแสดงให้เห็นว่าโครงการนั้นให้ผลตอบแทนคุ้มค่าหรือไม่คุ้มค่า โดยหาก NPV เป็นบวกแสดงว่าโครงการหรือการลงทุนเป็นรายได้มากกว่าต้นทุนและมีความคุ้มค่า เมื่อ NPV เป็นลบแสดงว่าโครงการหรือการลงทุนไม่คุ้มค่าและมีรายจ่ายมากกว่ารายได้ที่คาดหวังได้ สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (17)

$$NPV = -CF_0 + \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+i)^t} \quad (17)$$

เกณฑ์ในการตัดสินใจ (ธนวัฒน์ ชูวัน, 2563) ควรตัดสินใจลงทุนเมื่อมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) มีค่าเป็นบวก

ซึ่งหากค่า $NPV > 0$ หมายความว่า โครงการดังกล่าวคุ้มค่า

หากค่า $NPV < 0$ หมายความว่า โครงการดังกล่าวไม่คุ้มค่า

หากค่า $NPV = 0$ หมายความว่า โครงการดังกล่าวเท่าทุน

อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return, IRR) คือ อัตราผลตอบแทนที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value: NPV) ของโครงการหรือการลงทุนเป็นศูนย์ กล่าวคือ IRR คืออัตราดอกเบี้ยที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของรายรับและรายจ่ายในโครงการมีค่าเท่ากับศูนย์ หรือเท่ากับราคาลงทุนเริ่มต้น หมายความว่า IRR เป็นอัตราผลตอบแทนที่ทำให้รายรับและรายจ่ายในโครงการมีมูลค่าปัจจุบันที่เท่ากับราคาลงทุนเริ่มต้น ค่า IRR จะแสดงในรูปเปอร์เซ็นต์และสามารถใช้ในการวัดความคุ้มค่าของโครงการหรือการลงทุนทางการเงิน สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (18)

$$-CF_0 + \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} = 0 \quad (18)$$

เกณฑ์การตัดสินใจ ควรตัดสินใจเมื่อ IRR มีค่ามากกว่า i (discount rate)

ซึ่งหากค่า $IRR > i$ หมายความว่า โครงการดังกล่าวคุ้มค่า

หากค่า $IRR < i$ หมายความว่า โครงการดังกล่าวไม่คุ้มค่า

หากค่า $IRR = i$ หมายความว่า โครงการดังกล่าวเท่าทุน

ระยะเวลาคืนทุน (payback period) คือ จำนวนปีของการดำเนินโครงการที่ทำให้ผลตอบแทนสุทธิในแต่ละปี มีค่ารวมเท่ากับเงินลงทุนเริ่มแรก สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ (19)

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{เงินลงทุนทั้งหมด}}{\text{กระแสเงินสดสุทธิในแต่ละปี}} \quad (19)$$

อย่างไรก็ตาม payback period มีข้อจำกัดในการวิเคราะห์การลงทุน เนื่องจากมีจุดที่รายได้เกิดครบแล้วไม่ได้หมายถึงว่าโครงการมีความคุ้มค่าต่อไปแล้วหรือว่าโครงการมีอัตราผลตอบแทนที่ดีในระยะยาว ดังนั้น payback period จะต้องใช้ร่วมกับวิธีวิเคราะห์อื่น ๆ เพื่อวิเคราะห์ความคุ้มค่าและความเป็นไปได้ของโครงการหรือการลงทุนในระยะยาว

บทที่ 4

ผลการดำเนินการวิจัย

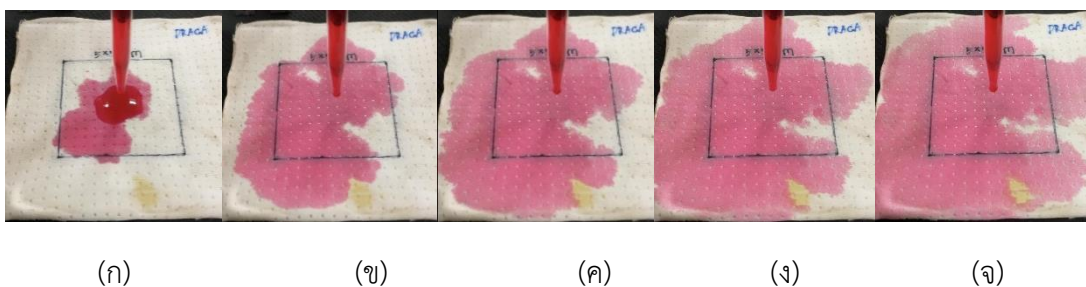
ในบทนี้เป็นการรายงานและการวิเคราะห์ผลการทดสอบ ประกอบไปด้วยการทดสอบการผลการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC และผลการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.1 ผลการทดสอบวัสดุประสาน (กาว)

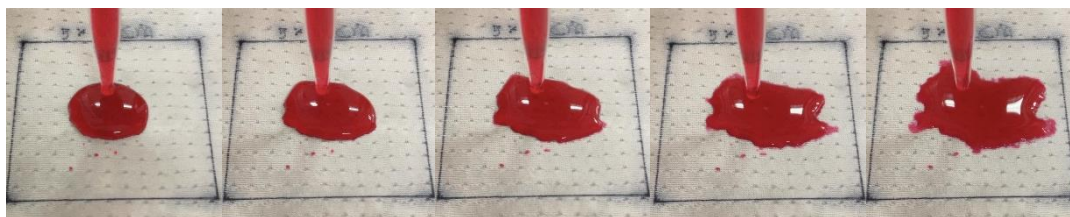
การทดสอบเพื่อเปรียบเทียบวัสดุประสาน (กาว) 5 ชนิด ที่ใช้ติดผ้าในแกนทำความเย็นโดยประเมินอิทธิพลของการอัตราการแพร่ของน้ำและการระเหยตัวของน้ำสู่อากาศระบุเงื่อนไขพื้นฐานของตัวแปรและค่าที่ถูกเปลี่ยนแปลงของการทดสอบทั้งสองในตารางที่ 3.4 แบ่งหัวข้อเป็น 2 หัวข้อดังต่อไปนี้

4.1.1 อัตราการแพร่ของน้ำ (diffusion rate)

การทดสอบอิทธิพลของอัตราการแพร่ของน้ำต่อกาวทั้ง 5 ชนิด ทำโดยหยดน้ำลงบนผ้าที่ติดบนแผ่นอลูมิเนียมที่วางตัวตามแนวนอนที่ละ 1 หยด โดยใช้ใบเรตควบคุมอัตราการหยดจนกระทั่งครบปริมาตร 1 มิลลิลิตร จากนั้นบันทึกภาพเมื่อหยดสุดท้ายหยดลงบนชิ้นงานในช่วงเวลา 1, 10, 30, 60 และ 120 วินาที วิธีการทดสอบถูกกล่าวไว้ในหัวข้อที่ 3.1.3.1 ผลการทดสอบแสดงการเปรียบเทียบการแพร่ของน้ำดังรูปที่ 4.1- 4.5 ตามลำดับ



รูปที่ 4.1 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ Draga (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที



(ก)

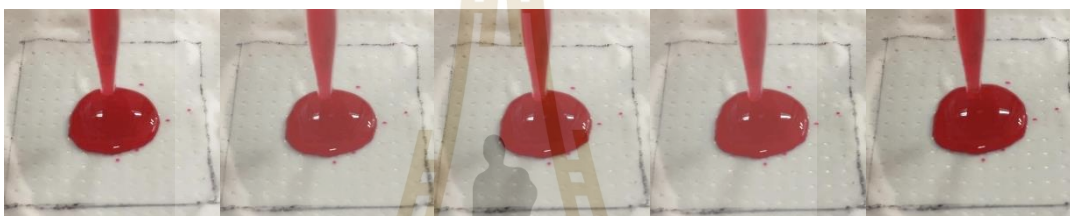
(ข)

(ค)

(ง)

(จ)

รูปที่ 4.2 การแพร่ของน้ำเมี้อใช้ SikaFlex 740 (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที



(ก)

(ข)

(ค)

(ง)

(จ)

รูปที่ 4.3 การแพร่ของน้ำเมี้อใช้ Hot glue (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที



(ก)

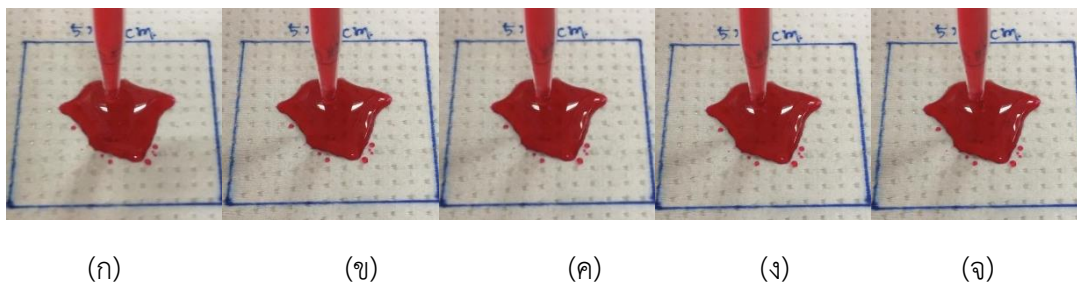
(ข)

(ค)

(ง)

(จ)

รูปที่ 4.4 การแพร่ของน้ำเมี้อใช้ HEC (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที

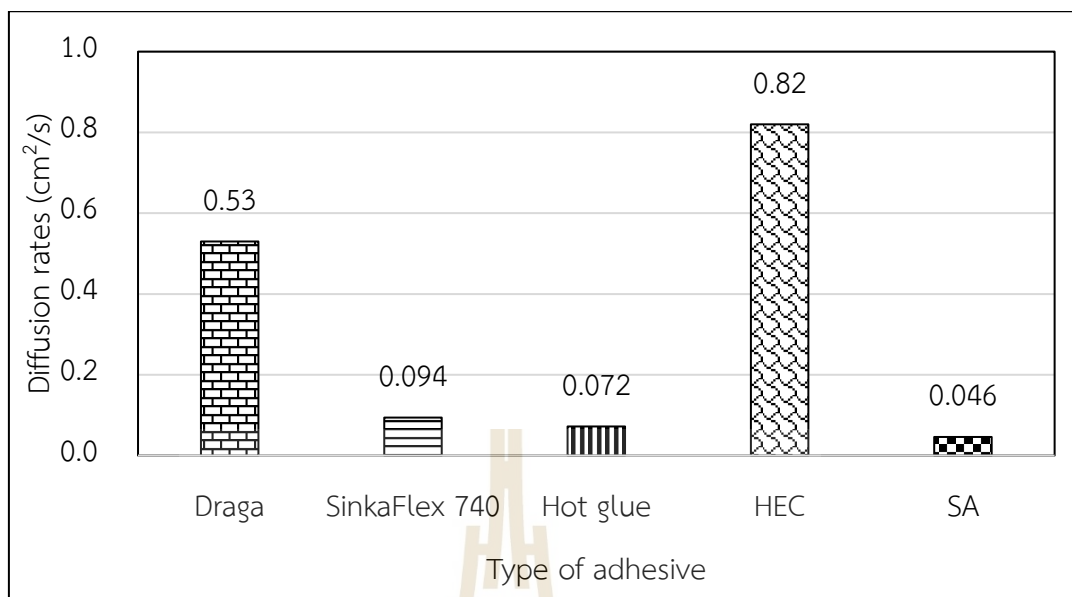


รูปที่ 4.5 การแพร่ของน้ำเมื่อใช้ SA (ก) 1 วินาที, (ข) 10 วินาที, (ค) 30 วินาที, (ง) 60 วินาที และ (จ) 120 วินาที

รูปที่ 4.1 – 4.5 แสดงการแพร่ของน้ำสู่ผ้าที่ถูกติดด้วยกาว 5 ชนิด ในเวลาที่แตกต่างกัน โดยสังเกตจากพฤติกรรมการแพร่ของน้ำสู่ผ้า เห็นได้ว่า เมื่อหยดน้ำปริมาตร 1 มิลลิลิตร ลงบนผ้าโดยใช้ปิเปต พบว่าผ้าที่ถูกติดด้วย HEC น้ำจะแพร่สู่ผ้าได้ทันทีและแพร่ลงบนผ้าได้ทั้งหมดใน 10 วินาที และยังแพร่อย่างต่อเนื่อง สำหรับกาว Draga มีลักษณะที่คล้ายกับ HEC มากแต่หลังจากหยดน้ำ 1 มิลลิลิตร ลงบนชิ้นงานยังมีน้ำจำนวนหนึ่งยังไม่ซึมลงผิวผ้า หลังจากนั้นน้ำจะค่อยๆซึมและแพร่ลงในผ้าคล้ายกับ HEC

ในขณะที่การใช้ SikaFlex 740 เห็นได้ว่าหลังจากหยดน้ำลงบนชิ้นงาน น้ำปริมาตร 1 มิลลิลิตร ยังคงเป็นหยดน้ำ จากนั้นจะค่อย ๆ ซึมลงในเนื้อผ้าอย่างช้า ๆ แม้เวลาผ่านไปครบ 120 วินาที แต่น้ำบางส่วนยังซึมลงในเนื้อผ้าได้ไม่หมด อย่างไรก็ตาม การใช้ Hot glue และ SA เป็นวัสดุประสาน พบว่า น้ำไม่สามารถซึมและแพร่ลงบนชิ้นงานได้ เนื่องจาก กาวร้อนมีลักษณะเป็นของเหลวที่สามารถแทรกซึมไปทั่วพื้นผิวของผ้า จึงทำให้ผ้าแข็งทำให้น้ำไม่สามารถแพร่สู่ชิ้นงานได้ จึงแสดงผลของอัตราการแพร่ของน้ำต่อเวลาดังรูปที่ 4.6

สำหรับอัตราการแพร่ของน้ำ ซึ่งเป็นการหาพื้นที่ทั้งหมดของน้ำปริมาตร 1 มิลลิลิตร ที่แพร่ได้ในเนื้อผ้าในเวลา 120 วินาที พบว่า การติดผ้าด้วย HEC มีอัตราการแพร่ของน้ำสูงที่สุดเท่ากับ $0.82 \text{ cm}^2/\text{s}$ ซึ่งมากกว่าการแพร่ของน้ำของ Draga, SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 1.55 เท่า, 8.72 เท่า, 11.39 เท่า, และ 17.83 เท่า ตามลำดับ

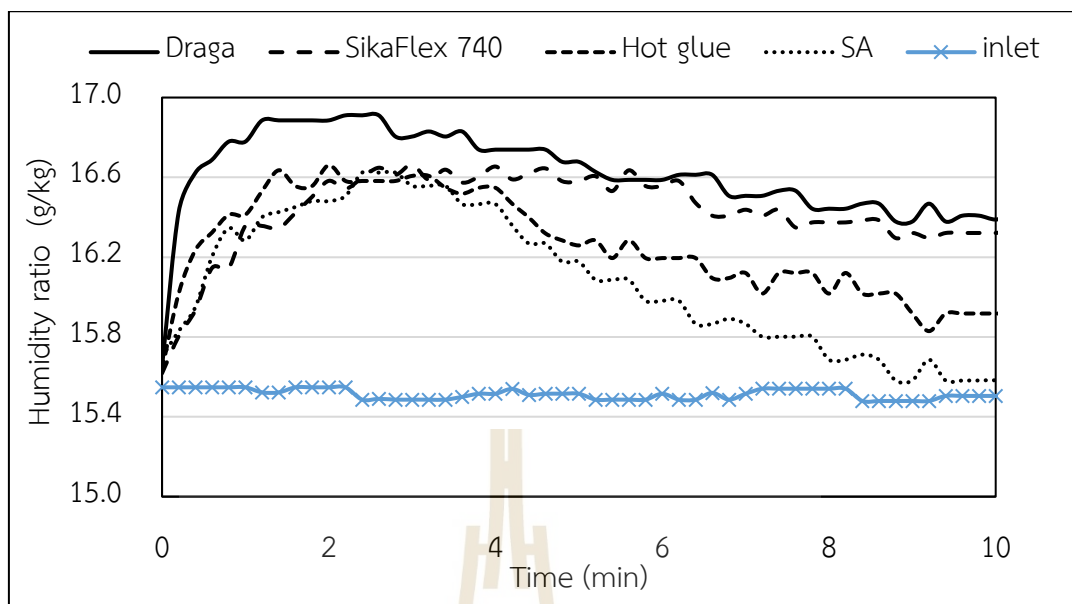


รูปที่ 4.6 อิทธิพลการเปลี่ยนแปลงชนิดของกาวต่ออัตราการแพร่ของน้ำ

4.1.2 การระเหยตัวของน้ำสู่อากาศ (evaporation)

การทดสอบนี้จะศึกษาการระเหยของน้ำ โดยติดตั้งชิ้นงานที่ถูกติดด้วยตัวประสาน (กาว) ชนิดต่างๆ ในชุดทดสอบ ตามรายละเอียดในหัวข้อที่ 3.1.3.2 ผลการทดสอบ พบว่า ไม่สามารถทดสอบชิ้นงานที่ใช้ตัวประสาน HEC ติดลงบนผ้าได้ เนื่องจากในการทดสอบนี้จะจัดวางชิ้นงานในแนวตั้งให้เหมือนกับการวางตัวของแกนทำความเย็นในเครื่องจริง ทำให้เมื่อเปิดน้ำใส่ชิ้นงานที่ใช้ตัวประสาน HEC ติดผ้าทำให้ HEC ละลายและผ้าหลุดออกจึงไม่สามารถทดสอบได้ต่อ ทั้งนี้ ผู้วิจัยจึงตัดสินใจว่าตัวประสาน HEC ไม่เหมาะกับการใช้ผ้าเข้ากับอลูมิเนียมเพราะในการใช้งานจริงต้องมีการเปิดน้ำเป็นระยะ ดังนั้น ในการทดสอบนี้จึงเป็นการเปรียบเทียบตัวประสานที่เหลือ 4 ชนิด คือ Draga, SikaFlex 740, Hot glue, และ SA แสดงผลการทดสอบดังรูปที่ 4.7

โดยการทดสอบนี้เป็นการเปรียบเทียบภายใต้อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมใกล้เคียงกันทั้ง 4 การทดสอบ ดังนั้น ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออก (outlet humidity ratio) จึงเป็นตัวบ่งชี้ปริมาณน้ำที่ระเหยสู่อากาศได้ ผู้วิจัยจึงแสดงความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางออกเมื่อมีอากาศไหลผ่านชุดทดสอบดังรูปที่ 4.7 หากความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออกของชิ้นงานใดมีค่าสูงแสดงว่าตัวประสานชนิดนั้นมีการระเหยของน้ำสู่อากาศมากตามไปด้วย



รูปที่ 4.7 ความชื้นสัมบูรณ์ทางออกชุดทดสอบ

รูปที่ 4.7 แสดงความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศในช่วงเวลา 10 นาที การเปรียบเทียบจะเปรียบเทียบที่ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศขาเข้า (เส้นสีฟ้า) ค่อนข้างคงที่เท่ากับ 15.5 g/kg ผลทดสอบ พบว่า อากาศที่ผ่านชิ้นงานที่ใช้กาว Draga มีความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออกสูงที่สุด ตลอดช่วงเวลา 10 นาที มีค่าสูงที่สุดประมาณ 16.91 g/kg ซึ่งมากกว่า SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 22.17%, 22.46%, และ 26.70% ตามลำดับ

ส่วน Hot glue และ SA มีการระเหยน้อยกว่า Draga และ SikaFlex 740 อย่างเห็นได้ชัด เนื่องจาก Hot glue และ SA ซึมลงในเนื้อผ้าทำให้ผ้าแข็งตัวทำให้ผ้าดูดซับน้ำได้น้อย นอกจากนี้ น้ำที่ไม่ถูกผ้าดูดซับก็ถูกแรงโน้มถ่วงดึงลงสู่ส่วนด้านล่างที่เป็นถังเก็บน้ำ

ผลของกาว Draga ที่มีความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศทางออกสูงที่สุดเมื่อเทียบกับตัวประสานชนิดอื่นตลอดช่วงเวลา จึงสรุปได้ว่า Draga เหมาะที่จะนำมาใช้ติดผ้าเข้ากับอลูมิเนียม ซึ่ง Xu et al. (2016) ได้รายงานว่าการระเหยของน้ำที่สูงจะทำให้ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยสูงขึ้นเช่นกัน

นอกจากนี้ หากไม่พิจารณาตัวประสาน (กาว) HEC พบว่า กาวที่ทำให้อัตราการแพร่ของน้ำ (diffusion rate) สูงที่สุดได้แก่กาว Draga และสอดคล้องกับผลทดสอบการระเหยของน้ำ (evaporation) ซึ่งเป็นไปในทิศทางเดียวกับการศึกษาของ Xu et al. (2016) ที่ผลอัตราการแพร่ของน้ำสอดคล้องกับผลการระเหยของน้ำ เป็นเพราะ ชิ้นงานที่น้ำแพร่ได้ง่ายแสดงว่ากาวไม่ไปกักอัดความชื้นเป็นรูปพรุนของผ้าลง ดังนั้น เมื่ออากาศไหลผ่านชิ้นงานดังกล่าวจะทำให้หน้าที่แพร่อยู่ภายในระเหยได้

ง่ายเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบราคากาวต่อมวลของกาวตามตารางที่ 3.3 พบว่ากาว Draga มีราคาถูกที่สุด ดังนั้น ผู้วิจัยจึงเลือกให้ใช้กาว Draga หรือกาวยางยี่ห้ออื่นในการติดผ้าไว้กับแผ่นอลูมิเนียมของช่องเปียก

4.2 ผลการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC

การทดสอบเพื่อหาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC ซึ่งผลที่นำมาวิเคราะห์มาจากการวัดค่าตามตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดดังรูปที่ 3.17 โดยอิทธิพลที่ทำการศึกษาแบ่งเป็น 5 อิทธิพล ประกอบด้วยการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการแบ่งอากาศเข้าสู่ช่องเปียก อุณหภูมิ น้ำ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อม อัตราการไหลอากาศจ่าย และอิทธิพลของการเปิด-ปิดปั๊มน้ำ ผลการทดสอบจะแสดงดังต่อไปนี้

4.2.1 อิทธิพลของอัตราส่วนการแบ่งอากาศเข้าสู่ช่องเปียกที่เหมาะสม

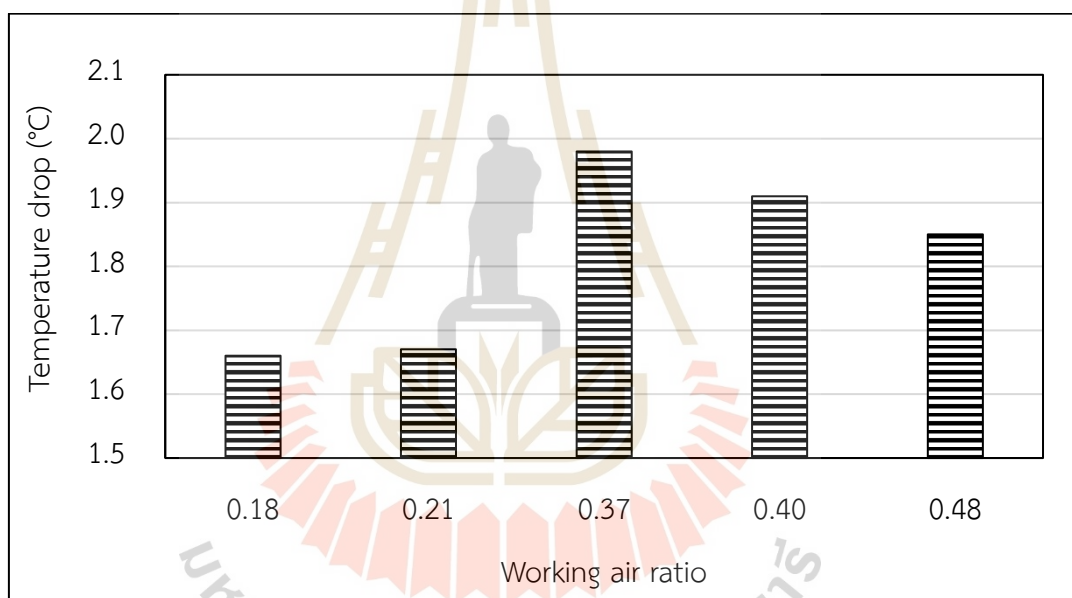
สัดส่วนการแบ่งอากาศ (working air ratio) ที่ศึกษาอยู่ในช่วง 0.1 – 0.5 เนื่องจากเป็นค่าที่มักถูกใช้ในการจำลองของนักวิจัยท่านอื่น โดยวิธีการปรับค่า working air ratio อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.3.1 หัวข้อที่ 2 สำหรับผลทดสอบจะถูกทดสอบในช่วงอุณหภูมิอากาศแวดล้อมเท่ากับ 26 - 27 °C ความชื้นสัมบูรณ์ 20.7 g/kg รายงานผลการลดอุณหภูมิอากาศของ STEC ดังรูปที่ 4.8 โดยผลต่างของอุณหภูมิ (ΔT) ที่เกิดขึ้นเป็นผลจากการเฉลี่ยอุณหภูมิอากาศที่ลดได้ตลอดระยะเวลาทดสอบ 20 นาที จะเห็นได้ว่า working air ratio ที่เหมาะสม คือ 0.37 ทำให้ ΔT มากที่สุดเท่ากับ 1.98 °C จากผลทดสอบจากรูปที่ 4.8 พบว่า เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิได้น้อยลง เมื่อ working air ratio มีค่าน้อยกว่า 0.37 เนื่องจาก ปริมาณอากาศที่เคลื่อนสู่ช่องเปียกต่ำและรับความร้อนจากช่องแห้งได้น้อย ในทางกลับกัน เมื่อ working air ratio มากกว่า 0.37 ส่งผลให้อัตราการไหลของอากาศเข้าสู่ช่องเปียกมากตามไปด้วย ด้วยเหตุนี้ระยะเวลาที่อากาศจะรับการระเหยตัวของน้ำจะลดลง ส่งผลให้ความสามารถในการลดอุณหภูมิของ STEC ลดลง

นอกจากนี้ แสดง cooling capacity, COP และ wet bulb effectiveness ดังรูปที่ 4.9 พบว่า cooling capacity, COP และ wet bulb effectiveness มีค่าสูงที่สุดเท่ากับ 0.31, 0.57 และ 88% ตามลำดับ ซึ่งมีแนวโน้มในทิศทางเดียวกับ ΔT เนื่องจาก ในการเปรียบเทียบผลผู้วิจัยกำหนดให้อัตราการไหลของ supply air เป็นค่าคงที่ ทำให้ตัวแปรทั้งสามแปรผันตาม ΔT เป็นหลัก

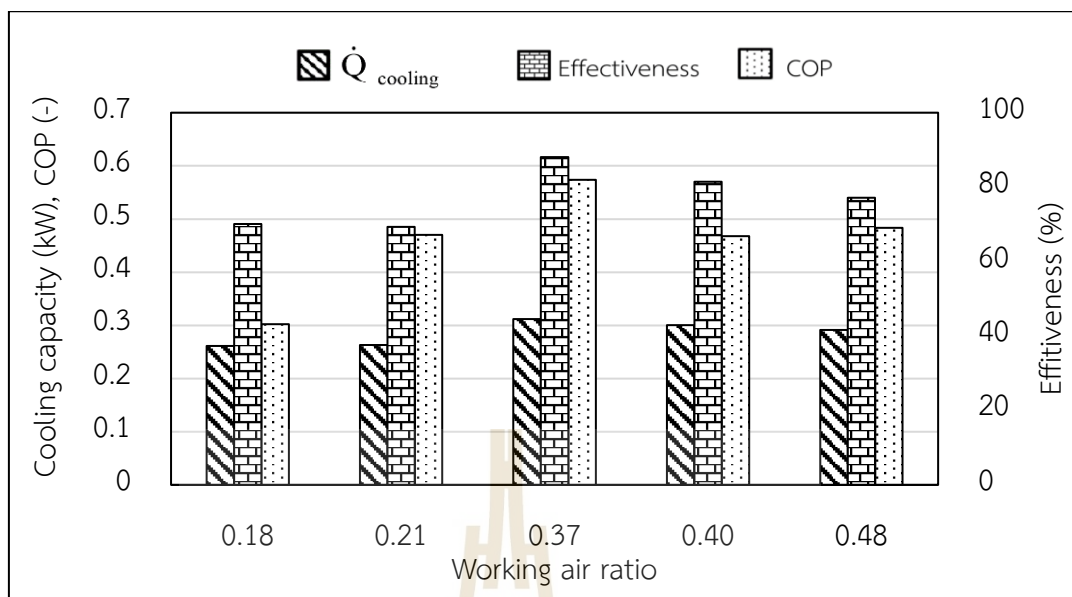
จากการตรวจสอบแนวโน้มที่พบกับงานวิจัยที่มีการศึกษาลักษณะ พบว่า แนวโน้มดังกล่าวไม่สอดคล้องกับงานวิจัยของ Duan et al. (2016) เนื่องจาก Duan et al. กำหนดอากาศที่ส่งเข้าระบบเป็นค่าคงที่ ดังนั้น เมื่อ working air ratio เพิ่มขึ้น $\dot{m}_{\text{sup}}$ ของระบบจะลดลง ทำให้

cooling capacity และ COP ลดลงตามไปด้วย จากการทดสอบที่กล่าวมาข้างต้น working air ratio เป็นตัวแปรหนึ่งที่ส่งผลต่อสมรรถนะของระบบอย่างมีนัยสำคัญ ค่าที่เหมาะสมของเครื่องดังกล่าวจะมีค่าเท่ากับ 0.37

ค่า working air ratio ที่เหมาะสมที่พบใกล้เคียงกับค่าที่ Riangvilaikul และ Kumar (2010) และที่ Xu et al. (2017) เลือกใช้ค่า working air ratio 0.33-0.37 ในการทดสอบของเขา ดังนั้น ในส่วนถัดไปจะเลือก working air ratio เท่ากับ 0.37 เป็นค่าคงที่ในการทดสอบสมรรถนะของ STEC อย่างไรก็ตาม ในการศึกษาครั้งนี้ข้อจำกัดด้านเครื่องมือจึงปรับให้ working air ratio มีความละเอียดกว่านี้ได้ยาก ในอนาคตจะหาวิธีปรับ working air ratio ให้ละเอียดยิ่งขึ้น แต่เมื่อทดสอบในหัวข้อนี้พบว่า ผลของ working air ratio ที่เหมาะสมมีค่าเท่าเดิม



รูปที่ 4.8 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อ working air ratio เปลี่ยนแปลง



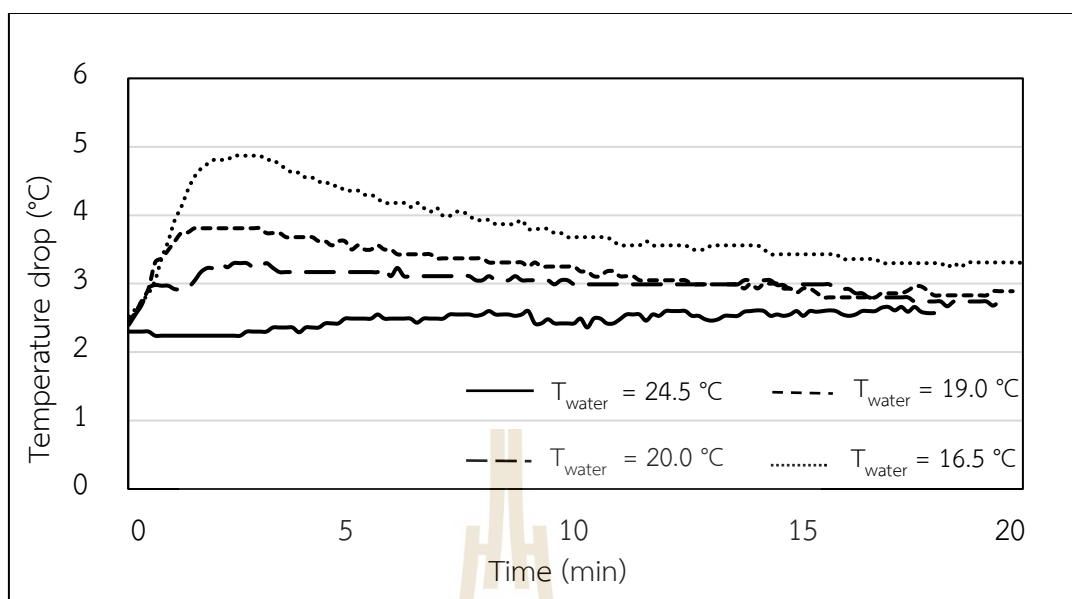
รูปที่ 4.9 อิทธิพลของ working air ratio ที่เปลี่ยนแปลง ต่อ cooling capacity, COP และ wet bulb effectiveness ของ STEC

4.2.2 อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำ

การศึกษาลักษณะของอุณหภูมิน้ำจ่ายที่เปลี่ยนแปลงระหว่าง 16.5 - 24.5 °C จะทดสอบภายใต้อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 26 °C และความชื้นสัมบูรณ์อากาศแวดล้อม 16 g/kg การทดสอบจะจ่ายน้ำสู่ช่องเปียกของแกนทำความเย็นเป็นเวลา 2 นาที และให้อากาศไหลผ่านแกนทำความเย็นอย่างต่อเนื่องจนถึงเวลา 20 นาที

รูปที่ 4.10 แสดงอุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดได้เทียบกับอุณหภูมิน้ำที่เปลี่ยนแปลง โดยจะปรับอุณหภูมิน้ำเป็น 4 ค่า คือ อุณหภูมิน้ำจ่ายเท่ากับ 24.5 °C (ใกล้เคียงกับอุณหภูมิอากาศแวดล้อม) เห็นได้ว่า STEC ลดอุณหภูมิอากาศได้เล็กน้อย และค่อยเพิ่มขึ้นโดยการดึงความร้อนของกระบวนการระเหย

ส่วนการทดสอบที่อุณหภูมิน้ำ 20.0, 19.0 และ 16.5 °C เห็นได้ว่า หลังจากจ่ายน้ำ STEC จะลดอุณหภูมิอากาศได้อย่างมากภายในห้านาทีแรก และเมื่อเวลาผ่านไปจะลดอุณหภูมิได้น้อยลง นอกจากนี้ ได้ว่าอุณหภูมิของน้ำที่ลดลงมาจาก 24.5 เป็น 16.5 °C ส่งผลให้อุณหภูมิอากาศลดลงได้มากขึ้น 0.5 °C อย่างไรก็ตาม เมื่ออุณหภูมิของน้ำเปลี่ยนจาก 24.5 เป็น 20 °C ความแตกต่างของอุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดได้จะอยู่ที่ น้อยกว่า 0.2 °C



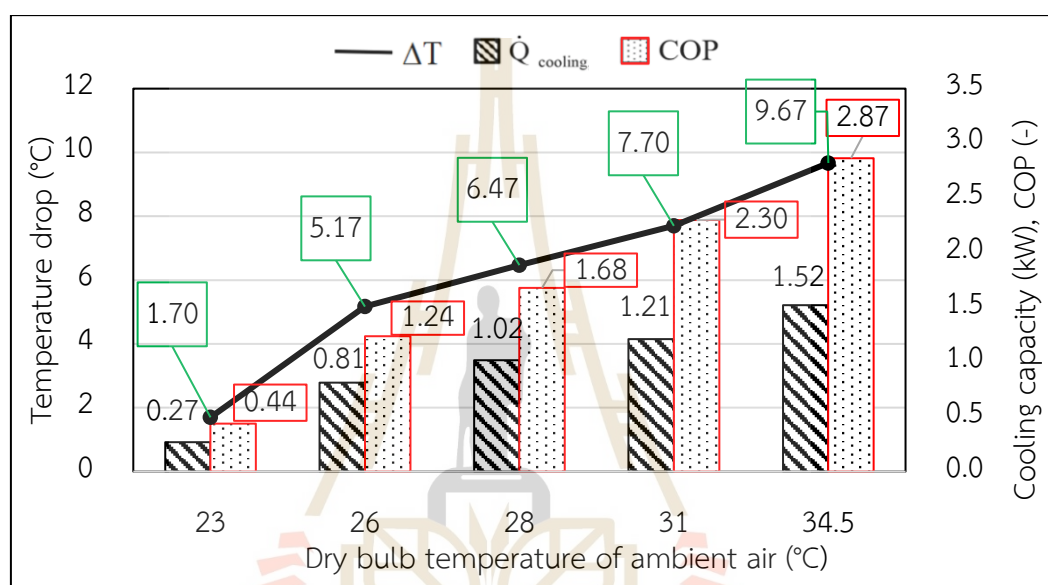
รูปที่ 4.10 อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำจ่ายต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้

จากการทดสอบดังกล่าว จึงระบุได้ว่า อิทธิพลของอุณหภูมิน้ำจ่ายส่งผลกระทบต่อ การลดอุณหภูมิค่อนข้างน้อย เพราะว่าหลังจากเปิดน้ำประมาณ 15 นาที อากาศที่ไหลผ่านช่องเปียก จะทิ้งความร้อนสู่ฟิล์มน้ำที่กระจายอยู่ในช่องเปียกส่งผลให้น้ำที่กระจายอยู่ในช่องเปียกมีอุณหภูมิ เพิ่มขึ้นใกล้เคียงกับอุณหภูมิน้ำปกติ หลังจากนั้นจะเป็นการลดอุณหภูมิโดยใช้กระบวนการทำความ เย็นแบบน้ำระเหยโดยจะอาศัยการลดอุณหภูมิจากความร้อนแฝง (การระเหยของน้ำจากผ้าสู่อากาศ) ส่วนในช่วง 5 นาทีแรกที่เครื่องต้นแบบ STEC สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้มากเป็นผลจากการ แลกเปลี่ยนความร้อนสัมผัส

นอกจากนี้ จะเห็นได้ว่าผลกระทบของอุณหภูมิน้ำจ่ายจะเริ่มส่งผลน้อย เมื่อระบบ ทำงานเป็นเวลานาน ซึ่งเป้าหมายของการใช้เครื่องต้นแบบ STEC คือ ต้องการลดการใช้พลังงานของ เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ ซึ่งปัจจุบันเครื่องต้นแบบ STEC มีการใช้พลังงานจากอุปกรณ์ไฟฟ้าสอง อุปกรณ์ คือ ปั๊มและโบลเวอร์ ซึ่งถือว่าทั้งสองอุปกรณ์เป็นอุปกรณ์ที่บริโภคพลังงานไฟฟ้าน้อยมาก ดังนั้น หาก STEC ต้องการทำน้ำเย็นเพื่อจ่ายสู่ช่องเปียกซึ่งต้องเพิ่มกระบวนการทำน้ำเย็น ทำให้ต้อง จ่ายพลังงานไฟฟ้าให้กับคอมเพรสเซอร์ที่ใช้ในกระบวนการทำน้ำเย็น การกระทำดังกล่าวจะไม่ สอดคล้องกับเป้าหมายในการใช้ระบบปรับอากาศทางเลือก ดังนั้น ในการศึกษาครั้งนี้จึงให้ความสำคัญกับ การใช้น้ำอุณหภูมิห้องมากกว่าการจ่ายน้ำเย็นเข้าสู่ระบบ

4.2.3 อิทธิพลของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อม

การศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิกระเปาะแห้งตั้งแต่ 23 - 34.5 °C ทำเพื่อหาผลกระทบต่อความสามารถในการลดอุณหภูมิของเครื่องต้นแบบ STEC ในการทดสอบนี้จะเพิ่มอุณหภูมิโดยใช้ฮีตเตอร์ทำความร้อนและในการทดสอบจะเปรียบเทียบเมื่อความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมคงที่เท่ากับ 12 g/kg ผลที่แสดงเป็นผลที่เกิดจากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ลดได้ตลอดระยะเวลา 20 นาที



รูปที่ 4.11 อิทธิพลของอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศแวดล้อมเปลี่ยนแปลงต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ อัตราการถ่ายเทความร้อน และ COP

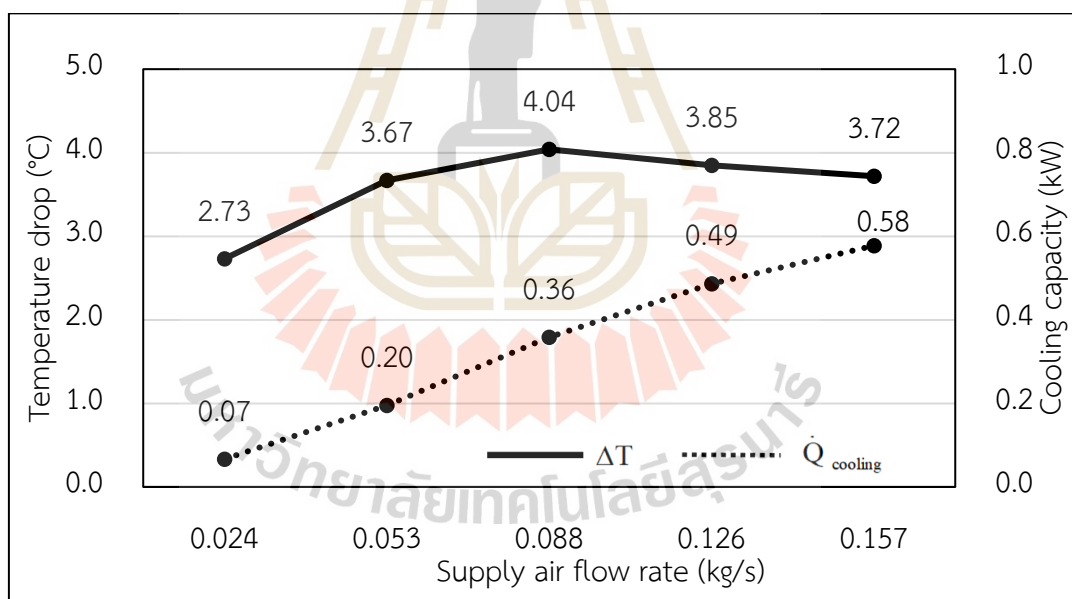
รูปที่ 4.11 แสดงการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิกระเปาะแห้งต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดได้ จะเห็นได้ว่าการเพิ่มขึ้นของ $T_{amb,db}$ ส่งผลต่อการลดอุณหภูมิอากาศของ STEC เมื่ออุณหภูมิมีค่า 23 °C STEC สามารถลดอุณหภูมิได้เพียง 1.7 °C เท่านั้น แต่เมื่อ $T_{amb,db}$ เพิ่มขึ้นเป็น 34.5 °C ทำให้ STEC ลดอุณหภูมิได้ถึง 9.67 °C หรือเพิ่มขึ้น 5.7 เท่า ทั้งนี้เป็นผลจากอุณหภูมิสูงขึ้นทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศลดลง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนของไอน้ำในช่องเปียกเพิ่มสูงขึ้น

นอกจากนี้ ในแกนทุติยภูมิยังแสดงให้เห็นว่า อัตราการถ่ายเทความร้อน และ COP มีแนวโน้มเหมือนกับ temperature drop ซึ่งมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่องจาก 0.27 kW เป็น 1.52 kW และ 0.44 เป็น 2.87 ตามลำดับ อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิอากาศเป็นตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้ ดังนั้น ผู้ที่สนใจนำเทคโนโลยีดังกล่าวไปใช้งานควรประเมินสภาวะอากาศในพื้นที่ติดตั้งโดยแนะนำสภาวะอากาศที่ร้อนและแห้ง ซึ่งจะเหมาะกับการใช้เทคโนโลยีดังกล่าว

4.2.4 อิทธิพลของอัตราการไหลอากาศจ่าย

การศึกษาผลกระทบของอัตราการไหลเชิงมวลอากาศจ่าย ($\dot{m}_{\text{sup}}$) ตั้งแต่ 0.024 – 0.157 kg/s ตามลำดับ โดยยังคงอัตราส่วนการแบ่งอากาศ (working air ratio) เท่ากับ 0.37 ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมคงที่เท่ากับ 14 g/kg แสดงผลการทดสอบในรูปที่ 4.12 ผลที่แสดงเป็นผลที่เกิดจากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ลดได้ตลอดระยะเวลา 20 นาที พบว่า ในช่วงแรกอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศจ่าย ($\dot{m}_{\text{sup}}$) มีค่า 0.024 kg/s เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิได้ 2.73 °C เนื่องจาก อากาศไหลภายในแกนทำความเย็นน้อยทำให้การถ่ายเทมวลจากความร้อนแฝงในช่องเปียกได้น้อย ส่งผลให้ช่องเปียกดึงความร้อนจากช่องแห้งได้น้อย

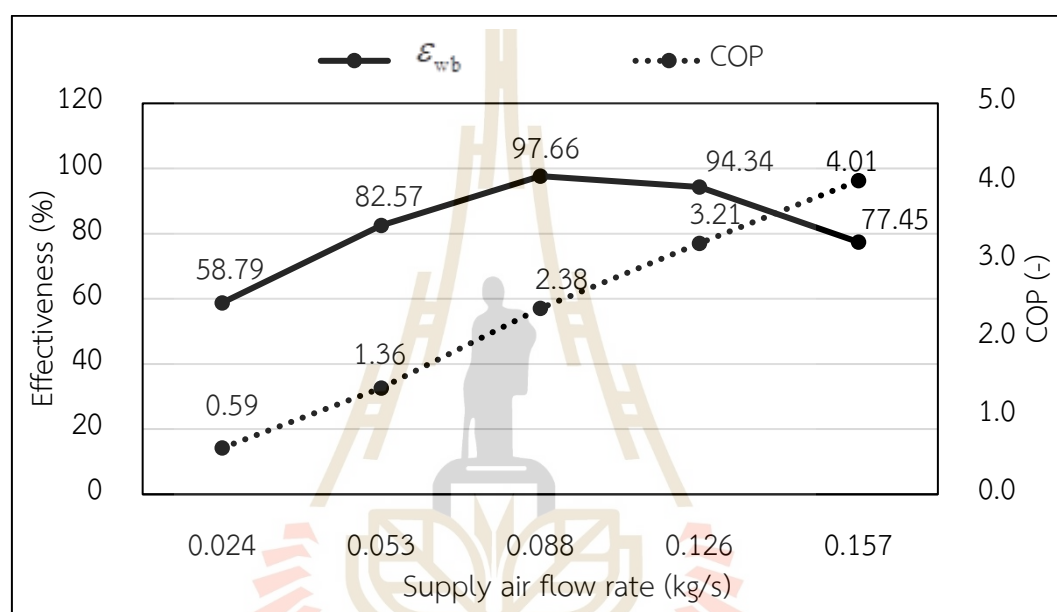
เมื่อ $\dot{m}_{\text{sup}}$ มีค่าเพิ่มขึ้นจนถึง 0.088 kg/s ทำให้เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิอากาศได้สูงที่สุดเท่ากับ 4.04 °C หรือเพิ่มขึ้น 48% เมื่อเทียบกับ $\dot{m}_{\text{sup}}$ เท่ากับ 0.024 kg/s หลังจากนั้นเมื่อ $\dot{m}_{\text{sup}}$ มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.088 ถึง 0.157 kg/s พบว่า STEC ลดอุณหภูมิได้น้อยลง 8.6% เป็นผลจากเวลาที่อากาศสัมผัสกับพื้นผิวเปียกน้อยลง ส่งผลให้รับอัตราการระเหยของน้ำลดลง



รูปที่ 4.12 ความสามารถในการทำความเย็นและอุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้
เมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของอากาศจ่ายเปลี่ยนแปลง

นอกจากนี้ ในแกนทุติยภูมิยังแสดงให้เห็นว่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ($\dot{Q}_{\text{cooling}}$) มีแนวโน้มที่เพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง จาก 0.07 kW เป็น 0.58 kW เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศจ่ายเพิ่มขึ้นมากกว่าการลดลงของอุณหภูมิที่ STEC ลดลงได้ และแสดง

wet bulb effectiveness กับ COP ดังรูปที่ 4.13 ซึ่งเห็นว่า COP สูงสุดที่ STEC ทำได้คือ 4.01 ซึ่งมีแนวโน้มเดียวกับ $\dot{Q}_{cooling}$ ในทางตรงกันข้าม wet bulb effectiveness (ϵ_{wb}) เป็นตัวแปรที่แสดงถึงความสามารถในการลดอุณหภูมิอากาศเมื่อเทียบกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศแวดล้อม ($T_{amb,wb}$) หาก ϵ_{wb} มีค่าเท่ากับ 100% หมายความว่า STEC สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้เท่ากับ $T_{amb,wb}$ ในงานนี้ ϵ_{wb} จะมีแนวโน้มสอดคล้องกับ temperature drop เนื่องจากการแสดงผลดังกล่าวเป็นผลภายใต้อากาศแวดล้อมใกล้เคียงกัน ซึ่งมีค่าสูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 97.66%



รูปที่ 4.13 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่ออัตราเชิงมวลของอากาศจ่ายเปลี่ยนแปลง

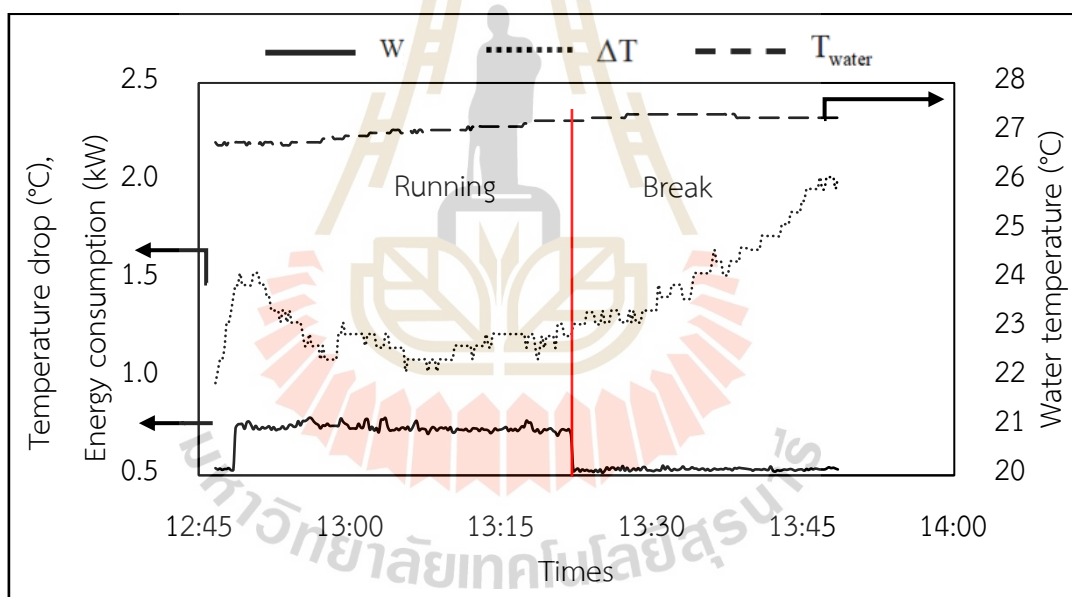
4.2.5 อิทธิพลของการควบคุมปั๊ม

การควบคุมปั๊มน้ำสำหรับสเปรย์น้ำสู่ช่องเปียกของเครื่องต้นแบบ STEC เพื่อศึกษาอิทธิพลของการเปิด-ปิดปั๊มภายใต้อุณหภูมิอากาศแวดล้อมเฉลี่ย 28 °C และความชื้นสัมบูรณ์ 20 g/kg ซึ่งจะแสดงผลการเปรียบเทียบ temperature drop ระหว่างการเปิดปั๊มน้ำตลอดเวลากับการปิดน้ำ

จากรูปที่ 4.14 แสดงอุณหภูมิของน้ำ ปริมาณการใช้พลังงานของปั๊ม และอุณหภูมิที่อากาศที่สามารถลดได้ โดยในช่วงระยะเวลาตั้งแต่ 12:50 ถึง 13:20 น. เป็นช่วงที่ปั๊มทำงานตลอดเวลาและใช้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 0.75 kW พบว่า เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิอากาศได้เฉลี่ย 1.2 °C อธิบายได้ว่าเมื่อปั๊มเริ่มทำงานอุณหภูมิอากาศลดลงอย่างมากในช่วงแรก เนื่องจากการเกิดจากการสเปรย์น้ำใหม่ที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอากาศ ประมาณ 1.5 °C สู่ช่องเปียก ทำให้ผนังช่องเปียก

เย็นลงและดึงความร้อนจากช่องแห้งได้ แต่เมื่อขณะที่ปั๊มทำงานและฉีดน้ำอย่างต่อเนื่อง ทำให้อุณหภูมิของน้ำเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ทำให้ช่องเปียกดึงความร้อนจากช่องแห้งได้ลดลง นอกจากนี้ การสเปรย์น้ำตลอดเวลาทำให้อากาศในช่องเปียกมีความชื้นสูงซึ่งอาจเกิดจากน้ำที่สเปรย์ถ่ายเทมวลสู่อากาศ ทำให้อากาศไม่สามารถรับการระเหยจากน้ำที่อยู่ในผ้าได้โดยตรง ซึ่งการระเหยในผนังช่องเปียกที่น้อยลงจะส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนจากช่องแห้งที่ลดลงตามไปด้วย ซึ่งสอดคล้องกับผลการทดสอบที่อุณหภูมิอากาศหลังผ่านแกนทำความเย็นลดน้อยลง

จากนั้นช่วงเวลาตั้งแต่ 13:20 น. ถึง 13:50 น. เป็นเวลาที่ปั๊มหยุดทำงานสังเกตจากการใช้พลังงานลดลงเหลือประมาณ 0.5 kW (ซึ่ง 0.5 kW เป็นผลจากการทำงานของพัดลม) ผลทดสอบพบว่า เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิได้เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง การที่ไม่ได้สเปรย์น้ำอย่างต่อเนื่องทำให้การระเหยของน้ำในผ้าระเหยสู่อากาศได้โดยตรง ซึ่งทำให้ดึงความร้อนจากช่องแห้งได้ดีขึ้น สังเกตจากผลของอุณหภูมิอากาศที่มีแนวโน้มลดลงอย่างต่อเนื่อง

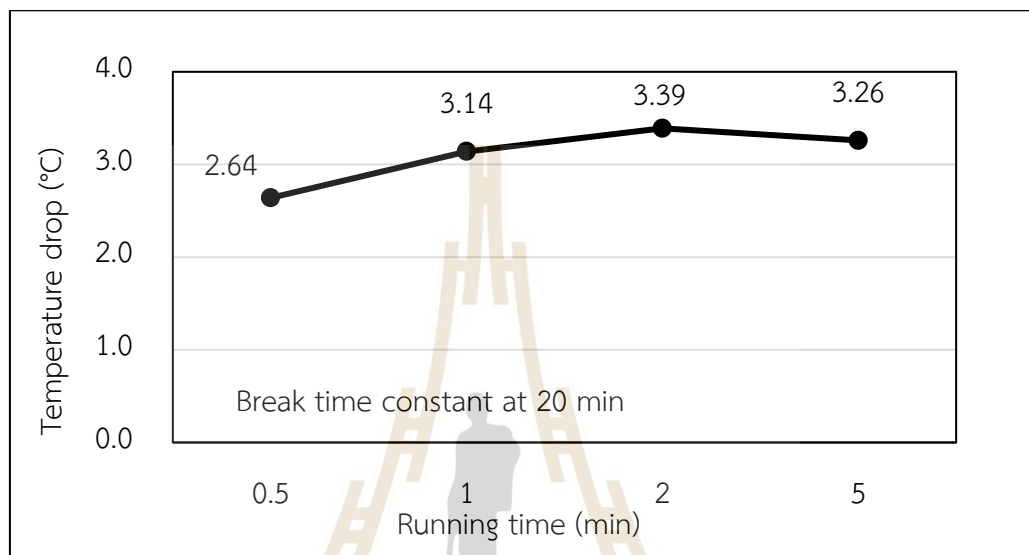


รูปที่ 4.14 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อเปิดปั๊มและปิดปั๊มน้ำ

จากผลดังกล่าวผู้วิจัยจึงหาบทความที่นำเสนอเกี่ยวกับวิธีการควบคุมการเปิด-ปิดปั๊ม สำหรับเครื่องต้นแบบ STEC หรือระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยอื่นๆ พบว่า ยังไม่มีการศึกษาใดที่ศึกษาวิธีการควบคุมการเปิด-ปิดปั๊ม

ผู้วิจัยจึงสนใจจะหาอิทธิพลในส่วนี้โดยใช้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิแวดล้อมและอุณหภูมิทางออกช่องแห้งเป็นตัวแปรตัดสินใจ โดยแบ่งเงื่อนไขการทดสอบในส่วนนี้ออกเป็น 2 ส่วน

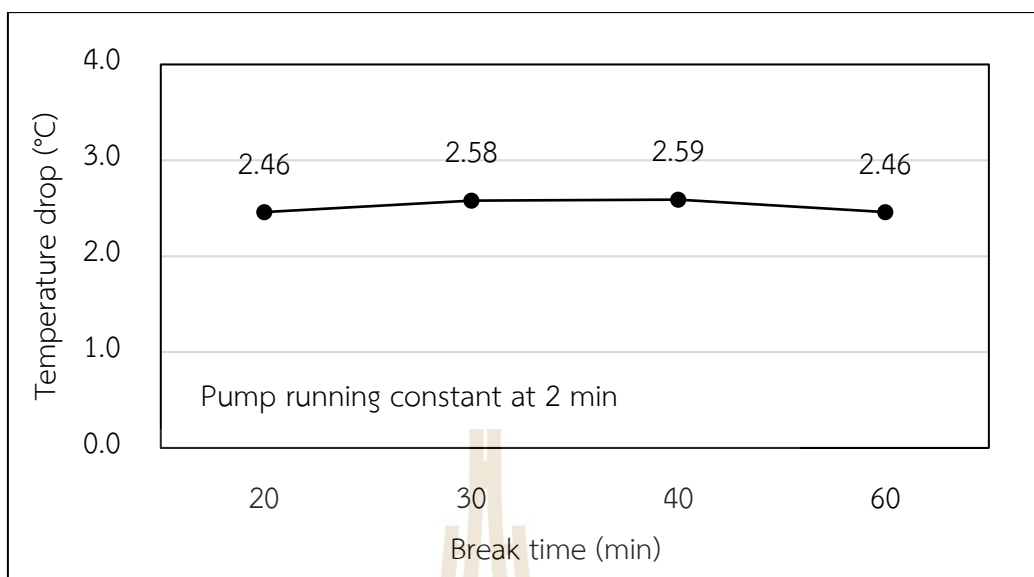
1. การหาเวลาปั๊มทำงาน (Running time) ที่เหมาะสม และ 2. การหาเวลาหยุดพักปั๊ม (Break time) ในส่วนที่ 1 กำหนดเงื่อนไขการทดสอบคือ เปิดปั๊มเป็นเวลา 0.5, 1, 2 และ 5 นาที ตามลำดับ หลังจากการเปิดปั๊มตามเวลาผู้วิจัยจะหยุดพักปั๊มเป็นเวลาคงที่ 20 นาที แสดงผลการทดสอบในรูปแบบที่ 4.15



รูปที่ 4.15 อิทธิพลของระยะเวลาเปิดปั๊มต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้

รูปที่ 4.15 เป็นการเปรียบเทียบภายใต้อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 30 °C และความชื้นสัมบูรณ์ 19.3 g/kg พบว่า ระยะเวลาปั๊มทำงานที่เหมาะสมเท่ากับ 2 นาที ในการเปิดปั๊มเป็นเวลา 30 วินาที และ 1 นาที อาจทำให้ผ้าที่อยู่ภายใน STEC เปียกไม่หมดส่งผลให้การดูดซับความร้อนจากการระเหยได้ไม่ทั่วพื้นผิว ในทางตรงกันข้าม การเปิดปั๊มไว้ 5 นาที จะทำให้ STEC ลดอุณหภูมิอากาศได้น้อยกว่าการเปิดปั๊ม 2 นาที เนื่องจาก อาจเกิดฟิล์มน้ำที่หนาส่งผลให้น้ำรับความร้อนและระเหยตัวสู่อากาศได้น้อยลง จากผลที่แสดงผู้วิจัยจึงเลือกใช้การเปิดปั๊มเป็นเวลา 2 นาที

ในส่วนการหาระยะเวลาหยุดพักปั๊มที่เหมาะสมแสดงในรูปที่ 4.16 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบระยะเวลาปิดปั๊มที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 29 °C และความชื้นสัมบูรณ์ 20 g/kg พบว่า เวลาการหยุดพักปั๊ม 40 นาที เป็นเวลาที่ส่งผลให้ STEC ลดอุณหภูมิของอากาศได้มากที่สุด อย่างไรก็ตาม ระยะเวลาปิดปั๊มมีผลต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ค่อนข้างน้อย สังเกตจากอุณหภูมิที่ลดได้มีค่าแตกต่างกันน้อยกว่า 0.15 °C ดังนั้น ผู้วิจัยจึงเลือกเวลาหยุดพักปั๊มเท่ากับ 60 นาที แม้ว่าจะมีความสามารถในการลดอุณหภูมิน้อยกว่าเล็กน้อยแต่ชดเชยด้วยการใช้พลังงานที่ลดลง เนื่องจาก การเปิดปั๊มบ่อยครั้งจะส่งผลต่อการบริโภคไฟฟ้าของปั๊มเพิ่มขึ้น

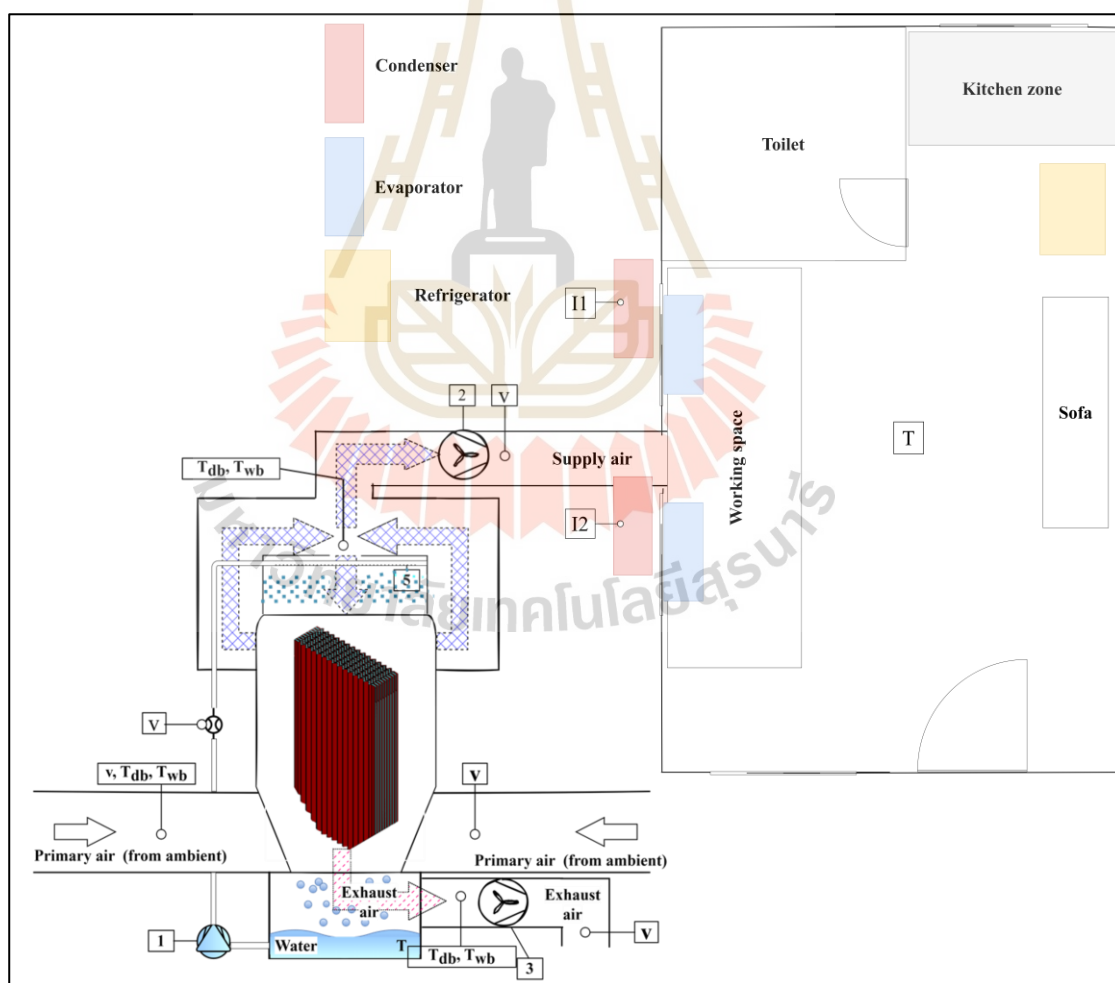


รูปที่ 4.16 อิทธิพลของระยะเวลาปิดปั๊มต่ออุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้

นอกจากนี้ เพื่อแสดงให้เห็นถึงความน่าเชื่อถือของผลทดสอบจึงได้แสดงผลการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC ที่เป็นผลการทดสอบซ้ำและเป็นผลที่เกิดจากช่วงอุณหภูมิที่ต่างกันตามภาคผนวก ข

4.3 ผลการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา

การทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอ หรือเรียกว่า “ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด” ทำโดยติดตั้งเครื่องต้นแบบ STEC ไว้ภายนอกห้องปรับอากาศดังรูปที่ 4.18 ลักษณะการจ่ายอากาศเข้าสู่ห้องปรับอากาศของระบบปรับอากาศทางเลือกจะทำโดยส่งอากาศเข้าสู่ห้องปรับอากาศโดยตรงแทนการทำงานของระบบระบายอากาศเดิมที่ถูกติดตั้งไว้ในห้องปรับอากาศ โดยควบคุมอัตราการเติมอากาศให้คงที่เท่ากับอัตราการระบายอากาศเดิมที่ห้องปรับอากาศใช้ วิธีการทดสอบทำตามวิธีการดำเนินการในหัวข้อ 3.3.2 โดยผลทดสอบของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอจะเปรียบเทียบภายใต้สภาวะแวดล้อมที่ใกล้เคียงกันทั้งอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศ แสดงผลการทดสอบดังต่อไปนี้

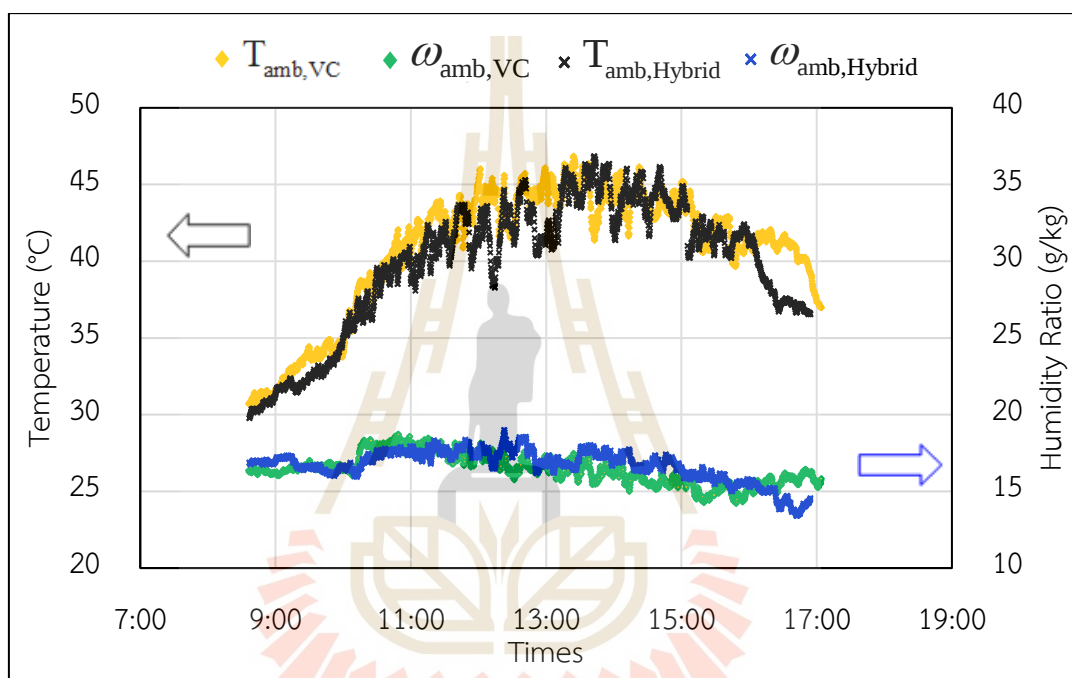


รูปที่ 4.17 แผนผังการทดสอบระบบปรับอากาศแบบไฮบริดกับห้องสำนักงาน

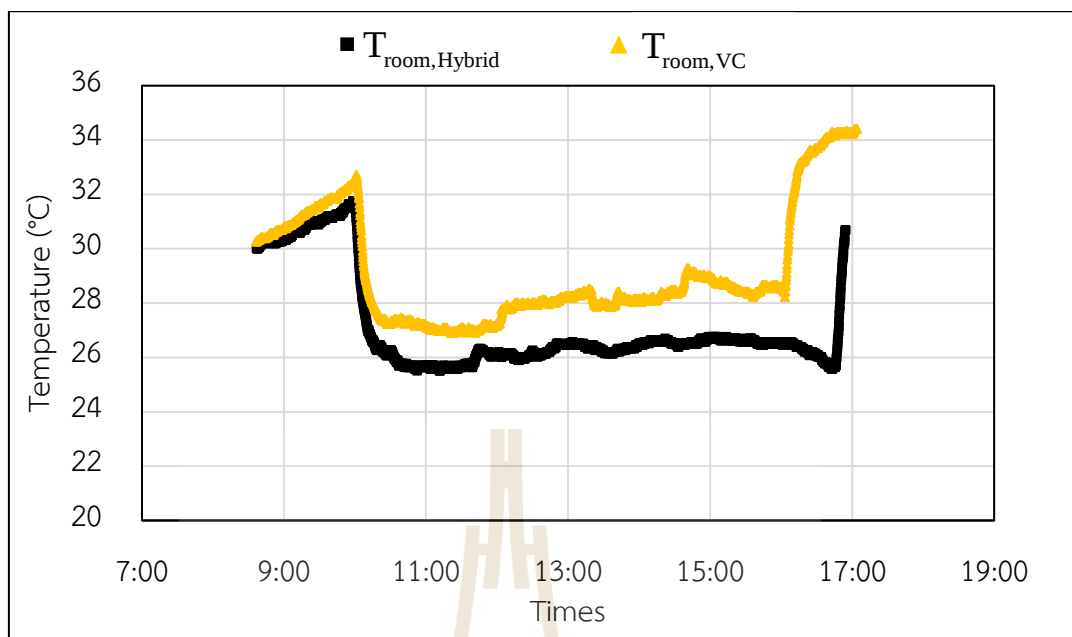
4.3.1 อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 40 – 45 °C

กรณีที่ 1 ตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศเท่ากับ 25 °C ในวันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบอัดไอและวันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

อุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมแสดงดังรูปที่ 4.18 พบว่าอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมมีแนวโน้มใกล้เคียงกันในทั้งสองการทดสอบ จึงได้เลือกสองวันนำมาเปรียบเทียบกับ และผลอุณหภูมิอากาศภายในห้องปรับอากาศแสดงดังรูปที่ 4.19



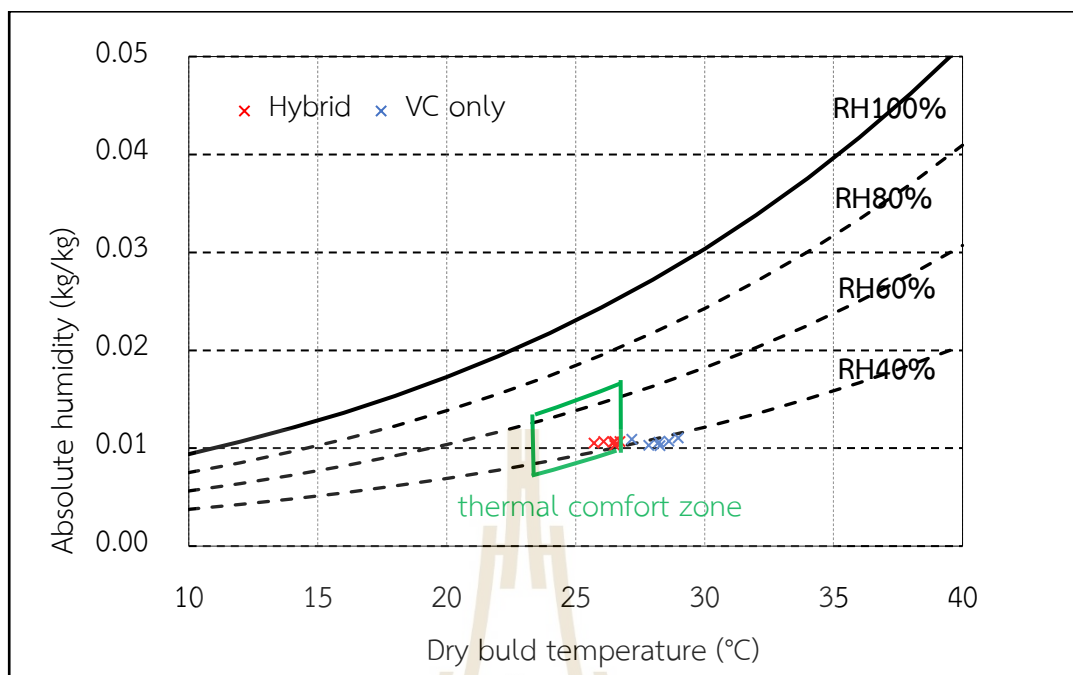
รูปที่ 4.18 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมต่อเวลา
สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1



รูปที่ 4.19 อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1

จากรูปที่ 4.19 สังเกตแนวโน้มของอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ ได้ว่า ในช่วงแรก 8:40 น. – 10:00 น. อุณหภูมิอากาศภายในห้องปรับอากาศร้อนขึ้น เนื่องจาก อุณหภูมิอากาศแวดล้อมเพิ่มสูงขึ้น แต่จะเห็นว่าในวันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริด (เส้นสีดำ) อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศจะต่ำกว่าวันที่เปิดเฉพาะระบบปรับอากาศแบบอัดไอเล็กน้อย เนื่องจากเครื่องต้นแบบ STEC ลดภาระทางความร้อนภายในห้องปรับอากาศลง หลังจากเวลา 10:00 น. เห็นได้ว่าภายในห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิลดลงทั้งสองการทดสอบ เนื่องจาก มีการลดภาระทางความร้อนภายในห้องโดยใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอ

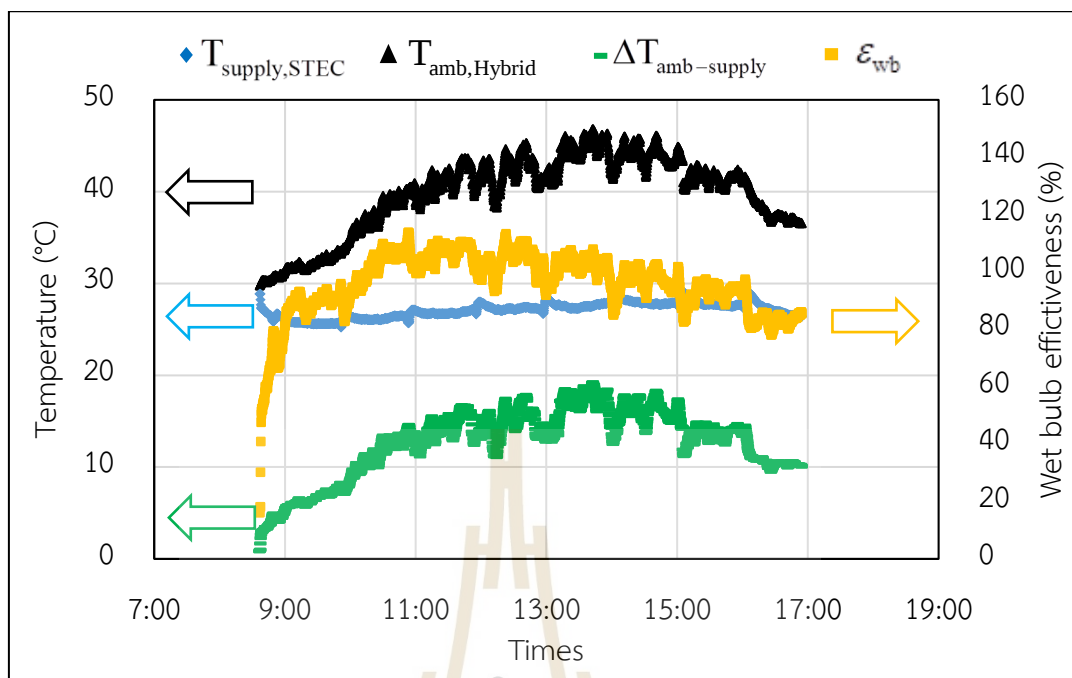
อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศของวันที่เปิดเครื่องต้นแบบ STEC ร่วมด้วยมีอุณหภูมิต่ำว่าวันที่เปิดเฉพาะระบบปรับอากาศแบบอัดไออย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศลดลงได้ต่ำกว่า 2 °C เนื่องจาก ห้องปรับอากาศนี้ตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศไว้ที่ 25 °C แต่เครื่องปรับอากาศไม่สามารถลดอุณหภูมิภายในห้องเป็น 25 °C ได้ จึงแสดงแผนภาพไซโครเมตริก (Psychrometric chart) ของอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับการทดสอบทั้งสองวันดังรูปที่ 4.20 เพื่อเปรียบเทียบว่าอุณหภูมิอากาศภายในห้องอยู่ใน human comfort zone



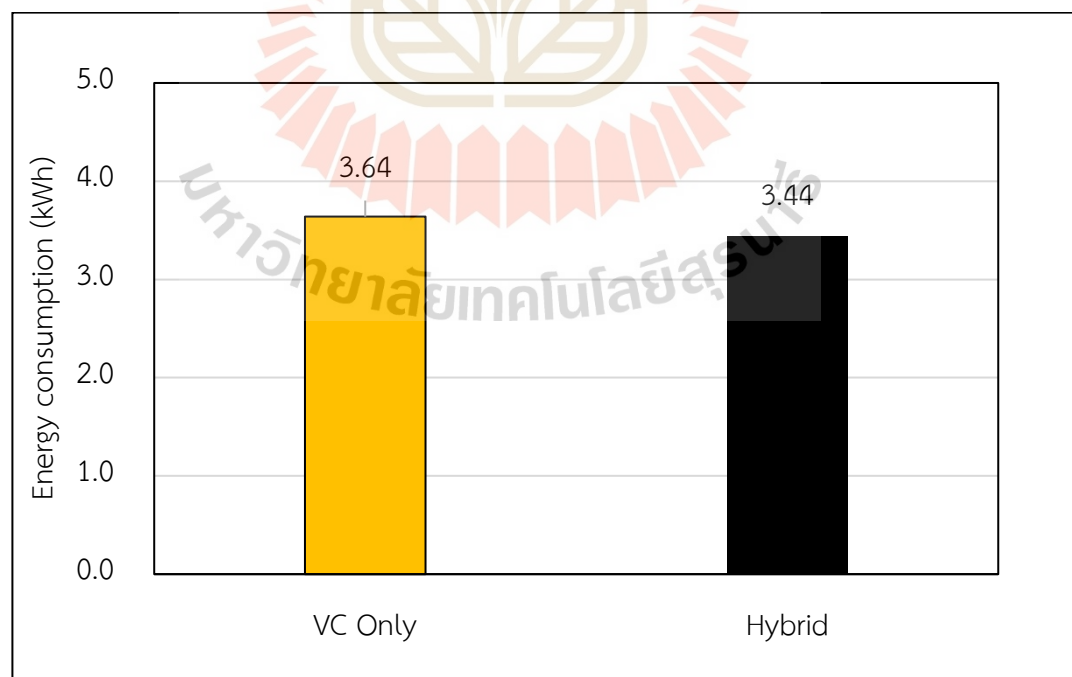
รูปที่ 4.20 แผนภาพไซโครเมตริก (Psychrometric chart) แสดงอุณหภูมิในห้องปรับอากาศสำหรับการทดสอบกรณีที่ 1

รูปที่ 4.19 แสดงอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ ช่วงเวลา 11:00 น. – 16:00 น. โดยจะเลือกข้อมูลทุก 1 ชั่วโมง สำหรับการสร้างแผนภูมิไซโครเมตริก จากผลดังกล่าวบอกได้ว่า STEC มีความสามารถผลิตอากาศเย็นก่อนเดิมเข้าสู่ห้องปรับอากาศจึงเป็นตัวช่วยในการลดอุณหภูมิในห้องปรับอากาศ และทำให้อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศอยู่ใน thermal comfort zone ได้จึงแสดงอุณหภูมิที่ STEC ลดได้ดังรูปที่ 4.21 และเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยต่อชั่วโมงดังรูปที่ 4.22 ตามลำดับ

ผลของอุณหภูมิอากาศที่เครื่องต้นแบบ STEC ลดได้แสดงให้เห็นถึงศักยภาพการลดอุณหภูมิอากาศของระบบที่สามารถควบคุมอุณหภูมิลมจ่ายได้ประมาณ 27 °C แม้สภาพอากาศจะเปลี่ยนแปลงตลอดทั้งวัน ซึ่ง STEC สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้สูงสุดเท่ากับ 19 °C ในช่วงเวลา 13:40 น. นอกจากนี้ ระบบสามารถทำอุณหภูมิอากาศจ่ายได้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศแวดล้อมในบางช่วงเวลาแต่โดยรวมประสิทธิภาพกระเปาะเปียก (Wet bulb effectiveness) ที่ STEC ทำได้เฉลี่ยเท่ากับ 95% และประสิทธิภาพกระเปาะเปียกสูงสุดที่ STEC สร้างได้เท่ากับ 118% สาเหตุที่ในบางช่วงเวลาไม่สามารถสร้างประสิทธิภาพกระเปาะเปียกได้เกิน 100% เพราะสภาวะอากาศโดยรวมมีความชื้นสูงจึงไม่สามารถลดอุณหภูมิอากาศให้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศแวดล้อมได้



รูปที่ 4.21 อุณหภูมิอากาศแวดล้อมและอุณหภูมิทางออกของ STEC ต่อเวลา
สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1



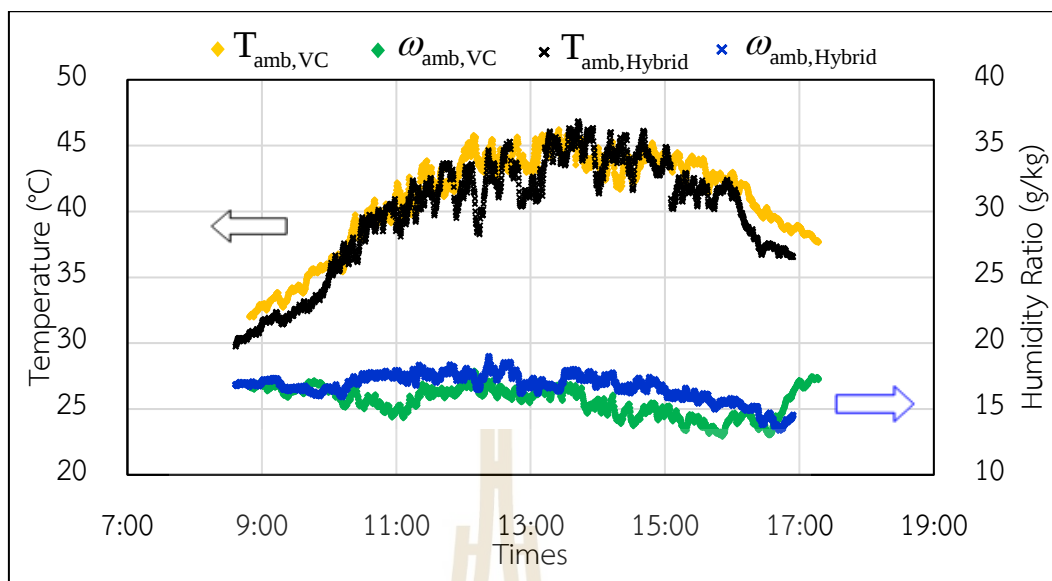
รูปที่ 4.22 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย สำหรับการทดสอบกรณีที่ 1

การเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 ชั่วโมง โดยคิดจากการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยตลอดระยะเวลาที่ทดสอบหารด้วยเวลาการทำงานทั้งหมด โดยรูปที่ 4.22 แสดงให้เห็นว่า วันที่เปิดใช้งานระบบปรับอากาศแบบไฮบริด (Hybrid system) มีการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยใน 1 ชั่วโมง เท่ากับ 3.44 kWh ซึ่งน้อยกว่าวันที่เปิดเฉพาะระบบปรับอากาศแบบอัดไอ 0.20 kWh เนื่องจาก เครื่องต้นแบบ STEC สามารถผลิตอากาศเย็นเข้าสู่ห้องปรับอากาศจึงทำให้ภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบอัดไอลดลง จึงสรุปได้ว่า วันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสามารถประหยัดพลังงานได้ 5.49% เมื่อเทียบกับการใช้งานระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว และการใช้ระบบไฮบริดส่งผลให้อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศลดลงได้ 2 °C เมื่อเทียบกับการใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว

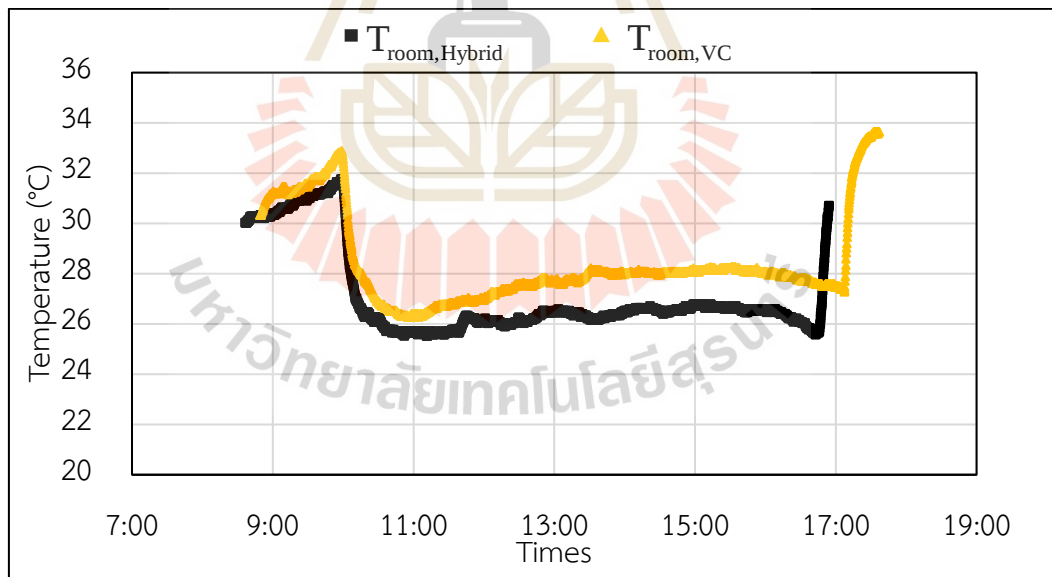
กรณีที่ 2 ตั้งอุณหภูมิเครื่องปรับอากาศเท่ากับ 23 °C ในวันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว และตั้ง อุณหภูมิเครื่องปรับอากาศเท่ากับ 25 °C สำหรับวันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริด เพื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของทั้งสองระบบที่อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศใกล้เคียงกัน

สำหรับกรณีที่ 2 มีวัตถุประสงค์ในการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบผลการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด เมื่ออุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศใกล้เคียงกัน จึงได้ตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศสำหรับวัดที่ทดสอบระบบ VC only ไว้ต่ำกว่าวันที่ทดสอบระบบปรับอากาศแบบไฮบริด เพื่อคาดหวังว่าจะเห็นผลการประหยัดพลังงานจริงของการใช้ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด

โดยอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมแสดงดังรูปที่ 4.23 ซึ่งเห็นได้ว่าอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมมีแนวโน้มใกล้เคียงกันในทั้งสองการทดสอบ เช่นเดียวกับกรณีที่ 1 ผลอุณหภูมิอากาศภายในห้องปรับอากาศแสดงดังรูปที่ 4.24



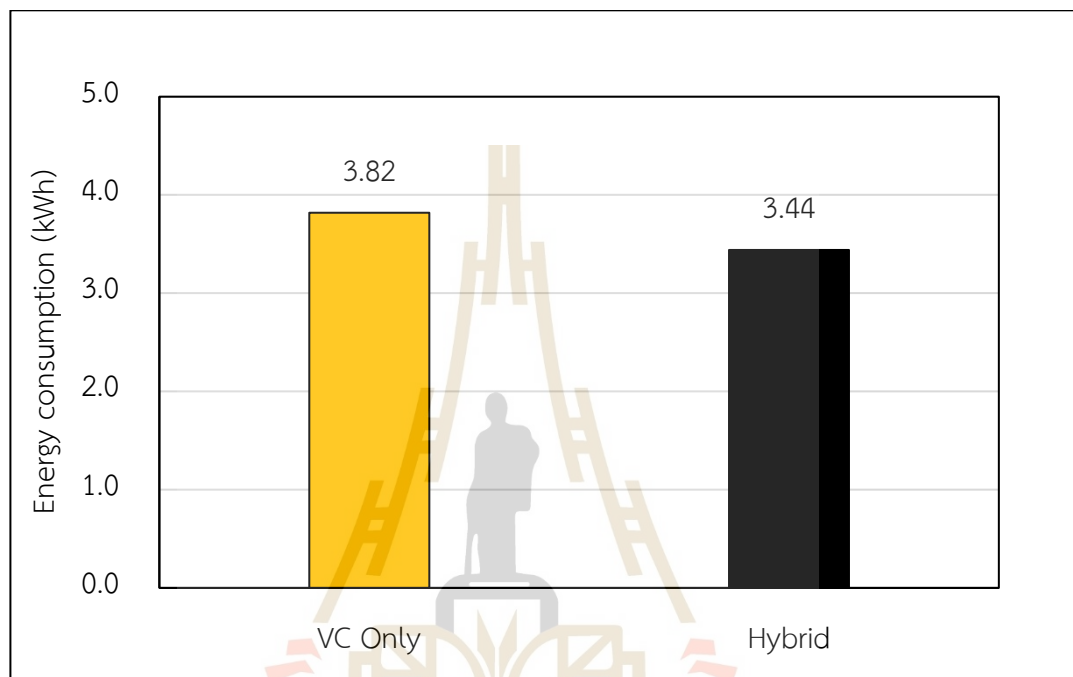
รูปที่ 4.23 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมต่อเวลา
สำหรับการทดสอบกรณีที่ 2



รูปที่ 4.24 อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ สำหรับการทดสอบกรณีที่ 2

จากผลการทดสอบในกรณีที่ 2 เห็นได้ว่า หลังจากที่ตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศไว้ 23 °C ในวันที่เปิดเครื่องปรับอากาศแบบอัตโนมัติเพียงอย่างเดียว ทำให้อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศต่ำลงดังแสดงในเส้นสีส้มตามรูปที่ 4.24 อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิภายในห้อง

ปรับอากาศยังคงสูงกว่าวันที่ทดสอบระบบไฮบริดประมาณ 1.1 °C ตลอดช่วงที่ทดสอบ แนวโน้มดังกล่าวแสดงให้เห็นถึงศักยภาพในการทำความเย็นของเครื่องต้นแบบ STEC ที่สามารถทำให้ห้องปรับอากาศเย็นลงได้มากกว่าการใช้ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว นอกจากนี้เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยต่อชั่วโมงดังรูปที่ 4.25

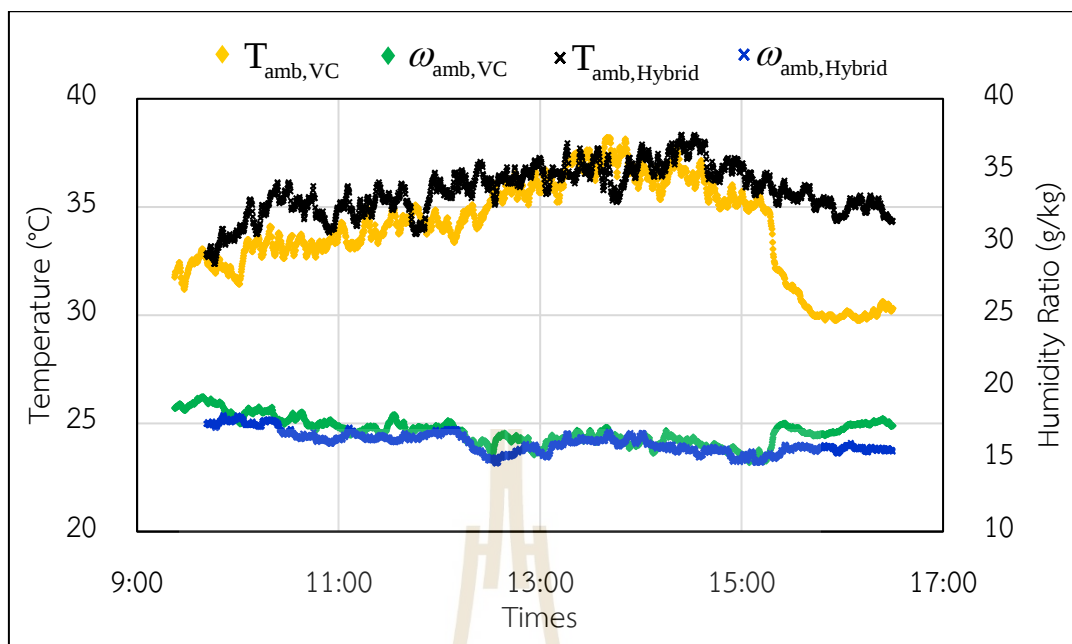


รูปที่ 4.25 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย สำหรับการทดสอบกรณีที่ 2

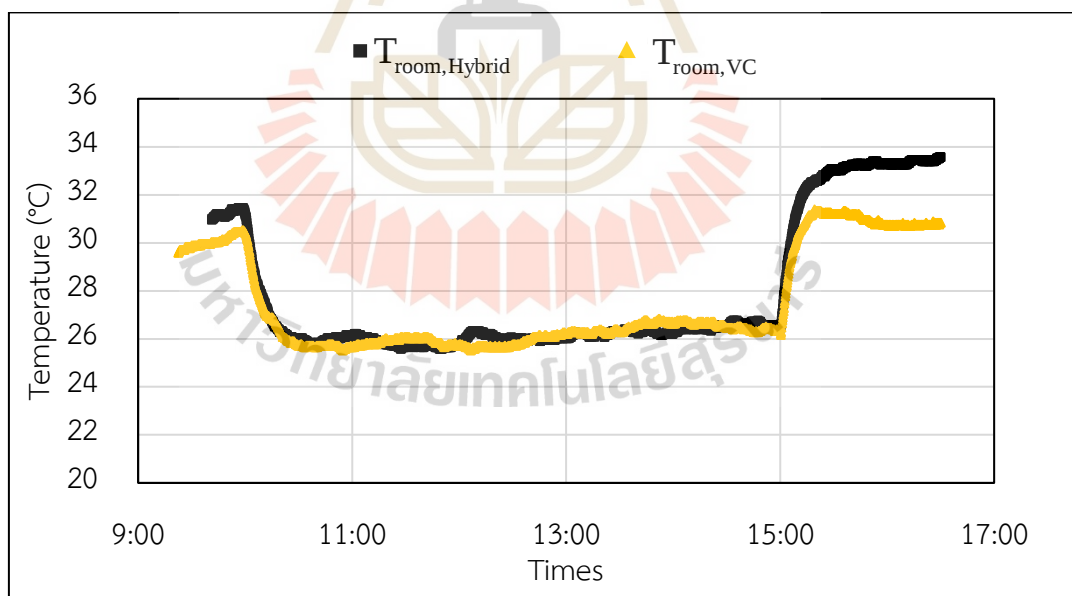
พบว่า วันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสามารถประหยัดพลังงานได้ 9.95% เมื่อเทียบกับการใช้งานระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว สาเหตุที่ระบบปรับอากาศแบบอัดไอใช้พลังงานมากกว่าอย่างเป็นได้ชัด เกิดจากการตั้งอุณหภูมิของเครื่องปรับอากาศที่ต่ำลงจึงส่งผลให้เครื่องปรับอากาศมีการใช้พลังงานเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเทียบกับการทดสอบในกรณีที่ 1

4.3.2 อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 32 – 38 °C

ในส่วนนี้ได้ทดสอบระบบปรับอากาศแบบอัดไอเทียบกับระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ซึ่งวิธีการทดสอบจะเหมือนกับหัวข้อ 4.3.1 แต่หัวข้อนี้จะเลือกวันที่มีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมในช่วง 32 -38 °C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิอากาศที่ต่ำกว่าการทดสอบในหัวข้อ 4.3.1 มาเปรียบเทียบโดยข้อมูลของอุณหภูมิอากาศและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงต่อเวลาแสดงดังรูปที่ 4.26 และแสดงผลอุณหภูมิอากาศภายในห้องปรับอากาศที่เปลี่ยนแปลงต่อเวลาดังรูปที่ 4.27

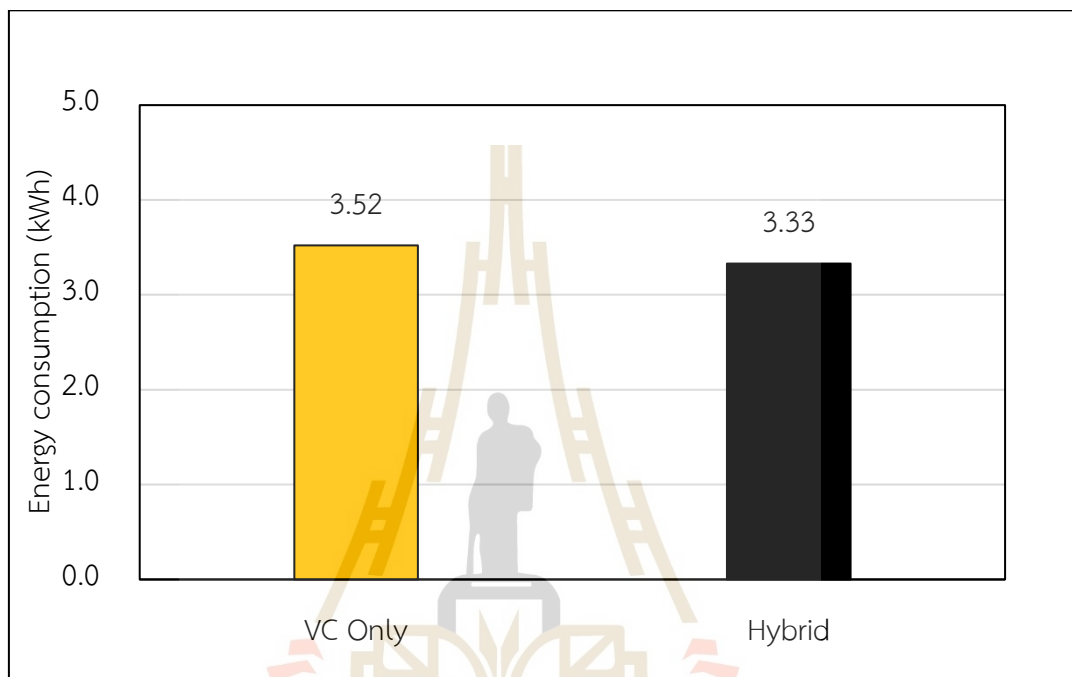


รูปที่ 4.26 อุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมต่อเวลา



รูปที่ 4.27 อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ

จากรูปที่ 4.26 เห็นได้ว่าอุณหภูมิและความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศแวดล้อมมีแนวโน้มใกล้เคียงกันในทั้งสองการทดสอบ และรูปที่ 4.27 แสดงอุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศ ได้ว่า ในช่วงที่เปิดเครื่องปรับอากาศ 9:00 น. – 15:00 น. อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศมีค่าใกล้เคียงกันทั้ง 2 วัน จึงแสดงการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยดังรูปที่ 4.28



รูปที่ 4.28 การใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย

รูปที่ 4.28 แสดงให้เห็นว่า วันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสามารถประหยัดพลังงานได้ 5.40% เมื่อเทียบกับการใช้งานระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว นอกจากนี้ หากเปรียบเทียบผลการทดสอบให้หัวข้อ 4.3.1 และ 4.3.2 เห็นได้ว่า ในวันที่มีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงระบบปรับอากาศแบบไฮบริดจะลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศได้มากกว่าวันที่มีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมต่ำ เนื่องจาก ภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิแวดล้อม ในทางเดียวกัน เมื่อภาระการทำความเย็นเพิ่มขึ้น เป็นผลทำให้ศักยภาพในการทำ ความเย็นของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ทำให้ระบบปรับอากาศมีภาระการทำความเย็นลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่เปิดเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว

4.3.3 การประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

หัวข้อนี้นำเสนอการประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ที่ใช้งานร่วมกับห้องปรับอากาศสำหรับห้องสำนักงาน โดยภายในห้องปรับอากาศมีเครื่องปรับอากาศขนาด 12000 Btu/hr จำนวน 2 เครื่อง ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องต้นแบบ STEC และระบบท่ออากาศ แสดงดังตารางที่ 4.1 นอกจากนี้ เพื่อให้ระบบสามารถเก็บข้อมูลและบันทึกข้อมูลการทดสอบจึงได้มีการสร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล โดยแสดงค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบดังกล่าวดังตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.1 ค่าใช้จ่ายในการสร้างเครื่องต้นแบบ STEC

ต้นทุนเครื่องต้นแบบ STEC			
วัสดุ	ราคา	จำนวน	ราคารวม
แผ่นอลูมิเนียม	472	29	13,775
ผ้า Coolmax	125	30	3,750
หัวสเปรย์น้ำ	15	10	150
ซิลิโคน	290	10	2,900
ปืนยิงซิลิโคน	400	1	400
เหล็กกล่อง	227	3	681
ท่ออากาศ (flex)	500	4	2,000
แผ่นโพลีคาร์บอเนต	695	2	1,390
สายยางและท่อ PVC	400	1	400
ปั๊มน้ำ	1,000	1	1,000
อุปกรณ์สิ้นเปลือง อื่นๆ			
เช่น กาว, เทปอลูมิเนียม, Epoxy เป็นต้น	3,000	1	3,000
ราคารวมสุทธิ			29,446
ค่าแรง			3,000
ราคารวมค่าแรง			<u>32,446</u>

ตารางที่ 4.2 ค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล

ต้นทุนสร้างระบบเก็บข้อมูล 1 ระบบ			
วัสดุ	ราคา	จำนวน	ราคารวม
Arduino MEGA 2560	780	1	780
CT Sensor 20A SCT-013-020	205	3	615
NodeMCU ESP8266	180	1	180
Digital Temperature Sensor Probe DS18B20	120	10	1,200
สายไฟเดินวงจร	500	1	500
2004 LCD (Yellow Screen) 20x4	185	1	185
กล่องพลาสติกกันน้ำ	600	1	600
Arduino Nano	145	1	145
Micro SD Card Module	65	1	65
อุปกรณ์ต่อ Arduino อื่นๆ เช่น Pin พลาสติก, switch, ซิลิโคน, ฝ้าย, ตะกั่วบัดกรี, ข้อต่อ เป็นต้น	1,500	1	1,500
ราคารวมสุทธิ			5,770
ค่าแรง			2,000
ราคารวมค่าแรง			7,770

เพื่อคำนวณความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดผู้วิจัยจึงได้ยกผลการทดสอบในหัวข้อ 4.3.1 มาแสดงวิธีการคำนวณ โดยแสดงค่าไฟฟ้าที่ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสามารถลดได้ในระยะเวลา 1 ปี ดังตารางที่ 4.3

นอกจากนี้ ในการคำนวณนี้จะไม่คิดค่าใช้จ่ายในการสร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล เนื่องจาก ระบบดังกล่าวเป็นเพียงระบบเก็บข้อมูลสำหรับการวิจัยเท่านั้น หากนำระบบปรับอากาศแบบไฮบริดไปใช้งานจริงจะไม่ได้ติดตั้งชุดเก็บข้อมูล ดังนั้น ค่าใช้จ่ายสำหรับระบบปรับอากาศประกอบด้วย ค่าใช้จ่ายในการสร้างระบบปรับอากาศแบบไฮบริดเท่ากับ 32,446 บาท และ ค่าบำรุงรักษารายปีเท่ากับ 200 บาท

ตารางที่ 4.3 การเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าในการปรับอากาศของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดและระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียวในระยะเวลา 1 ปี

รายการ	Hybrid	VC only	หน่วย
ปริมาณการใช้ไฟฟ้าเฉลี่ย 1 ชม.	3.44	3.82	kWh
ปริมาณการใช้ไฟฟ้า 1 วัน (10 ชั่วโมง)	34.4	38.2	kWh
ปริมาณการใช้ไฟฟ้า 1 ปี (298 วัน ไม่รวมวันหยุดและวันอาทิตย์)	10251.20	11383.60	kWh
¹ ราคาไฟฟ้าต่อหน่วยอ้างอิงประกาศ กกพ.	4.72	4.72	
รายจ่ายค่าไฟฟ้าในระยะเวลา 1 ปี (¹ 4.72 บาท/หน่วย)	48,385.66	53,730.59	Bath
ผลต่างค่าไฟฟ้าของระบบ Hybrid และ VC only	5,344.93		Bath

****หมายเหตุ** ¹ราคาไฟฟ้าต่อหน่วยอ้างอิงประกาศจาก คณะกรรมการกำกับกิจการพลังงาน (กกพ.) ตามการประชุมครั้งที่ 2/2566 วันที่ 9 มี.ค.2566 ที่มีมติเห็นชอบให้ “ประเภทบ้านอยู่อาศัย และประเภทอื่นๆ และทำให้เอฟทีผู้ใช้ไฟประเภทบ้านที่อาศัยมีค่าไฟฟ้าเฉลี่ยรวมที่ 4.72 บาทต่อหน่วย (ไม่รวมภาษีมูลค่าเพิ่ม)”

จากข้อมูลผลต่างค่าไฟฟ้าของระบบทั้งสอง จึงได้ประเมินความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด โดยประเมินระยะเวลาโครงการ 10 ปี และกำหนดให้อัตราคิดลด (discount rate) มีค่าเท่ากับ 3% ตัวแปรที่ทำการประเมินประกอบไปด้วย มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV) อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return, IRR) และระยะเวลาคืนทุน (Payback period) โดยแสดงผลการประเมินดังตารางที่ 4.4

จากผลการวิเคราะห์ข้อมูลดังตารางที่ 4.4 สามารถแสดงสมรรถนะเพื่อแสดงความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ ตามสมการที่ (17) – (19) ได้ดังนี้ มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของเครื่องต้นแบบ STEC มีค่าเท่ากับ 11,441.30 บาท เห็นได้ว่าค่า NPV ของโครงการนี้มีค่าเป็นบวก แสดงว่าโครงการนี้มีรายได้มากกว่าต้นทุนที่ลงทุนไปและมีความคุ้มค่าเกิดขึ้น

อัตราผลตอบแทนภายใน (Internal Rate of Return, IRR) มีค่าเท่ากับ 9.4% นอกจากนี้ ยังพบว่าระยะเวลาคืนทุน (payback period) ของเครื่องต้นแบบ STEC คือ 7 ปี 2 เดือน ซึ่งน้อยกว่าระยะเวลาโครงการคือ 10 ปี ดังนั้น การใช้งานระบบนี้ถือว่ามีความคุ้มค่า

เพื่อแสดงถึงการประเมินความคุ้มค่าของโครงการเมื่ออัตราคิดลด (discount rate) เปลี่ยนแปลง จึงแสดงการคำนวณเสมือนว่าการลงทุนสร้างระบบดังกล่าวเป็นการกู้ยืมเงินที่มีดอกเบี้ยเงินกู้มากกว่า 3% ผลแสดงในตารางที่ 4.5 เห็นว่า เมื่อ discount rate เพิ่มขึ้นจะทำให้ NPV ของโครงการลดลงและมีระยะเวลาคืนทุนของโครงการนานขึ้น และหากดอกเบี้ยเงินกู้มากกว่า 9.4% จะทำให้ NPV ของโครงการนี้ที่ลงทุนภายใต้ระยะเวลา 10 ปี มีค่าติดลบ ซึ่งหมายความว่าการลงทุนนี้ไม่คุ้มค่า ซึ่งจะสอดคล้องกับระยะเวลาคืนทุนที่จะไม่คืนทุนภายในระยะเวลาโครงการ 10 ปี

ตารางที่ 4.4 ผลการวิเคราะห์ความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์

ปี	รายรับ	รายจ่าย	เงินได้สุทธิ	มูลค่าปัจจุบันของเงินสุทธิ	เงินที่เปลี่ยนแปลงต่อปี
0	-	-	32,446.00	-32,446.00	-32,446.00
1	5,344.93	200.00	5,144.93	4,995.08	-27,450.92
2	5,344.93	200.00	5,144.93	4,849.59	-22,601.33
3	5,344.93	200.00	5,144.93	4,708.34	-17,892.99
4	5,344.93	200.00	5,144.93	4,571.20	-13,321.79
5	5,344.93	200.00	5,144.93	4,438.06	-8,883.73
6	5,344.93	200.00	5,144.93	4,308.80	-4,574.93
7	5,344.93	200.00	5,144.93	4,183.30	-391.63
8	5,344.93	200.00	5,144.93	4,061.45	3,669.82
9	5,344.93	200.00	5,144.93	3,943.16	7,612.99
10	5,344.93	200.00	5,144.93	3,828.31	11,441.30

****หมายเหตุ** การคำนวณ NPV และ IRR จากตารางที่ 4.4 กำหนด discount rate เป็นอัตราคงที่เท่ากับ 3%

ตารางที่ 4.5 ผลการวิเคราะห์ NPV และ payback period เมื่อ discount rate เปลี่ยนแปลง

discount rate	NPV	payback period
3%	11,441.30	7 ปี 2 เดือน
5%	7,281.79	7 ปี 10 เดือน
7%	3,689.84	8 ปี 8 เดือน
9%	572.40	9 ปี 9 เดือน
9.4%	-1.08	มากกว่า 10 ปี

4.4 การอภิปรายผลและข้อจำกัดของการวิจัย

จากวัตถุประสงค์ที่สร้างเครื่องต้นแบบ STEC เพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่ส่งผลต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC นอกจากนี้ เปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในห้องปรับอากาศซึ่งเรียกว่า “ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด” กับการใช้งานเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียว โดยศึกษาภายใต้อุณหภูมิอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา โดยผลที่สำคัญเป็นดังนี้

1. การศึกษานี้บรรลุมิติวัตถุประสงค์ในการสร้างเครื่องต้นแบบ STEC ที่สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศแวดล้อม แต่เครื่องต้นแบบ STEC ไม่สามารถลด

อุณหภูมิอากาศให้ต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศแวดล้อมได้ตลอดเวลา โดยประสิทธิภาพกระเปาะเปียกมีค่าเฉลี่ยที่ 95% เนื่องจาก ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศแวดล้อมสูงทำให้อากาศที่ถูกทำให้เย็นเมื่อผ่านช่องแห้งมีความชื้นสัมพัทธ์ที่สูงตามไปด้วย ส่งผลให้การระเหยของน้ำในช่องเปียกระเหยตัวใส่อากาศได้น้อยลง ทำให้เกิดข้อจำกัดในการลดอุณหภูมิของเครื่องต้นแบบ STEC โดยหัวข้อที่ 4.3.1 พบว่า STEC สามารถลดอุณหภูมิอากาศได้ประมาณ 10 – 19 °C จากอุณหภูมิอากาศแวดล้อม 40 – 45 °C

2. การศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC โดยจากการศึกษาอิทธิพลทั้ง 5 ในหัวข้อ 4.2 พบว่าตัวแปรที่ส่งผลต่อความสามารถในการลดอุณหภูมิของ STEC ได้แก่ 1. working air ratio 2. วิธีการควบคุมปั๊ม 3. อัตราการไหลของอากาศทางออกของระบบ และ 4. อุณหภูมิอากาศแวดล้อม โดยตัวแปรทั้ง 4 เป็นตัวแปรที่ควรพิจารณาเพื่อเพิ่มศักยภาพของ STEC อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิอากาศแวดล้อมเป็นตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้ ทั้งนี้ STEC จะทำงานได้ดีเมื่ออากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิสูงและมีความชื้นต่ำ

3. การใช้ระบบปรับอากาศแบบไฮบริด พบว่า สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศแบบอัดไอได้สูงสุด 9.95% และทำให้อุณหภูมิภายในห้องปรับอากาศเย็นกว่าวันที่เปิดเฉพาะระบบปรับอากาศแบบอัดไอประมาณ 1-2 °C นอกจากนี้ หากใช้งานระบบปรับอากาศแบบไฮบริดในวันที่มีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบอัดไอได้มากกว่าวันที่มีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมต่ำ

ข้อจำกัดของการวิจัย

1. การศึกษาตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC ทดลองในช่วงอุณหภูมิอากาศแวดล้อมต่ำกว่า 30 °C เนื่องจาก ในช่วงที่ทำการทดสอบได้ทดสอบภายในห้องปฏิบัติการทำให้อุณหภูมิอากาศแวดล้อมในห้องต่ำ อย่างไรก็ตาม แม้อุณหภูมิแวดล้อมที่ทดสอบจะต่ำแต่ยังเกิดแนวโน้มนที่สามารถคาดเดาผลการทดสอบเมื่อทดสอบภายใต้อุณหภูมิสูงได้

2. การปรับอัตราการไหลของอากาศผู้วิจัยใช้ dimmer switch เพื่อปรับลดกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่ blower ทำให้ความละเอียดในการปรับอัตราการไหลไม่สม่ำเสมอ

3. การเปรียบเทียบผลประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดในขณะที่อากาศแวดล้อมอุณหภูมิ 40 – 45 °C พบว่า อุณหภูมิของวันที่ใช้ระบบไฮบริดสามารถทำอุณหภูมิในห้องได้ 26 °C ในขณะที่เมื่อเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอเพียงอย่างเดียวทำอุณหภูมิในห้องได้ 28 °C ส่งผลให้ผลการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดเท่ากับ 5.49% เพื่อความยุติธรรมในการเปรียบเทียบผลการประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศแบบไฮบริด การประเมินภายใต้อุณหภูมิในห้องเท่ากันอาจทำให้ผลการประหยัดสมจริงมากขึ้น

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้นำเสนอการทดลองเพื่อประเมินสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นชนิดน้ำระเหยแบบอุณหภูมิอากาศต่ำกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกหรือเครื่องต้นแบบ STEC ซึ่งในหัวข้อนี้ได้แสดงบทสรุปของวิทยานิพนธ์ และข้อเสนอแนะ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

5.1 สรุปผลการวิจัย

5.1.1 ผลการทดสอบ

กาว Draga เป็นตัวประสานที่แนะนำให้ใช้ติดผ้าไว้กับแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่ง Draga มีข้อได้เปรียบด้านราคาและสมรรถนะเมื่อเทียบกับชนิดอื่น โดยการใช้กาว Draga ทำให้ผ้ายังแพร่กระจายน้ำได้อย่างรวดเร็วและต่อเนื่อง ในขณะที่ SikaFlex 740, Hot glue และ SA ไม่สามารถแพร่กระจายน้ำได้อย่างเต็มที่ โดยการใช้ Draga มีอัตราแพร่ของน้ำ $0.333 \text{ cm}^2/\text{s}$ ซึ่งมีค่ามากกว่า SikaFlex 740, Hot glue และ SA ที่ 3.8 เท่า 4.4 เท่า และ 6.5 เท่า ตามลำดับ และกาว Draga มีการระเหยตัวของน้ำสู่อากาศสูงที่สุดเท่ากับ 16.91 g/kg ซึ่งมากกว่า SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 22.17%, 22.46%, และ 26.70% ตามลำดับ

5.1.2 ผลการทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องต้นแบบ STEC

1. การศึกษาอัตราส่วนของอัตราการไหลในช่องอากาศรองต่ออากาศทางเข้า (working air ratio) ของ STEC พบว่า มีค่าที่เหมาะสมเท่ากับ 0.37 ซึ่งค่าดังกล่าวจะทำให้เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิได้มากขึ้น 65%
2. การลดอุณหภูมิน้ำจ่ายให้ระบบจาก 24.5 เป็น $20.0 \text{ }^\circ\text{C}$ ส่งผลให้เครื่องต้นแบบ STEC ลดอุณหภูมิอากาศได้เพิ่มขึ้นเพียง 5% แต่ต้องใช้พลังงานสำหรับการทำน้ำเย็น จึงแนะนำให้ใช้น้ำอุณหภูมิห้อง
3. อุณหภูมิอากาศแวดล้อมที่เพิ่มขึ้นจาก 23 เป็น $34.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ส่งผลให้ temperature drop, อัตราการถ่ายเทความร้อน และ COP มีค่าเพิ่มมากขึ้น 5.7, 5.6 และ 6.5 เท่า ตามลำดับ
4. อัตราการไหลของอากาศทางออกสามารถปรับปรุงความสามารถในการลดอุณหภูมิ และสมรรถนะอื่นๆของเครื่องต้นแบบ STEC ได้ อย่างไรก็ตาม อัตราการไหลที่เพิ่มมากขึ้น

ทำให้อากาศถ่ายเทความร้อนได้น้อยและ temperature drop ลดลง ดังนั้น การกำหนดอัตราการไหลควรมีการประเมินอิทธิพลของตัวแปรร่วมกัน หรือกำหนดจากอัตราการระบายอากาศตามขนาดห้องที่จะนำ STEC ไปประยุกต์ใช้

5. การศึกษาอิทธิพลของการควบคุมปั๊มของเครื่องต้นแบบ STEC พบว่า การปิดปั๊มน้ำบางช่วงเวลาจะลดการบริโภคพลังงานไฟฟ้าได้ 38% และเพิ่มความสามารถในการลดอุณหภูมิอากาศได้ 53% เมื่อเทียบกับการเปิดปั๊มน้ำตลอดเวลา โดยช่วงเวลาที่เหมาะสมของการศึกษานี้คือ เปิดปั๊ม 2 นาที และ หยุดพักปั๊ม 60 นาที

5.1.3 ผลการทดสอบเครื่องต้นแบบ STEC ที่ทำงานร่วมกับระบบปรับอากาศแบบอัดไอในสภาวะอากาศแวดล้อมจังหวัดนครราชสีมา

1. ในวันที่อากาศแวดล้อมมีอุณหภูมิสูงระบบปรับอากาศแบบไฮบริดจะสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้มากกว่าวันที่อากาศสภาวะแวดล้อมมีอุณหภูมิต่ำ ซึ่งสามารถลดการใช้พลังงานของระบบอัดไอได้สูงสุด 9.95% นอกจากนี้ การใช้ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดทำให้อุณหภูมิอากาศในห้องปรับอากาศต่ำกว่าวันที่เปิดระบบปรับอากาศแบบอัดไอเพียงระบบเดียว

2. การวิเคราะห์ความคุ้มค่าเศรษฐศาสตร์ของระบบปรับอากาศแบบไฮบริดสำหรับห้องสำนักงานที่มีการใช้เครื่องปรับอากาศโดยเฉลี่ยประมาณ 10 ชั่วโมงต่อวัน หากระยะเวลาโครงการ 10 ปี และกำหนด discount rate เท่ากับ 3% พบว่า มูลค่าปัจจุบันสุทธิมีค่าเท่ากับ 11,441.30 บาท อัตราผลตอบแทนภายในมีค่าเท่ากับ 9.4% และมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 7 ปี 2 เดือน

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. แกนทำความเย็นที่สร้างจากการศึกษานี้มีน้ำหนักมากเกินไป (300 kg) ทำให้เคลื่อนย้ายได้ลำบาก ผู้วิจัยแนะนำว่าควรหาวัสดุที่มีน้ำหนักเบาในการสร้างแกนทำความเย็น และวัสดุนี้ควรมีความหนาแน่นน้อยเพื่อให้ไม่ลดการนำความร้อนผ่านผนัง อีกทั้งควรใช้วัสดุที่ทนต่อการกัดกร่อนของน้ำและเชื้อรา

2. การปรับอัตราการไหลของอากาศในการทดสอบนี้ใช้ dimmer switch เพื่อปรับลดกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่ blower ซึ่งทำให้ควบคุมกระแสไฟฟ้าได้ยาก เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการควบคุมอัตราการไหลอาจใช้ damper ในการควบคุม

3. การทดสอบสำหรับวิทยานิพนธ์นี้ เป็นการทดลองโดยอาศัยสภาพอากาศในพื้นที่จังหวัดนครราชสีมาเท่านั้น เป็นไปได้ว่าศักยภาพการประหยัดพลังงานจะมากขึ้นจึงควรศึกษาจังหวัดที่มีอุณหภูมิอากาศแวดล้อมสูงและความชื้นของอากาศแวดล้อมต่ำเพื่อให้เครื่องต้นแบบ STEC มีสมรรถนะการทำงานที่ดียิ่งขึ้น



รายการอ้างอิง

รายการอ้างอิง

- กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน, กระทรวงพลังงาน, 2560, พระราชบัญญัติการส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ. 2535, กรุงเทพฯ.
- ธนวัฒน์ ชูวัน (2563) การศึกษาความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ต่อการนำระบบไร้กระดาษ(Paperless) มาใช้ในบริษัท พี.ซี.ทาคาซึมา (ประเทศไทย) จำกัด (วิทยานิพนธ์วิทยาศาสตรมหาบัณฑิต (การจัดการสิ่งแวดล้อม) คณะบริหารการพัฒนาสิ่งแวดล้อม สถาบันบัณฑิตพัฒนบริหารศาสตร์
- ธงชัย เทียมทัด. การจำลองและวิเคราะห์ระบบปรับอากาศแบบไฮบริดระหว่างระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยกับระบบอัดไอ (Doctoral dissertation, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี).
- AATCC 79 (2014) Absorbancy of textiles, AATCC technical manual. AATCC, Research Triangle Park, N.C., USA
- Anisimov, S., Pandelidis, D., Jedlikowski, A., & Polushkin, V. (2014). Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling. *Energy*, 76, 593-606.
- Aumpai N., Koonsrisuk A. An experimental investigation of an integrated system of split air conditioner and indirect evaporative cooler, In: Proceedings of the 19th conference on Energy, Heat and Mass Transfer in Thermal Equipment and Processes, March 12th - 13th, 2020. Chanthaburi, Thailand.
- Alonso, J. S. J., Martinez, F. R., Gomez, E. V., & Plasencia, M. A. G. (1998). Simulation model of an indirect evaporative cooler. *Energy and buildings*, 29(1), 23-27.
- Alsharif, A., Gadalla, M., & Dincer, I. (2011). Energy and Exergy analysis of maisotsenko cycle. *Energy Sustainability*.
- Baakeem, S. S., Orfi, J., Mohamad, A., & Bawazeer, S. (2019). The possibility of using a novel dew point air cooling system (M-Cycle) for A/C application in Arab Gulf Countries. *Building and Environment*, 148, 185-197.
- Bolotin, S., Vager, B., & Vasiljev, V. (2015). Comparative analysis of the cross-flow indirect evaporative air coolers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88, 224-235.

- Chen, Q., Ja, M. K., Burhan, M., Akhtar, F. H., Shahzad, M. W., Ybyraiymkul, D., & Ng, K. C. (2021). A hybrid indirect evaporative cooling-mechanical vapor compression process for energy-efficient air conditioning. *Energy Conversion and Management*, 248, 114798.
- Chen, Y., Yang, H., & Luo, Y. (2017). Parameter sensitivity analysis and configuration optimization of indirect evaporative cooler (IEC) considering condensation. *Applied energy*, 194, 440-453.
- Cui, X., Chua, K. J., Islam, M. R., & Ng, K. C. (2015). Performance evaluation of an indirect pre-cooling evaporative heat exchanger operating in hot and humid climate. *Energy conversion and management*, 102, 140-150.
- Cui, X., Chua, K. J., & Yang, W. M. (2014). Numerical simulation of a novel energy-efficient dew-point evaporative air cooler. *Applied Energy*, 136, 979-988.
- Delfani, S., Esmaeelian, J., Pasdarshahri, H., & Karami, M. (2010). Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran. *Energy and Buildings*, 42(11), 2169-2176.
- De Antonellis, S., Joppolo, C. M., Liberati, P., Milani, S., & Molinaroli, L. (2016). Experimental analysis of a cross flow indirect evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 121, 130-138.
- Duan, Z., Zhan, C., Zhao, X., & Dong, X. (2016). Experimental study of a counter-flow regenerative evaporative cooler. *Building and Environment*, 104, 47-58.
- Duan, Z., Zhao, X., Liu, J., & Zhang, Q. (2019). Dynamic simulation of a hybrid dew point evaporative cooler and vapour compression refrigerated system for a building using EnergyPlus. *Journal of Building Engineering*, 21, 287-301.
- Duan, Z., Zhao, X., Zhan, C., Dong, X., & Chen, H. (2017). Energy saving potential of a counter-flow regenerative evaporative cooler for various climates of China: Experiment-based evaluation. *Energy and Buildings*, 148, 199-210.
- Glanville, P., Kozlov, A., & Maisotsenko, V. (2011). Dew point evaporative cooling: Technology review and fundamentals. *Ashrae Transactions*, 117(1), 117-125.
- Gómez, E. V., González, A. T., & Martínez, F. J. R. (2012). Experimental characterisation of an indirect evaporative cooling prototype in two operating modes. *Applied energy*, 97, 340-346.

- Hsu, S. T., Lavan, Z., & Worek, W. M. (1989). Optimization of wet-surface heat exchangers. *Energy*, 14(11), 757-770.
- Jradi, M., & Riffat, S. (2014). Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy*, 132, 524-535.
- Kabeel, A. E., & Abdelgaied, M. (2016). Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy conversion and management*, 126, 526-536.
- Kabeel, A. E., Bassuoni, M. M., & Abdelgaied, M. (2017). Experimental study of a novel integrated system of indirect evaporative cooler with internal baffles and evaporative condenser. *Energy Conversion and Management*, 138, 518-525.
- Kashyap, S., Sarkar, J., & Kumar, A. (2020). Exergy, economic, environmental and sustainability analyses of possible regenerative evaporative cooling device topologies. *Building and Environment*, 180, 107033.
- Khalid, O., Ali, M., Sheikh, N. A., Ali, H. M., & Shehryar, M. (2016). Experimental analysis of an improved Maisotsenko cycle design under low velocity conditions. *Applied Thermal Engineering*, 95, 288-295.
- Khalid, O., Butt, Z., Tanveer, W., & Rao, H. I. (2017). Design and experimental analysis of counter-flow heat and mass exchanger incorporating (M-cycle) for evaporative cooling. *Heat and Mass Transfer*, 53(4), 1391-1403.
- Khandelwal, A., Talukdar, P., & Jain, S. (2011). Energy savings in a building using regenerative evaporative cooling. *Energy and Buildings*, 43(2-3), 581-591.
- Lertsatitthanakorn, C., Berngwongwitaya, S., & Soponronnarit, S. (2006). Field experiments and economic evaluation of an evaporative cooling system in a silkworm rearing house. *Biosystems Engineering*, 93(2), 213-219.
- Li, W. Y., Li, Y. C., Zeng, L. Y., & Lu, J. (2018). Comparative study of vertical and horizontal indirect evaporative cooling heat recovery exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 1245-1261.
- Lin, J., Thu, K., Bui, T. D., Wang, R. Z., Ng, K. C., & Chua, K. J. (2016). Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration. *Energy Conversion and Management*, 109, 153-165.
- Moffat, R. J. (1985). Using uncertainty analysis in the planning of an experiment.

- Moshari, S., & Heidarinejad, G. (2015). Numerical study of regenerative evaporative coolers for sub-wet bulb cooling with cross-and counter-flow configuration. *Applied Thermal Engineering*, 89, 669-683.
- Min, Y., Chen, Y., & Yang, H. (2019). Numerical study on indirect evaporative coolers considering condensation: A thorough comparison between cross flow and counter flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131, 472-486.
- Riangvilaikul, B., & Kumar, S. (2010). An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(5), 637-644.
- Tantasavasdi, C., Srebric, J., & Chen, Q. (2001). Natural ventilation design for houses in Thailand. *Energy and buildings*, 33(8), 815-824.
- Yang, H., Shi, W., Chen, Y., & Min, Y. (2021). Research development of indirect evaporative cooling technology: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111082.
- Shi, W., Min, Y., Ma, X., Chen, Y., & Yang, H. (2022). Performance evaluation of a novel plate-type porous indirect evaporative cooling system: An experimental study. *Journal of Building Engineering*, 48, 103898.
- Stoitchkov, N. J., & Dimitrov, G. I. (1998). Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling: Efficacité des échangeurs thermiques à plaques, à courants croisés pour refroidissement indirect évaporatif. *International journal of refrigeration*, 21(6), 463-471.
- Wu, J. M., Huang, X., & Zhang, H. (2009). Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*, 29(5-6), 980-984.
- Xu, P., Ma, X., Zhao, X., & Fancey, K. S. (2016). Experimental investigation on performance of fabrics for indirect evaporative cooling applications. *Building and Environment*, 110, 104-114.
- Xu, P., Ma, X., Zhao, X., & Fancey, K. (2017). Experimental investigation of a super performance dew point air cooler. *Applied Energy*, 203, 761-777.
- Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H., & Riffat, S. (2011). Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling—paving the path toward sustainable cooling of buildings. *Energy*, 36(12), 6790-6805.

- Zhang, Y., Zhang, H., Yang, H., Chen, Y., & Leung, C. W. (2022). Counter-crossflow indirect evaporative cooling-assisted liquid desiccant dehumidifier: Model development and parameter analysis. *Applied Thermal Engineering*, 217, 119231.
- Zhao, X. (2010). Porous materials for direct and indirect evaporative cooling in buildings. In *Materials for energy efficiency and thermal comfort in buildings* (pp. 399-426). Woodhead Publishing.
- Zhao, X., Liu, S., & Riffat, S. B. (2008). Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment*, 43(11), 1902-1911.
- Zhou, Y., Zhang, T., Wang, F., & Yu, Y. (2018). Performance analysis of a novel thermoelectric assisted indirect evaporative cooling system. *Energy*, 162, 299-308.



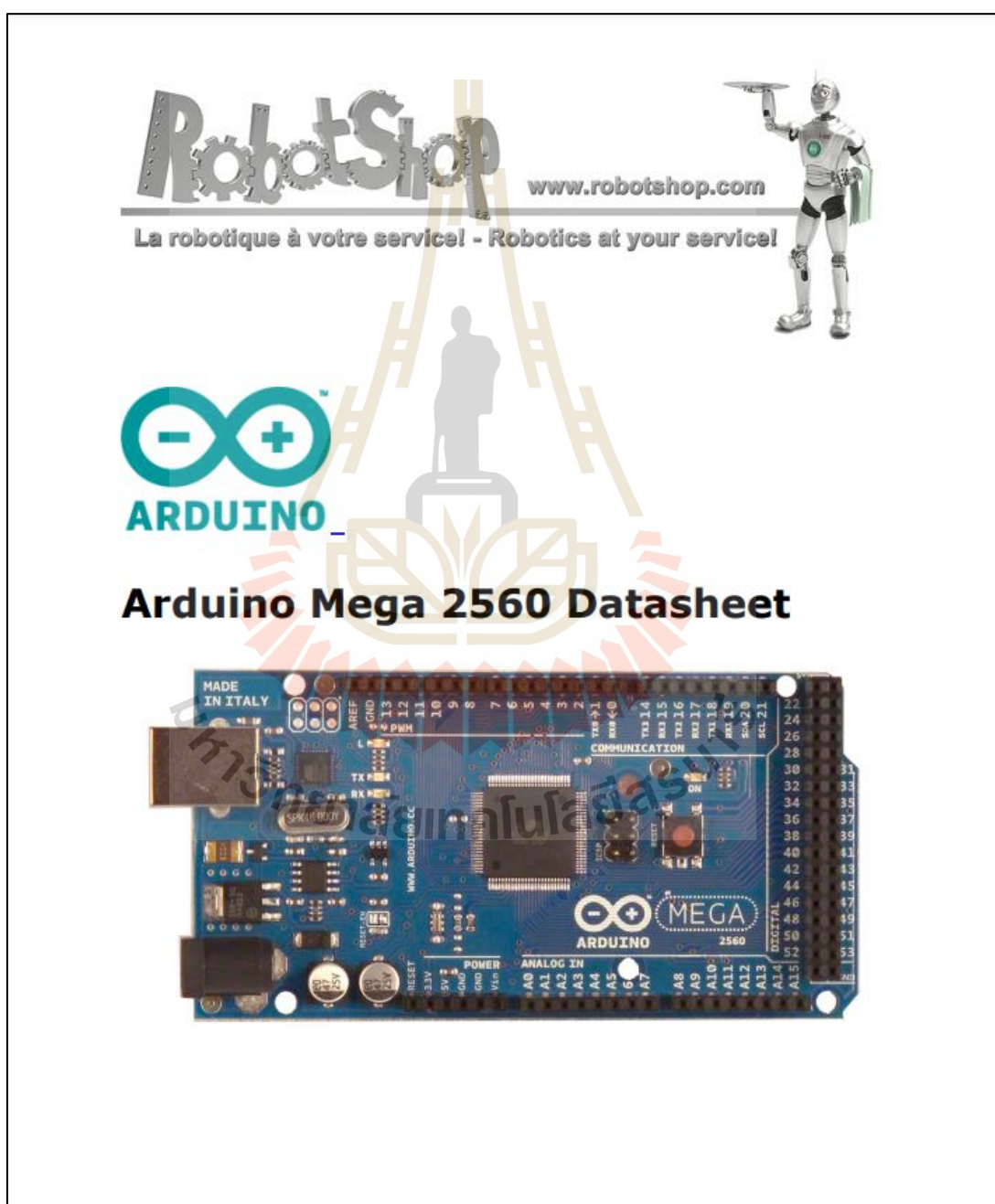
ภาคผนวก ก

รายละเอียดของอุปกรณ์ โปรแกรมควบคุมการทำงานของอุปกรณ์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

วิทยานิพนธ์นี้ได้สร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูลที่ใช้อุปกรณ์ Arduino ในส่วนนี้ผู้วิจัยจะนำเสนอรายละเอียดเชิงเทคนิคของอุปกรณ์ที่ใช้สร้างอุปกรณ์วัดและบันทึกข้อมูล รวมถึงข้อมูลการสอบเทียบเครื่องมือวัดที่ใช้ดังต่อไปนี้

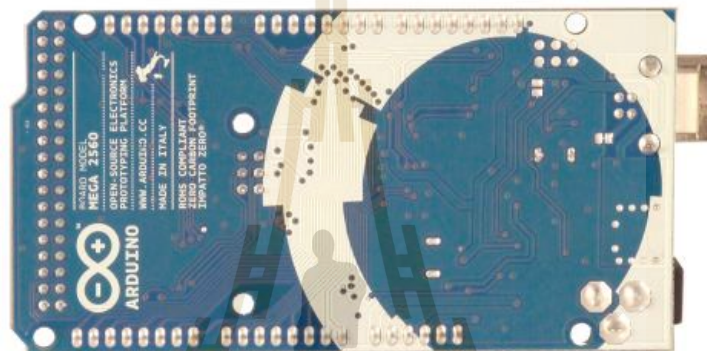
1. Arduino MEGA 2560





www.robotshop.com

La robotique à votre service! - Robotics at your service!

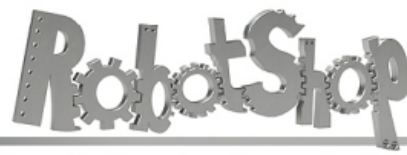


Overview

The Arduino Mega 2560 is a microcontroller board based on the ATmega2560 ([datasheet](#)). It has 54 digital input/output pins (of which 14 can be used as PWM outputs), 16 analog inputs, 4 UARTs (hardware serial ports), a 16 MHz crystal oscillator, a USB connection, a power jack, an ICSP header, and a reset button. It contains everything needed to support the microcontroller; simply connect it to a computer with a USB cable or power it with a AC-to-DC adapter or battery to get started. The Mega is compatible with most shields designed for the Arduino Duemilanove or Diecimila.

Schematic & Reference Design

EAGLE files: [arduino-mega2560-reference-design.zip](#)



www.robotshop.com

La robotique à votre service! - Robotics at your service!



Schematic: [arduino-mega2560-schematic.pdf](#)

Summary

Microcontroller	ATmega2560
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 14 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

Power

The Arduino Mega can be powered via the USB connection or with an external power supply. The power source is selected automatically.

External (non-USB) power can come either from an AC-to-DC adapter (wall-wart) or battery. The adapter can be connected by plugging a 2.1mm center-positive plug into the board's power jack. Leads from a battery can be inserted in the Gnd and Vin pin headers of the POWER connector.

The board can operate on an external supply of 6 to 20 volts. If supplied with less than 7V, however, the 5V pin may supply less than five volts and the board may be unstable. If using more than 12V, the voltage regulator may overheat and damage the board. The recommended range is 7 to 12 volts.

The Mega2560 differs from all preceding boards in that it does not use the FTDI USB-to-serial driver chip. Instead, it features the Atmega8U2 programmed as a USB-to-serial converter.

2. บอร์ดตั้งค่าเวลา DS3231

DS3231

Rev. 2, 6/03



DALLAS SEMICONDUCTOR MAXIM

Extremely Accurate I²C-Integrated RTC/TCXO/Crystal

General Description

The DS3231 is a low-cost, extremely accurate I²C real-time clock (RTC) with an integrated temperature-compensated crystal oscillator (TCXO) and crystal. The device incorporates a battery input, and maintains accurate timekeeping when main power to the device is interrupted. The integration of the crystal resonator enhances the long-term accuracy of the device as well as reduces the piece-part count in a manufacturing line. The DS3231 is available in commercial and industrial temperature ranges, and is offered in a 16-pin, 300-mil SO package.

The RTC maintains seconds, minutes, hours, day, date, month, and year information. The date at the end of the month is automatically adjusted for months with fewer than 31 days, including corrections for leap year. The clock operates in either the 24-hour or 12-hour format with an AM/PM indicator. Two programmable time-of-day alarms and a programmable square-wave output are provided. Address and data are transferred serially through an I²C bidirectional bus.

A precision temperature-compensated voltage reference and comparator circuit monitors the status of V_{CC} to detect power failures, to provide a reset output, and to automatically switch to the backup supply when necessary. Additionally, the RST pin is monitored as a pushbutton input for generating a reset externally.

Features

- ♦ Accuracy ±2ppm from 0°C to +40°C
- ♦ Accuracy ±3.5ppm from -40°C to +85°C
- ♦ Battery Backup Input for Continuous Timekeeping
- ♦ Operating Temperature Ranges
 - Commercial: 0°C to +70°C
 - Industrial: -40°C to +85°C
- ♦ Low-Power Consumption
- ♦ Real-Time Clock Counts Seconds, Minutes, Hours, Day, Date, Month, and Year with Leap Year Compensation Valid Up to 2100
- ♦ Two Time-of-Day Alarms
- ♦ Programmable Square-Wave Output
- ♦ Fast (400kHz) I²C Interface
- ♦ 3.3V Operation
- ♦ Digital Temp Sensor Output: ±3°C Accuracy
- ♦ Register for Aging Trim
- ♦ RST Input/Output
- ♦ UL Recognized

Applications

Servers	Utility Power Meters
Telematics	GPS

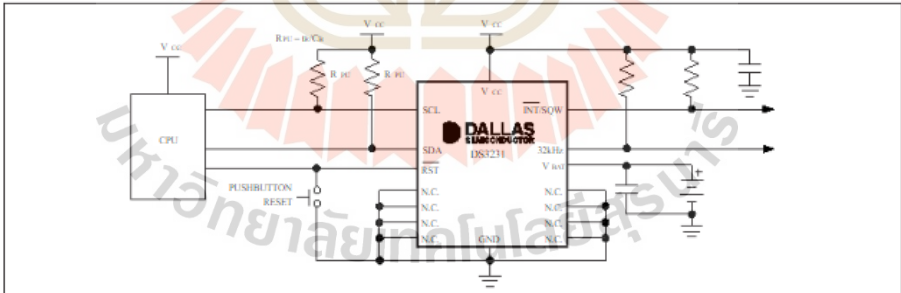
Pin Configuration appears at end of data sheet.

Ordering Information

PART	TEMP RANGE	PIN-PACKAGE	TOP MARK
DS3231S	0°C to +70°C	16 SO	DS3231
DS3231SN	-40°C to +85°C	16 SO	DS3231N
DS3231S+	0°C to +70°C	16 SO	DS3231+
DS3231SN+	-40°C to +85°C	16 SO	DS3231N+

+ Denotes lead-free

Typical Operating Circuit



Purchase of I²C components from Maxim Integrated Products, Inc., or one of its sublicensed Associated Companies, conveys a license under the Philips I²C Patent Rights to use these components in an I²C system, provided that the system conforms to the I²C Standard Specification as defined by Philips.



Maxim Integrated Products

1

For pricing, delivery, and ordering information, please contact Maxim/Dallas Direct! at 1-888-629-4642, or visit Maxim's website at www.maxim-ic.com.

3. บอร์ดบันทึกข้อมูล SD card module

Micro SD Card Module for Arduino



The module (Micro-SD Card Adapter) is a Micro SD card reader module, and the SPI interface via the file system driver, microcontroller system to complete the Micro-SD card read and write files. Arduino users can directly use the Arduino IDE comes with an SD card to complete the library card initialization and read-write.

Features:

- Supports micro SD card ($\leq 2G$), micro SDHC card ($\leq 32G$) (high-speed card)
- Level conversion circuit board that can interface level is 5V or 3.3V
- Power supply is 4.5V ~ 5.5V, 3.3V voltage regulator circuit board
- Communication interface is a standard SPI interface
- 4 M2 screw positioning holes for easy installation
- Size: 4.1 x 2.4cm

Control Interface:

A total of six pins (GND, VCC, MISO, MOSI, SCK, CS), GND to ground, VCC is the power supply, MISO, MOSI, SCK is the SPI bus, CS is the chip select signal pin.

3.3V regulator circuit:

LDO regulator output 3.3V as level converter chip, Micro SD card supply.

Level conversion circuit:

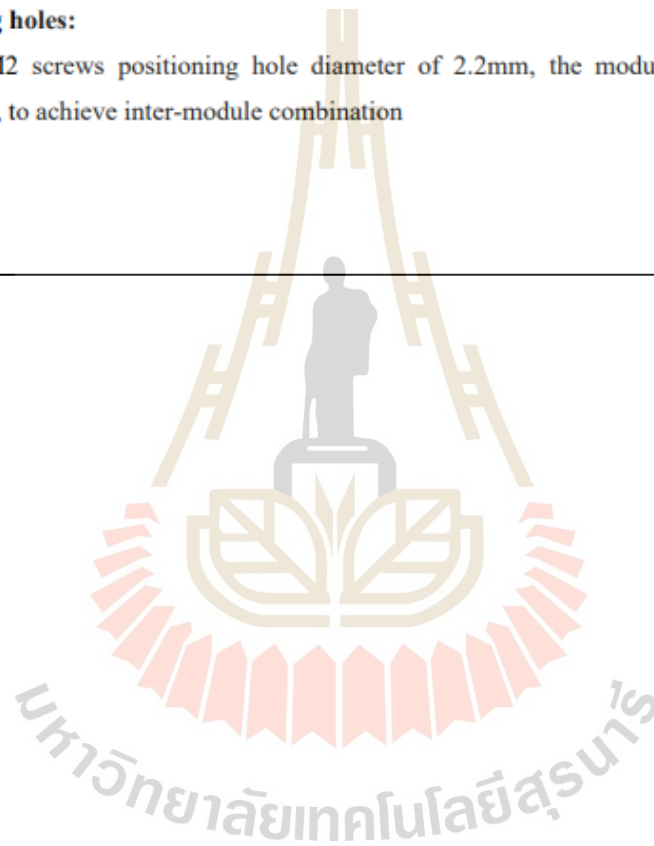
Micro SD card into the direction of signals into 3.3V, MicroSD card toward the direction of the control interface MISO signal is also converted to 3.3V, general AVR microcontroller system can read the signal

Micro SD card connector:

Since the bomb deck for easy card insertion and removal.

Positioning holes:

4 M2 screws positioning hole diameter of 2.2mm, the module is easy to install positioning, to achieve inter-module combination



4. บอร์ดส่งสัญญาณ wi-fi ESP8266

1. Overview



1. Overview

1.1. General Purpose Input/Output Interface (GPIO)

ESP8266EX has 17 GPIO pins which can be assigned to various functions by programming the appropriate registers.

Each GPIO can be configured with internal pull-up or pull-down, or set to high impedance, and when configured as an input, the data are stored in software registers; the input can also be set to edge-trigger or level trigger CPU interrupts. In short, the IO pads are bi-directional, non-inverting and tristate, which includes input and output buffer with tristate control inputs.

These pins can be multiplexed with other functions such as I2C, I2S, UART, PWM, IR Remote Control, etc.

1.2. Secure Digital Input/Output Interface (SDIO)

ESP8266EX has one Slave SDIO, the definitions of which are described below. 4-bit 25 MHz SDIO v1.1 and 4-bit 50 MHz SDIO v2.0 are supported.

Table 1-1: Pin Definitions of SDIOs

Pin Name	Pin Num	IO	Function Name
SDIO_CLK	21	IO6	SDIO_CLK
SDIO_DATA0	22	IO7	SDIO_DATA0
SDIO_DATA1	23	IO8	SDIO_DATA1
SDIO_DATA_2	18	IO9	SDIO_DATA_2
SDIO_DATA_3	19	IO10	SDIO_DATA_3
SDIO_CMD	20	IO11	SDIO_CMD

1.3. Serial Peripheral Interface (SPI/HSPI)

ESP8266EX has 3 SPIs.

- One general Slave/Master SPI
- One Slave SDIO/SPI
- One general Slave/Master HSPI

Functions of all these pins can be implemented via hardware. The pin definitions are described as below.



1.3.1. General SPI (Master/Slave)

Table 1-2. Pin Definitions of SPIs

Pin Name	Pin Num	IO	Function Name
SDIO_CLK	21	IO6	SPICLK
SDIO_DATA0	22	IO7	SPIQ/MISO
SDIO_DATA1	23	IO8	SPID/MOSI
SDIO_DATA_2	18	IO9	SPIHD
SDIO_DATA_3	19	IO10	SPIWP
U0TXD	26	IO1	SPICS1
GPIO0	15	IO0	SPICS2

Note:

SPI mode can be implemented via software programming. The clock frequency is 80 MHz at maximum.

1.3.2. HSPI (Master/Slave)

Table 1-3. Pin Definitions of HSPI

Pin Name	Pin Num	IO	Function Name
MTMS	9	IO14	HSPICLK
MTDI	10	IO12	HSPIQ/MISO
MTCK	12	IO13	HSPID/MOSI
MTDO	13	IO15	HPSICS

1.4. I2C Interface

ESP8266EX has one I2C used to connect with micro-controller and other peripheral equipments such as sensors. The pin definition of I2C is as below.

Table 1-4. Pin Definitions of I2C

Pin Name	Pin Num	IO	Function Name
MTMS	9	IO14	I2C_SCL
GPIO2	14	IO2	I2C_SDA

Both I2C Master and I2C Slave are supported. I2C interface functionality can be realized via software programming, the clock frequency reaches 100 kHz at a maximum. It should be noted that I2C clock frequency should be higher than the slowest clock frequency of the slave device.

5. เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ ds18b20

Click [here](#) for production status of specific part numbers.

DS18B20

Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer

General Description

The DS18B20 digital thermometer provides 9-bit to 12-bit Celsius temperature measurements and has an alarm function with nonvolatile user-programmable upper and lower trigger points. The DS18B20 communicates over a 1-Wire bus that by definition requires only one data line (and ground) for communication with a central microprocessor. In addition, the DS18B20 can derive power directly from the data line ("parasite power"), eliminating the need for an external power supply.

Each DS18B20 has a unique 64-bit serial code, which allows multiple DS18B20s to function on the same 1-Wire bus. Thus, it is simple to use one microprocessor to control many DS18B20s distributed over a large area. Applications that can benefit from this feature include HVAC environmental controls, temperature monitoring systems inside buildings, equipment, or machinery, and process monitoring and control systems.

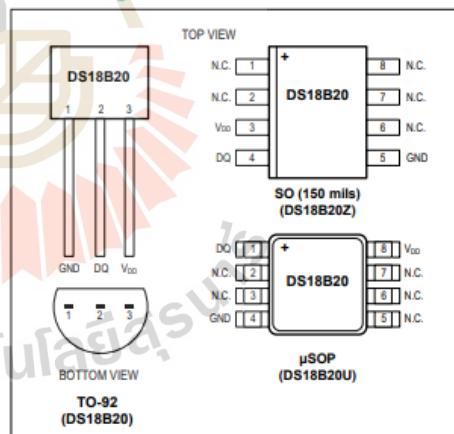
Applications

- Thermostatic Controls
- Industrial Systems
- Consumer Products
- Thermometers
- Thermally Sensitive Systems

Benefits and Features

- Unique 1-Wire® Interface Requires Only One Port Pin for Communication
- Reduce Component Count with Integrated Temperature Sensor and EEPROM
 - Measures Temperatures from -55°C to $+125^{\circ}\text{C}$ (-67°F to $+257^{\circ}\text{F}$)
 - $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ Accuracy from -10°C to $+85^{\circ}\text{C}$
 - Programmable Resolution from 9 Bits to 12 Bits
 - No External Components Required
- Parasitic Power Mode Requires Only 2 Pins for Operation (DQ and GND)
- Simplifies Distributed Temperature-Sensing Applications with Multidrop Capability
 - Each Device Has a Unique 64-Bit Serial Code Stored in On-Board ROM
- Flexible User-Definable Nonvolatile (NV) Alarm Settings with Alarm Search Command Identifies Devices with Temperatures Outside Programmed Limits
- Available in 8-Pin SO (150 mils), 8-Pin μSOP , and 3-Pin TO-92 Packages

Pin Configurations



Ordering Information appears at end of data sheet.

1-Wire is a registered trademark of Maxim Integrated Products, Inc.

DS18B20

Programmable Resolution
1-Wire Digital Thermometer

Absolute Maximum Ratings

Voltage Range on Any Pin Relative to Ground.....-0.5V to +6.0V
Operating Temperature Range.....-55°C to +125°C

Storage Temperature Range.....-55°C to +125°C
Solder Temperature.....Refer to the IPC/JEDEC
J-STD-020 Specification.

These are stress ratings only and functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operation sections of this specification is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods of time may affect reliability.

DC Electrical Characteristics

(-55°C to +125°C; $V_{DD} = 3.0V$ to $5.5V$)

PARAMETER	SYMBOL	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS
Supply Voltage	V_{DD}	Local power (Note 1)	+3.0		+5.5	V
Pullup Supply Voltage	V_{PU}	Parasite power	+3.0		+5.5	V
		Local power (Notes 1, 2)	+3.0		V_{DD}	
Thermometer Error	t_{ERR}	-10°C to +85°C			±0.5	°C
		-30°C to +100°C			±1	
		-55°C to +125°C			±2	
Input Logic-Low	V_{IL}	(Notes 1, 4, 5)	-0.3		+0.8	V
Input Logic-High	V_{IH}	Local power	+2.2		The lower of 5.5 or $V_{DD} + 0.3$	V
		Parasite power (Notes 1,6)	+3.0			
Sink Current	I_L	$V_{IO} = 0.4V$	4.0			mA
Standby Current	I_{DDS}	(Notes 7, 8)		750	1000	nA
Active Current	I_{DD}	$V_{DD} = 5V$ (Note 9)		1	1.5	mA
DQ Input Current	I_{DQ}	(Note 10)		5		μA
Drift		(Note 11)		±0.2		°C

Note 1: All voltages are referenced to ground.

Note 2: The Pullup Supply Voltage specification assumes that the pullup device is ideal, and therefore the high level of the pullup is equal to V_{PU} . In order to meet the V_{IH} spec of the DS18B20, the actual supply rail for the strong pullup transistor must include margin for the voltage drop across the transistor when it is turned on; thus: $V_{PU_ACTUAL} = V_{PU_IDEAL} + V_{TRANSISTOR}$.

Note 3: See typical performance curve in Figure 1. Thermometer Error limits are 3-sigma values.

Note 4: Logic-low voltages are specified at a sink current of 4mA.

Note 5: To guarantee a presence pulse under low voltage parasite power conditions, V_{ILMAX} may have to be reduced to as low as 0.5V.

Note 6: Logic-high voltages are specified at a source current of 1mA.

Note 7: Standby current specified up to +70°C. Standby current typically is 3μA at +125°C.

Note 8: To minimize I_{DD} , DQ should be within the following ranges: $GND \leq DQ \leq GND + 0.3V$ or $V_{DD} - 0.3V \leq DQ \leq V_{DD}$.

Note 9: Active current refers to supply current during active temperature conversions or EEPROM writes.

Note 10: DQ line is high ("high-Z" state).

Note 11: Drift data is based on a 1000-hour stress test at +125°C with $V_{DD} = 5.5V$.

6. เซนเซอร์วัดกระแสไฟฟ้า CT sensor

YHDC®

0.333V Split core current transformer

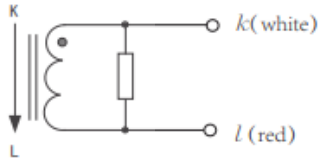
model: SCT013

Characteristics:
 Split core, 0.333V output, Built-in with sampling resistance,
 leading wire 1 metre, standard Φ3.5 three core plug output,
 (Patent no.: ZL 2015 3 0060067.X)



Technical index:
 Suspended mounting, output with cable
 Operation temperature: -25°C ~ +70°C
 Storage temperature: -30°C ~ +90°C
 work voltage: ≤660V
 Work frequency: 50Hz-1KHz
 Dielectric strength: 3.5KV 50Hz 1min

Wiring schematic:



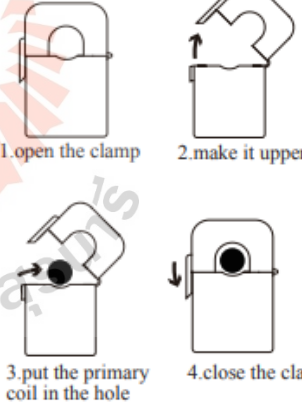
Technical Parameters table:

Rated Input (Effective value)	10 20 30 50 80 100 A
measurement range	20%~120% A
Rated output	0.333 V
Accuracy	1 %
Linearity	1 %
frequency	50~1K Hz
weight	50 g

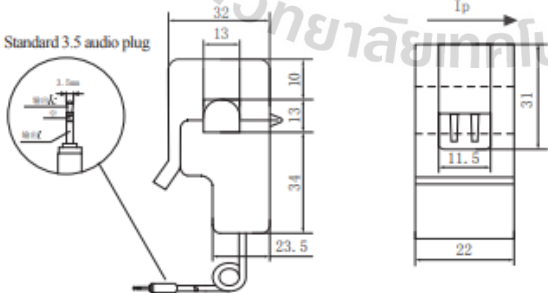
Order Format: model Input output Accuracy
 SCT013/xxA/0.333V/1%

Noted: The rated current ≤100A are the standard product

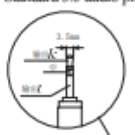
Installation Diagram
 Primary coil through hole method



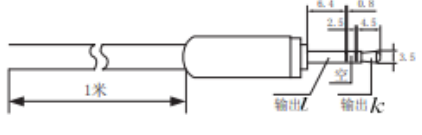
Outline size: (in:mm):



Standard 3.5 audio plug



Standard three core plug schematic diagram



คำสั่งชุดบันทึกข้อมูลจากโปรแกรม Arduino

อัปโหลดผ่านโมดูล Arduino MEGA 2560

```

10sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10sensorupdate

float T1,T2,T3,T4,T5,T6,T7,T8,T9,T10;
float T1b,T2b,T3b,T4b,T5b,T6b,T7b,T8b,T9b,T10b; //base befor calibration
float c8,c9,c10,c11,c12,c13;
float pws1,pws2,pws3,pws4,pws5;
float ps1,ps2,ps3,ps4,ps5;
float omega1,omega2,omega3,omega4,omega5;
float WB_eff,Ww1;
float ed1,ew1,ed2,ew2,ed3,ew3,ed4,ew4,ed5,ew5;
float RH1,RH2,RH3,RH4,RH5;
float I rms;

//----- Time module -----
#include <DS3231.h>
DS3231 rtc(SDA, SCL);
Time t;

//----- ESP 8266 -----
#include <SoftwareSerial.h>
SoftwareSerial UnoSerial(17, 16); // RX | TX

//----- SD module -----
#include <SPI.h>
#include <SD.h>
File myFile;
const int chipSelect = 4;

```

```

10sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10sensorupdate

//----- Temperature-sensor -----
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>
OneWire oneWire1(39),oneWire2(41),oneWire3(43),oneWire4(45),oneWire5(47),oneWire6(46),oneWire7(44),oneWire8(42),oneWire9(40),oneWire10(38);
DallasTemperature sensors1(oneWire1),sensors2(oneWire2),sensors3(oneWire3),sensors4(oneWire4),sensors5(oneWire5),sensors6(oneWire6),sensors7(oneWire7),sensors8(oneWire8),sensors9(oneWire9),sensors10(oneWire10);

//----- CT-SENSOR -----
#include "EmonLib.h" // Include Emon Library
EnergyMonitor emon1; // Create an instance

//-----
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  UnoSerial.begin(9600);

  sensors1.begin();
  sensors2.begin();
  sensors3.begin();
  sensors4.begin();
  sensors5.begin();
  sensors6.begin();
  sensors7.begin();
  sensors8.begin();
  sensors9.begin();
  sensors10.begin();
}

```



```

10sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10sensorupdate
sensors9.requestTemperatures(); //อ่านข้อมูลจาก library
delay(100);
sensors10.requestTemperatures(); //อ่านข้อมูลจาก library
delay(100);

T1b = sensors1.getTempCByIndex(0);
T2b = sensors2.getTempCByIndex(0);
T3b = sensors3.getTempCByIndex(0);
T4b = sensors4.getTempCByIndex(0);
T5b = sensors5.getTempCByIndex(0);
T6b = sensors6.getTempCByIndex(0);
T7b = sensors7.getTempCByIndex(0);
T8b = sensors8.getTempCByIndex(0);
T9b = sensors9.getTempCByIndex(0);
T10b = sensors10.getTempCByIndex(0);
//unit = *C

//-----CT-SENSOR-----
double Irms = emon1.calcIrms(1480); // Calculate Irms only
//----- Calibration Sensor -----
T1 = (0.9925*T1b)+0.0641;
T2 = (0.9944*T2b)-0.0415;
T3 = (0.9997*T3b)-0.1989;
T4 = (0.9959*T4b)-0.2933;
T5 = (1.0016*T5b)-0.4098;

Printing
at sun.print.MasterPrinterJob.print(MasterPrinterJob.java:191)
at processing.app.Editor.handlePrint(Editor.java:2496)
at processing.app.Editor.lambda$buildFileMenu$7(Editor.java:635)

```

```

10sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10sensorupdate
T6 = (0.9944*T6b)-0.1861;
T7 = (0.9927*T7b)+0.1175;
T8 = (0.9913*T8b)+0.2539;
T9 = (0.9988*T9b)-0.1982;
T10 = (1.0034*T10b)-0.348;

//----- Wetbulb effectiveness -----
WB_eff = (T1-T5)/(T1-T4);
//โมดพิเศษ

//----- Relative Hmidity Equation -----
// ew = The saturation vapor pressure in the wet-bulb temperature
// ed = The saturation vapor pressure in the dry-bulb temperature

ed1 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T1)/(240.97+T1)));
ew1 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T2)/(240.97+T2)));
ed2 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T3)/(240.97+T3)));
ew2 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T4)/(240.97+T4)));
ed3 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T5)/(240.97+T5)));
ew3 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T6)/(240.97+T6)));
ed4 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T7)/(240.97+T7)));
ew4 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T8)/(240.97+T8)));
ed5 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T9)/(240.97+T9)));

Printing
at sun.print.MasterPrinterJob.print(MasterPrinterJob.java:191)
at processing.app.Editor.handlePrint(Editor.java:2496)
at processing.app.Editor.lambda$buildFileMenu$7(Editor.java:635)

```

```

10sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10sensorupdate
ew5 = 6.112*pow((2.71828182845904), ((17.502*T10)/(240.97+T10)));
//unit = hPa

RH1 = ((ew1-(0.6687451584*(1+0.00115*T2)*(T1-T2)))/ed1)*100;
RH2 = ((ew2-(0.6687451584*(1+0.00115*T4)*(T3-T4)))/ed2)*100;
RH3 = ((ew3-(0.6687451584*(1+0.00115*T6)*(T5-T6)))/ed3)*100;
RH4 = ((ew4-(0.6687451584*(1+0.00115*T8)*(T7-T8)))/ed4)*100;
RH5 = ((ew5-(0.6687451584*(1+0.00115*T10)*(T9-T10)))/ed5)*100;
//unit = %

//----- Humidity Ratio -----
c8 = -5.8002206e3;
c9 = 1.3914993;
c10 = -4.8640239e-2;
c11 = 4.1764768e-5;
c12 = -1.4452093e-8;
c13 = 6.5459673;

//--Omega 1
pws1 = pow((2.71828182845904), ((c8/(T1+273.15)) + c9 + (c10*(T1+273.15)) + (c11*pow((T1+273.15),2)) + (c12*pow((T1+273.15),3)) + (c13*log((T1+273.15)))));
ps1 = RH1*pws1/100; //water pressure
omega1 = 0.622*ps1/(101325 - ps1)*1000;
//--Omega 2
pws2 = pow((2.71828182845904), ((c8/(T3+273.15)) + c9 + (c10*(T3+273.15)) + (c11*pow((T3+273.15),2)) + (c12*pow((T3+273.15),3)) + (c13*log((T3+273.15)))));
ps2 = RH2*pws2/100; //water pressure

//----- Monitor -----
//-----RTC-DS3231-----
//---แบบที่ 1
t = rtc.getTime();
Serial.print(rtc.getDateStr()); //ส่งค่าวันที่
Serial.print(",");
Serial.println(rtc.getTimeStr()); //ส่งค่าเวลา
//---แบบที่ 2

at_sun.printMasterPrinterJob.print(MasterPrinterJob.java:191)
at_processing.app.Editor.handlePrint(Editor.java:2496)
at_processing.app.Editor.lambda$buildFileMenu$7(Editor.java:635)

```

```

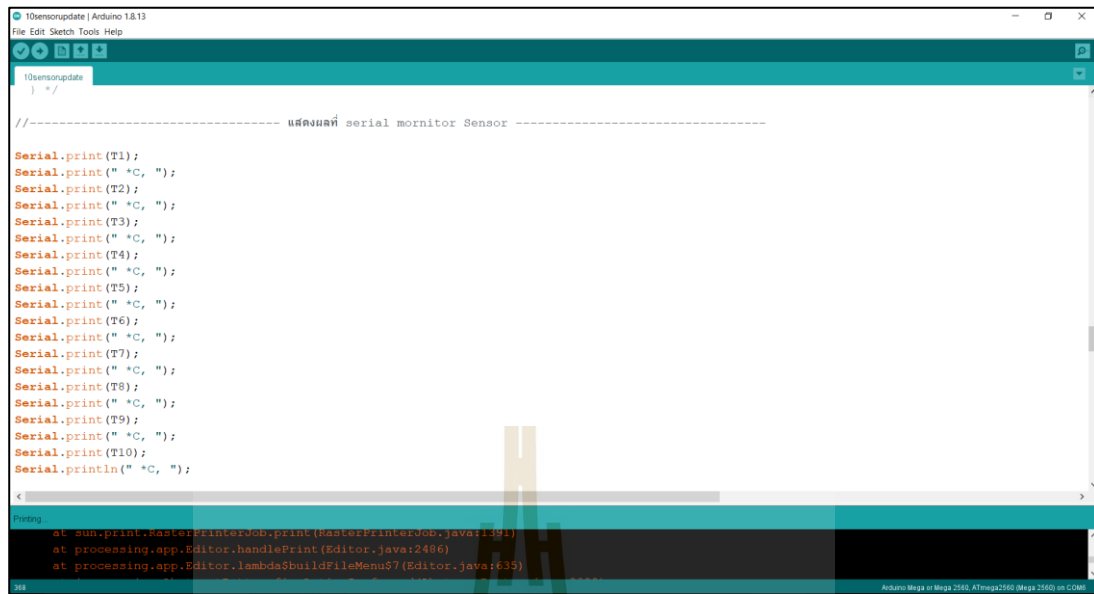
10sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10sensorupdate
omega2 = 0.622*ps2/(101325 - ps2)*1000;
//--Omega 3
pws3 = pow((2.71828182845904), ((c8/(T5+273.15)) + c9 + (c10*(T5+273.15)) + (c11*pow((T5+273.15),2)) + (c12*pow((T5+273.15),3)) + (c13*log((T5+273.15)))));
ps3 = RH3*pws3/100; //water pressure
omega3 = 0.622*ps3/(101325 - ps3)*1000;
//--Omega 4
pws4 = pow((2.71828182845904), ((c8/(T7+273.15)) + c9 + (c10*(T7+273.15)) + (c11*pow((T7+273.15),2)) + (c12*pow((T7+273.15),3)) + (c13*log((T7+273.15)))));
ps4 = RH4*pws4/100; //water pressure
omega4 = 0.622*ps4/(101325 - ps4)*1000;
//--Omega 5
pws5 = pow((2.71828182845904), ((c8/(T9+273.15)) + c9 + (c10*(T9+273.15)) + (c11*pow((T9+273.15),2)) + (c12*pow((T9+273.15),3)) + (c13*log((T9+273.15)))));
ps5 = RH5*pws5/100; //water pressure
omega5 = 0.622*ps5/(101325 - ps5)*1000;

//unit = g/kg(d.a.)
//----- Monitor -----
//-----RTC-DS3231-----
//---แบบที่ 1
t = rtc.getTime();
Serial.print(rtc.getDateStr()); //ส่งค่าวันที่
Serial.print(",");
Serial.println(rtc.getTimeStr()); //ส่งค่าเวลา
//---แบบที่ 2

at_sun.printMasterPrinterJob.print(MasterPrinterJob.java:191)
at_processing.app.Editor.handlePrint(Editor.java:2496)
at_processing.app.Editor.lambda$buildFileMenu$7(Editor.java:635)

```



```

10sensorsupdate
}

//----- แสดงผลที่ serial monitor Sensor -----

Serial.print(T1);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T2);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T3);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T4);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T5);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T6);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T7);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T8);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T9);
Serial.print(" *C, ");
Serial.print(T10);
Serial.println(" *C, ");

Printing
at sun.print.MasterPrinterJob.print(MasterPrinterJob.java:191)
at processing.app.Editor.handlePrint(Editor.java:2486)
at processing.app.Editor.lambda$buildFileMenu$7(Editor.java:635)

```



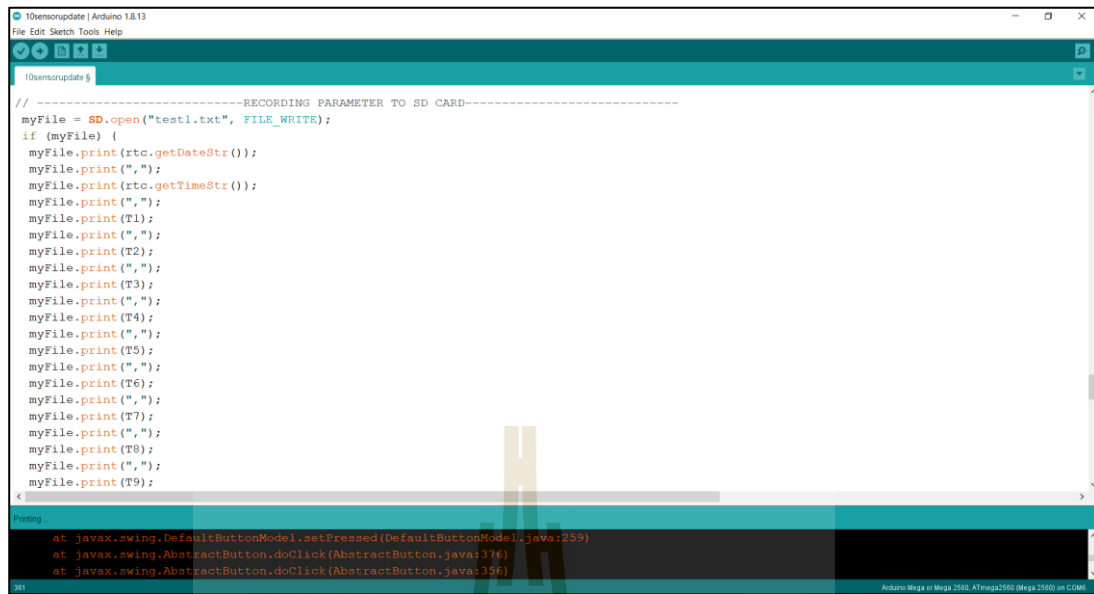
```

10sensorsupdate 6

//----- %RH -----
Serial.print("%");
Serial.print(RH1);
Serial.print(", ");
Serial.print(RH2);
Serial.print(", ");
Serial.print(RH3);
Serial.print(", ");
Serial.print(RH4);
Serial.print(", ");
Serial.print(RH5);
Serial.print(omega1);
Serial.print(" k/kg, ");
Serial.print(omega2);
Serial.print(" k/kg, ");
Serial.print(omega3);
Serial.print(" k/kg, ");
Serial.print(omega4);
Serial.print(" k/kg, ");
Serial.print(omega5);
Serial.print(" k/kg, ");
Serial.print(I rms);
Serial.println(" A ");

Printing
at javax.swing.DefaultButtonModel.setPressed(DefaultButtonModel.java:259)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:376)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:356)

```



```

10Sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10Sensorupdate 6

//-----RECORDING PARAMETER TO SD CARD-----
myFile = SD.open("test1.txt", FILE_WRITE);
if (myFile) {
  myFile.print(rtc.getDateStr());
  myFile.print(",");
  myFile.print(rtc.getTimeStr());
  myFile.print(",");
  myFile.print(T1);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T2);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T3);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T4);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T5);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T6);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T7);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T8);
  myFile.print(",");
  myFile.print(T9);
}

Printing:
at javax.swing.DefaultButtonModel.setPressed(DefaultButtonModel.java:259)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:376)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:356)

Arduino Mega or Mega 2560; ATmega2560 (Mega 2560) on COM1

```



```

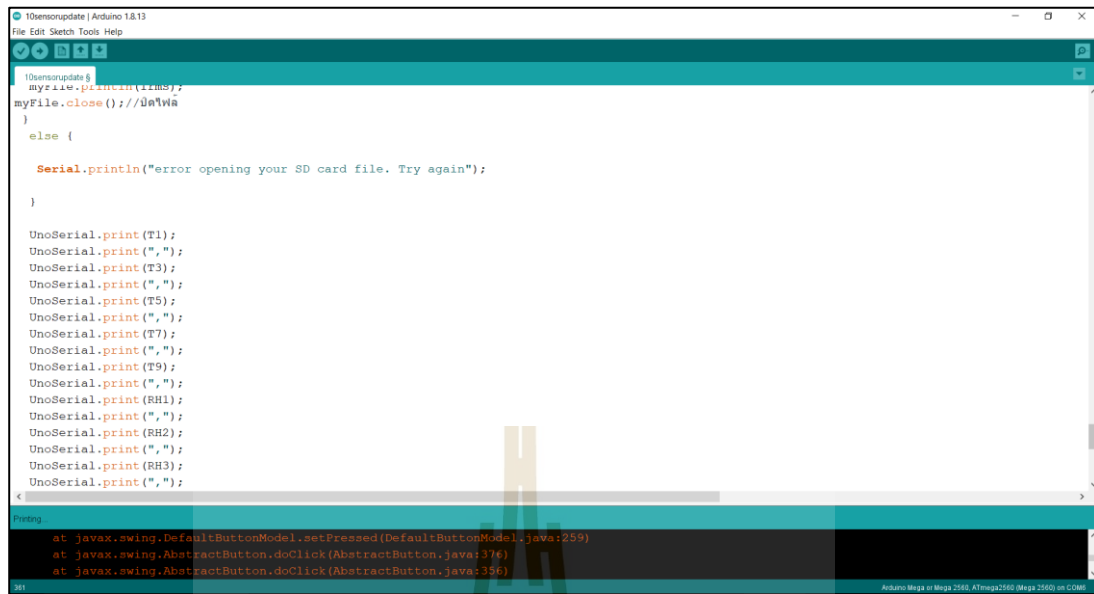
10Sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10Sensorupdate 6
myFile.print(T9);
myFile.print(",");
myFile.print(T10);
myFile.print(",");
myFile.print(RH1);
myFile.print(",");
myFile.print(RH2);
myFile.print(",");
myFile.print(RH3);
myFile.print(",");
myFile.print(RH4);
myFile.print(",");
myFile.print(RH5);
myFile.print(",");
myFile.print(omega1);
myFile.print(",");
myFile.print(omega2);
myFile.print(",");
myFile.print(omega3);
myFile.print(",");
myFile.print(omega4);
myFile.print(",");
myFile.print(omega5);
myFile.print(",");
myFile.println(IIRMS);

Printing:
at javax.swing.DefaultButtonModel.setPressed(DefaultButtonModel.java:259)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:376)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:356)

Arduino Mega or Mega 2560; ATmega2560 (Mega 2560) on COM1

```



```

10sensorsupdate 8
myFile.println(lrms);
myFile.close(); //ปิดไฟล์
}
else {
    Serial.println("error opening your SD card file. Try again");
}

UnoSerial.print(T1);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T3);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T5);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T7);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T9);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(RH1);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(RH2);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(RH3);
UnoSerial.print(", ");
}

Printing:
at javax.swing.DefaultButtonModel.setPressed(DefaultButtonModel.java:259)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:376)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:356)

```

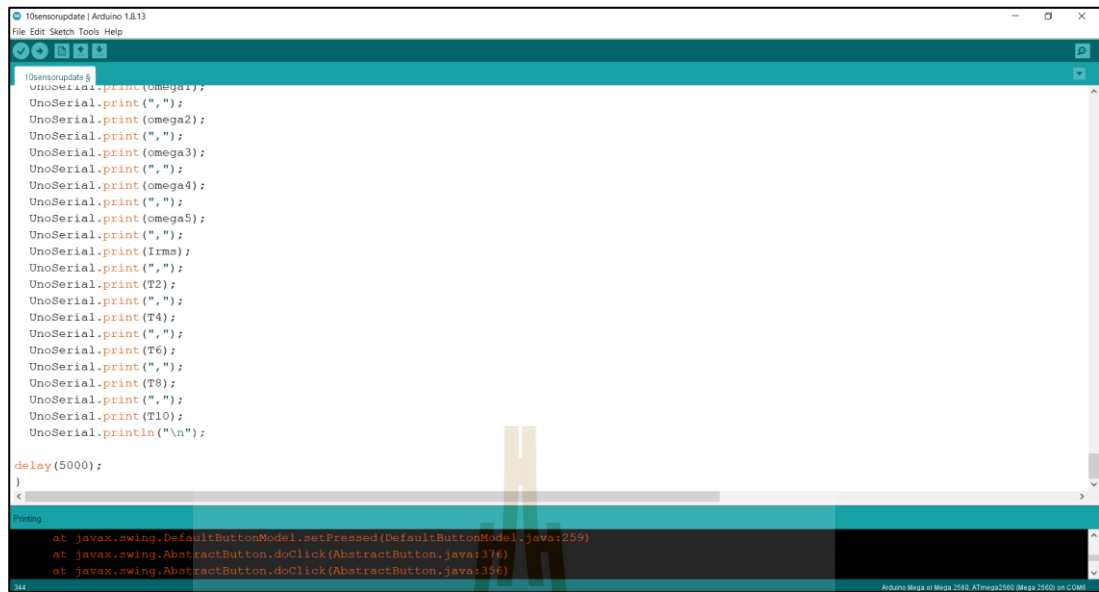


```

10sensorsupdate 8
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(RH4);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(RH5);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(omega1);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(omega2);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(omega3);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(omega4);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(omega5);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(lrms);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T2);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T4);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T6);
UnoSerial.print(", ");
UnoSerial.print(T8);
UnoSerial.print(", ");
}

Printing:
at javax.swing.DefaultButtonModel.setPressed(DefaultButtonModel.java:259)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:376)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:356)

```



```
10Sensorupdate | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

10Sensorupdate
UnoSerial.print(omega1);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(omega2);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(omega3);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(omega4);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(omega5);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(I_rms);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(T2);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(T4);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(T6);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(T8);
UnoSerial.print(",");
UnoSerial.print(T10);
UnoSerial.println("\n");

delay(5000);
}

Printing:
at javax.swing.DefaultButtonModel.setPressed(DefaultButtonModel.java:259)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:376)
at javax.swing.AbstractButton.doClick(AbstractButton.java:356)

Arduino Mega or Mega 2560: ATmega2560 (Mega 2560) on COM1
```



คำสั่งส่งข้อมูลไปยังแอปพลิเคชัน Blynk

อัปโหลดผ่านโมดูล esp8266

```

1120-blynk_1m | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

1120-blynk_1m $
#include <ESP8266WiFi.h>
#include <SoftwareSerial.h>
#include <BlynkSimpleEsp8266.h>
SoftwareSerial NodeSerial(D3, D2); // RX | TX

char auth[] = "*****";
char ssid[] = "*****";
char pass[] = "*****";

void setup() {
  pinMode(D2, INPUT);
  pinMode(D3, OUTPUT);
  Serial.begin(9600);
  NodeSerial.begin(9600);
  Serial.println();
  Serial.println("NodeMCU/ESP8266 Run");

  if (WiFi.begin(ssid, pass))
  {
    while (WiFi.status() != WL_CONNECTED)
    {
      delay(500);
      Serial.print(".");
    }
  }
}

```

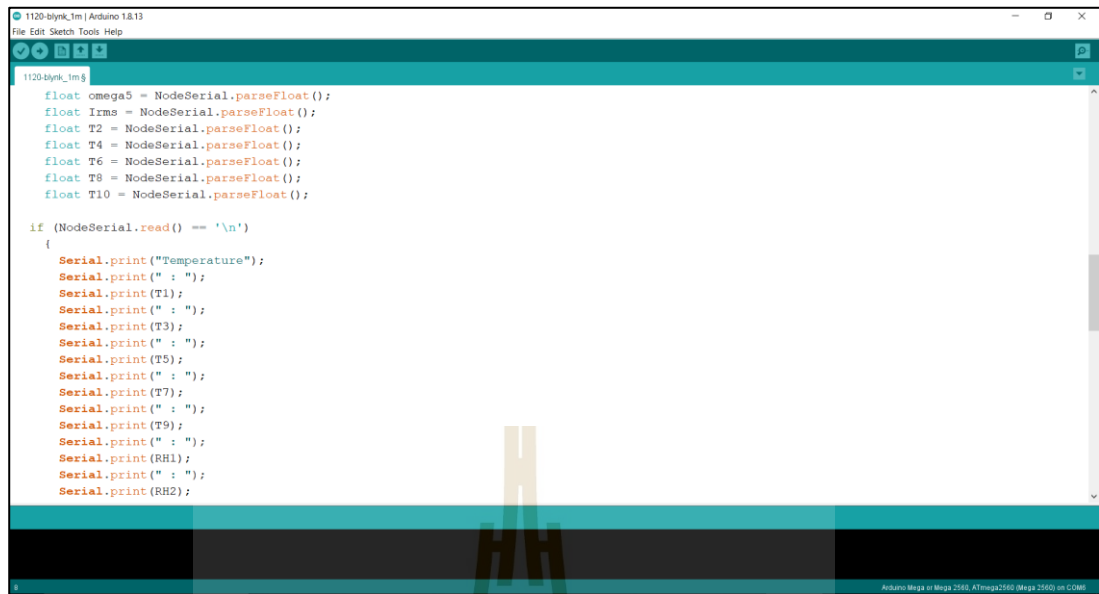
```

1120-blynk_1m | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

1120-blynk_1m $
Serial.print ("IP address: ");
Serial.println(WiFi.localIP());
Blynk.begin(auth, ssid, pass, "blynk.iot-cm.com", 8080) // 49.229.108.138 //token 10000000
}

void loop()
{
  Blynk.run();
  while (NodeSerial.available() > 0)
  {
    float T1 = NodeSerial.parseFloat();
    float T3 = NodeSerial.parseFloat();
    float T5 = NodeSerial.parseFloat();
    float T7 = NodeSerial.parseFloat();
    float T9 = NodeSerial.parseFloat();
    float RH1 = NodeSerial.parseFloat();
    float RH2 = NodeSerial.parseFloat();
    float RH3 = NodeSerial.parseFloat();
    float RH4 = NodeSerial.parseFloat();
    float RH5 = NodeSerial.parseFloat();
    float omega1 = NodeSerial.parseFloat();
    float omega2 = NodeSerial.parseFloat();
    float omega3 = NodeSerial.parseFloat();
    float omega4 = NodeSerial.parseFloat();
  }
}

```



```

1120-blynk_1m $
float omega5 = NodeSerial.parseFloat();
float I_rms = NodeSerial.parseFloat();
float T2 = NodeSerial.parseFloat();
float T4 = NodeSerial.parseFloat();
float T6 = NodeSerial.parseFloat();
float T8 = NodeSerial.parseFloat();
float T10 = NodeSerial.parseFloat();

if (NodeSerial.read() == '\n')
{
  Serial.print("Temperature");
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(T1);
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(T3);
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(T5);
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(T7);
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(T9);
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(RH1);
  Serial.print(" : ");
  Serial.print(RH2);
}

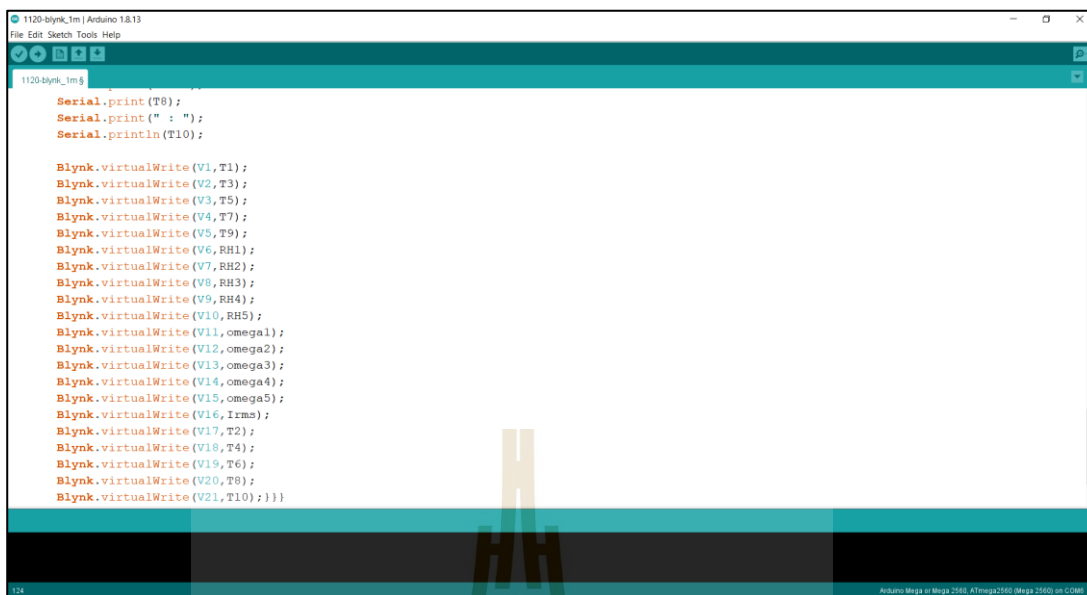
```



```

1120-blynk_1m $
Serial.print(" : ");
Serial.print(RH3);
Serial.print(" : ");
Serial.print(RH4);
Serial.print(" : ");
Serial.print(RH5);
Serial.print(" : ");
Serial.print(omega1);
Serial.print(" : ");
Serial.print(omega2);
Serial.print(" : ");
Serial.print(omega3);
Serial.print(" : ");
Serial.print(omega4);
Serial.print(" : ");
Serial.print(omega5);
Serial.print(" : ");
Serial.print(I_rms);
Serial.print(" : ");
Serial.print(T2);
Serial.print(" : ");
Serial.print(T4);
Serial.print(" : ");
Serial.print(T6);
Serial.print(" : ");

```



```
1120-blynk_1m.g
File Edit Sketch Tools Help

1120-blynk_1m.g
Serial.print(T0);
Serial.print(" : ");
Serial.println(T10);

Blynk.virtualWrite(V1,T1);
Blynk.virtualWrite(V2,T3);
Blynk.virtualWrite(V3,T5);
Blynk.virtualWrite(V4,T7);
Blynk.virtualWrite(V5,T9);
Blynk.virtualWrite(V6,RH1);
Blynk.virtualWrite(V7,RH2);
Blynk.virtualWrite(V8,RH3);
Blynk.virtualWrite(V9,RH4);
Blynk.virtualWrite(V10,RH5);
Blynk.virtualWrite(V11,omega1);
Blynk.virtualWrite(V12,omega2);
Blynk.virtualWrite(V13,omega3);
Blynk.virtualWrite(V14,omega4);
Blynk.virtualWrite(V15,omega5);
Blynk.virtualWrite(V16,Irms);
Blynk.virtualWrite(V17,T2);
Blynk.virtualWrite(V18,T4);
Blynk.virtualWrite(V19,T6);
Blynk.virtualWrite(V20,T8);
Blynk.virtualWrite(V21,T10);}}
```

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

คำสั่งเปิดปิดการทำงานผ่านโทรศัพท์มือถือ

อัปโหลดผ่านโมดูล esp8266

```

OPLIGHTING | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

OPLIGHTING
#define BLYNK_PRINT Serial
#include <SoftwareSerial.h>
#include <ESP8266WiFi.h>
#include <BlynkSimpleEsp8266.h>

int relay1 = D5;
int relay2 = D6;
int relay3 = D7;
int relay4 = D8;

char auth[] = "IU5R8h1acVF3mvsGz38zAbViATJS57DI";
char ssid[] = "Earth.kongnatee";
char pass[] = "000000000";

BlynkTimer timer;
//-----RELAY01-----
BLYNK_WRITE(V0)
{
  if (param.asInt() == 1) {
    digitalWrite(relay1, !digitalRead(relay1));
    if (digitalRead(relay1) == LOW) {
    }
  }
  else {
  }
}

```

```

OPLIGHTING | Arduino 1.8.13
File Edit Sketch Tools Help

OPLIGHTING
//-----RELAY01-----
BLYNK_WRITE(V0)
{
  if (param.asInt() == 1) {
    digitalWrite(relay1, !digitalRead(relay1));
    if (digitalRead(relay1) == LOW) {
    }
  }
  else {
  }
}

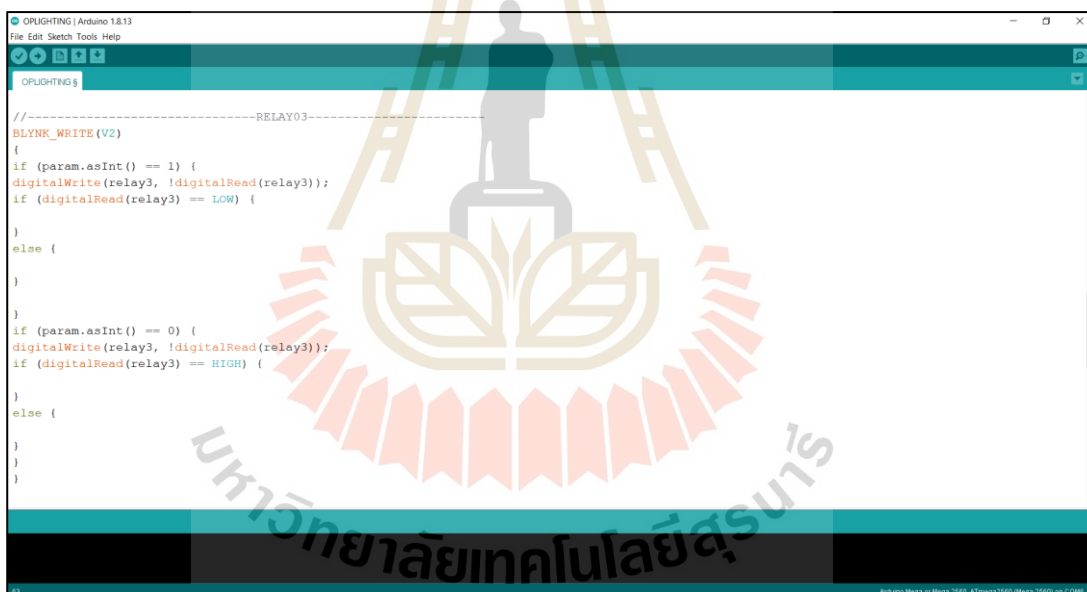
if (param.asInt() == 0) {
  digitalWrite(relay1, !digitalRead(relay1));
  if (digitalRead(relay1) == HIGH) {
  }
}
else {
}
}
}

```



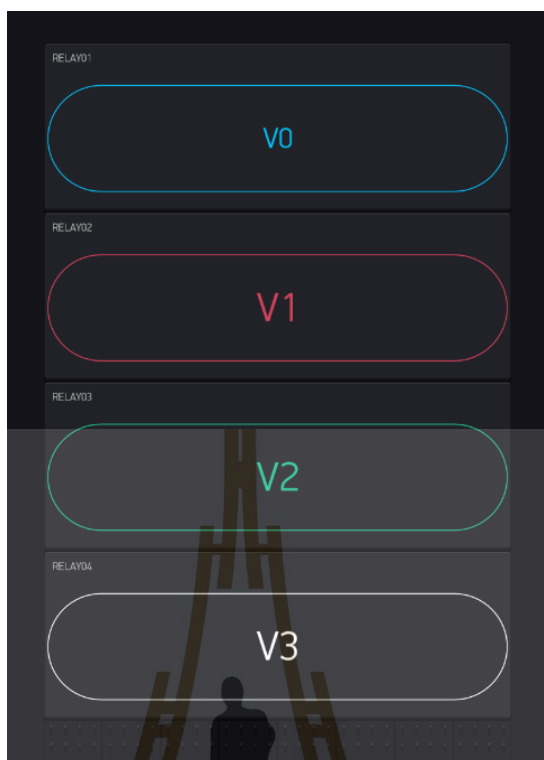
```
//-----RELAY02-----
BLYNK_WRITE(V1)
{
  if (param.asInt() == 1) {
    digitalWrite(relay2, !digitalRead(relay2));
    if (digitalRead(relay2) == LOW) {
    }
  }
  else {
  }
}

if (param.asInt() == 0) {
  digitalWrite(relay2, !digitalRead(relay2));
  if (digitalRead(relay2) == HIGH) {
  }
}
else {
}
}
}
```



```
//-----RELAY03-----
BLYNK_WRITE(V2)
{
  if (param.asInt() == 1) {
    digitalWrite(relay3, !digitalRead(relay3));
    if (digitalRead(relay3) == LOW) {
    }
  }
  else {
  }
}

if (param.asInt() == 0) {
  digitalWrite(relay3, !digitalRead(relay3));
  if (digitalRead(relay3) == HIGH) {
  }
}
else {
}
}
}
```

รูปที่ ก.1 หน้าจอควบคุมการเปิด-ปิดการทำงานผ่านมือถือ

คำสั่งควบคุมการทำงานระบบจ่ายน้ำ
อัตโนมัติผ่านโมดูล Arduino nano

```

sketch_oct23a
int Relay1 = A5; // กำหนดขาใช้งาน
void setup()
{
  pinMode(Relay1, OUTPUT); // กำหนดขาใช้งานให้ขา 2 เป็น OUTPUT
  digitalWrite(Relay1, HIGH);
}

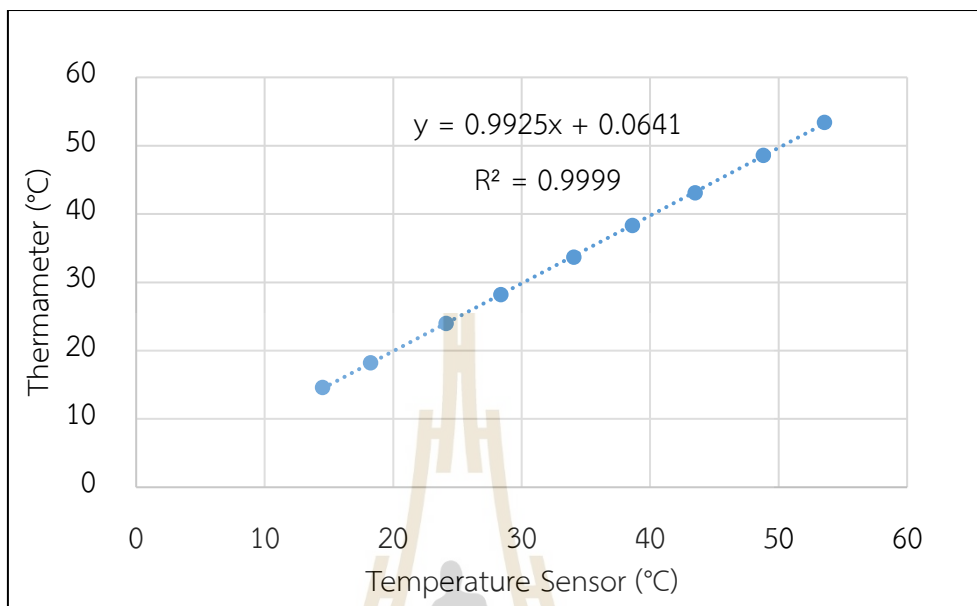
void loop()
{
  digitalWrite(Relay1, LOW); // สลับให้ปิด
  delay(120000); // ค้าง 120000ms
  digitalWrite(Relay1, HIGH); // สลับให้เปิด
  delay(360000); // ค้าง 360000ms
}
  
```

ภาคผนวก ข

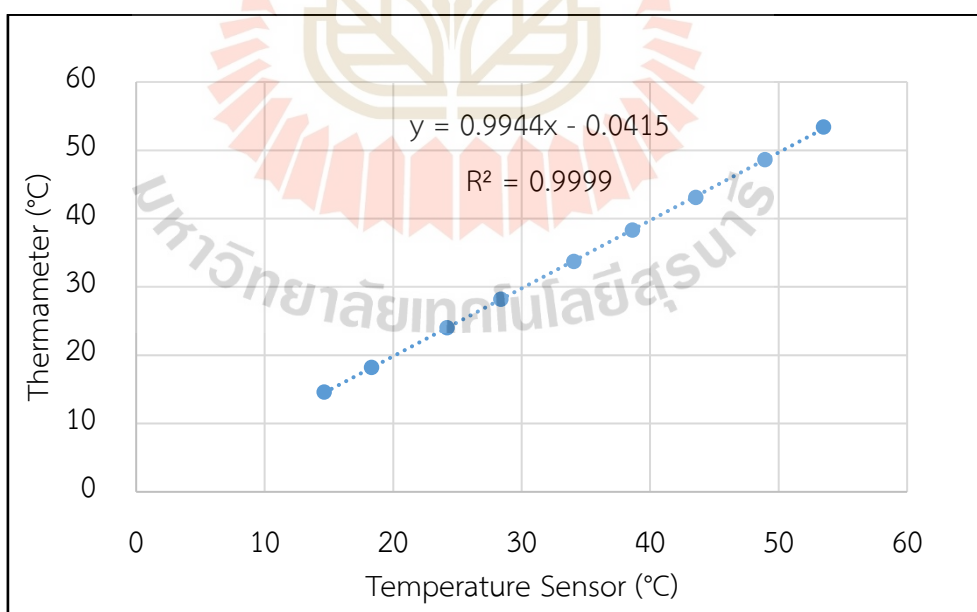
การสอบเทียบเครื่องมือวัดและผลทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อ
การลดอุณหภูมิของเครื่องต้นแบบเพิ่มเติม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

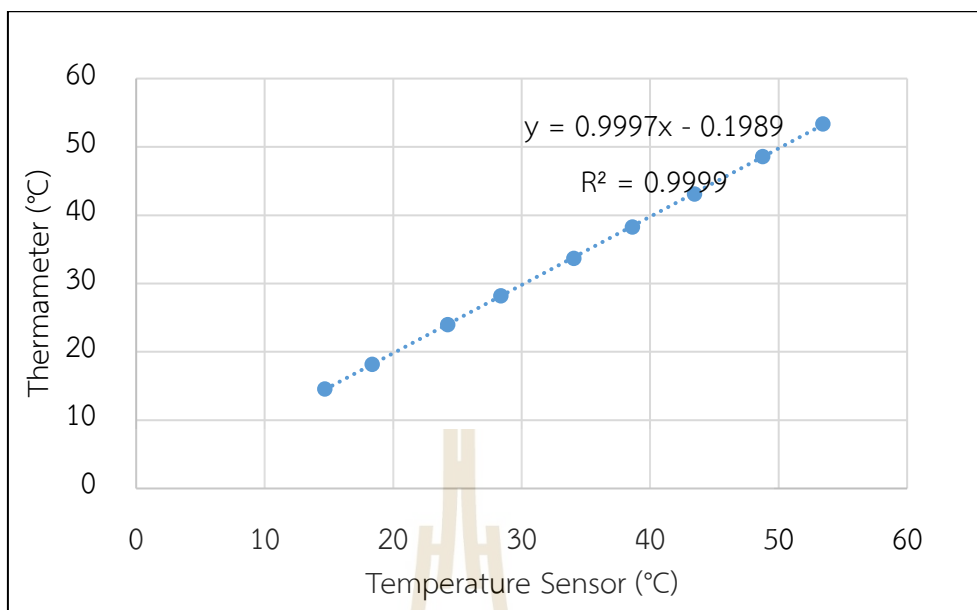
เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ



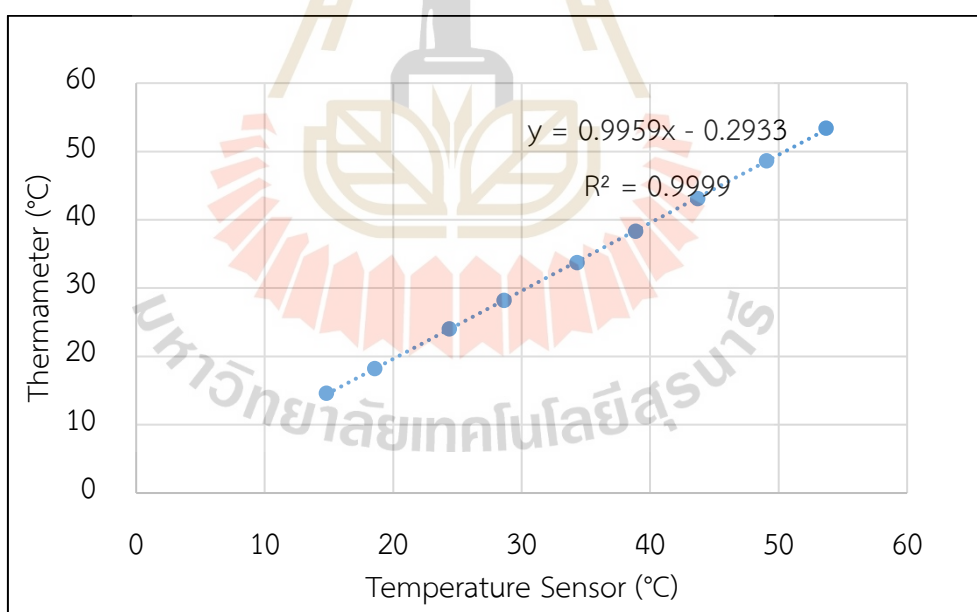
รูปที่ ข.1 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 1



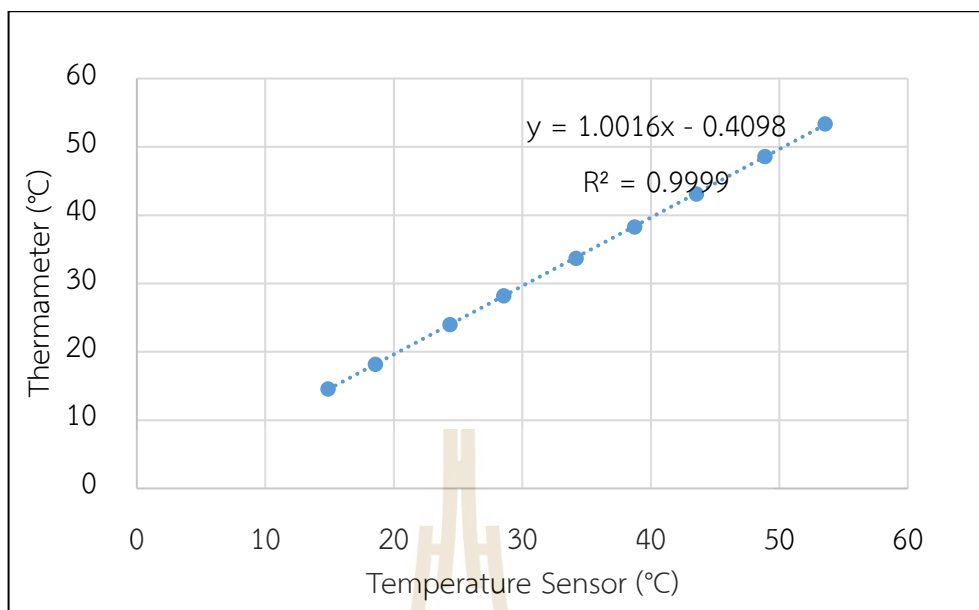
รูปที่ ข.2 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 2



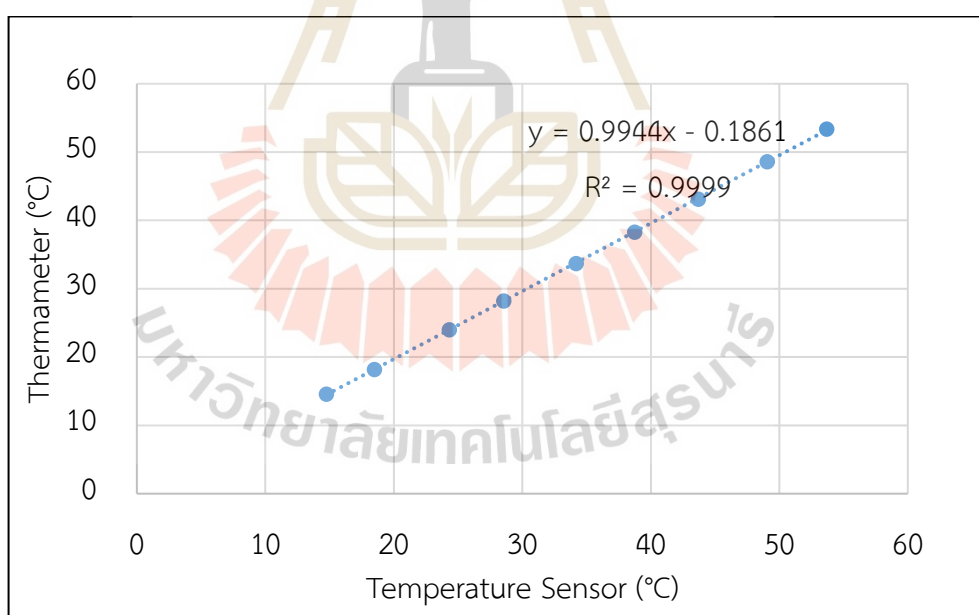
รูปที่ ข.3 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 3



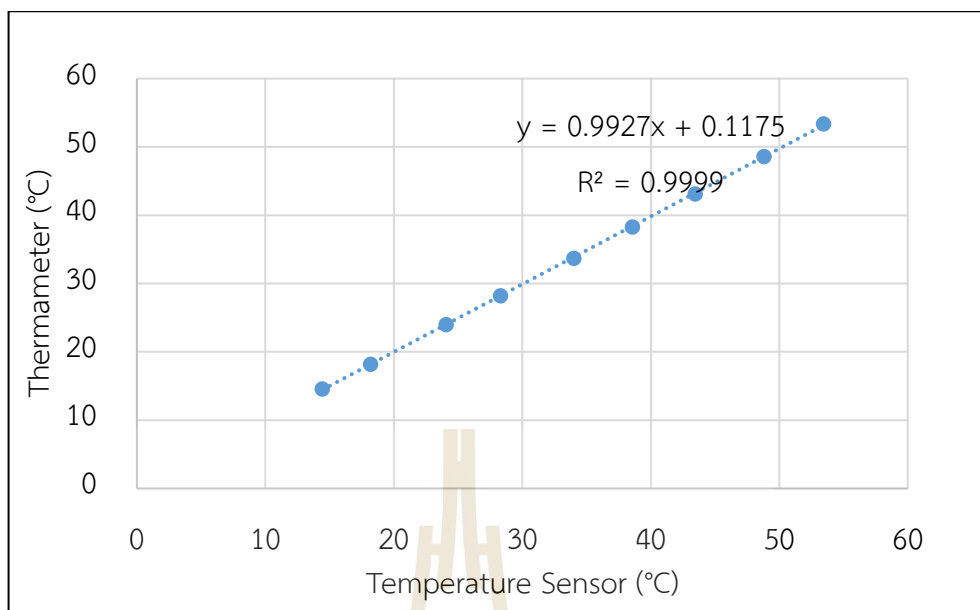
รูปที่ ข.4 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 4



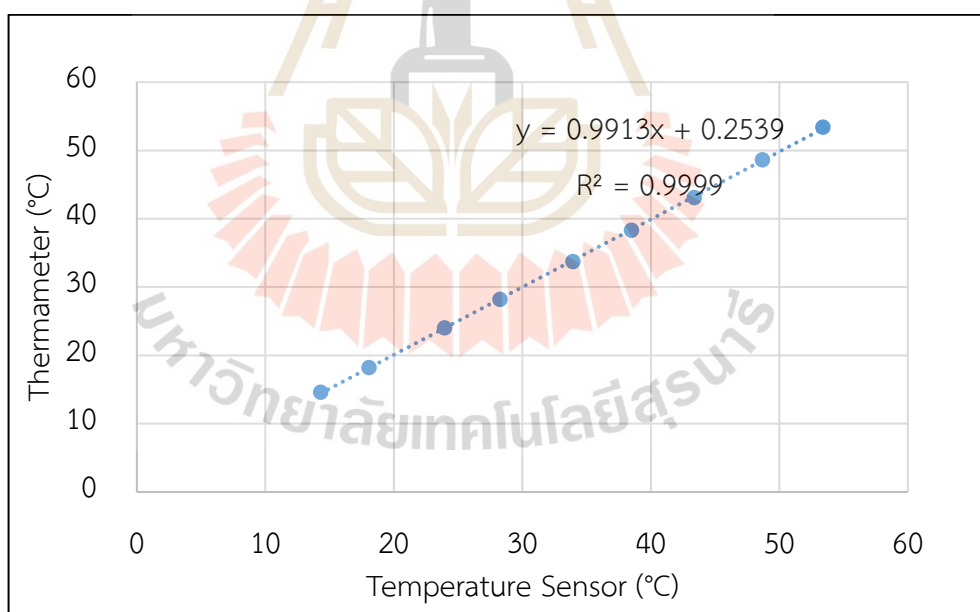
รูปที่ ข.5 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 5



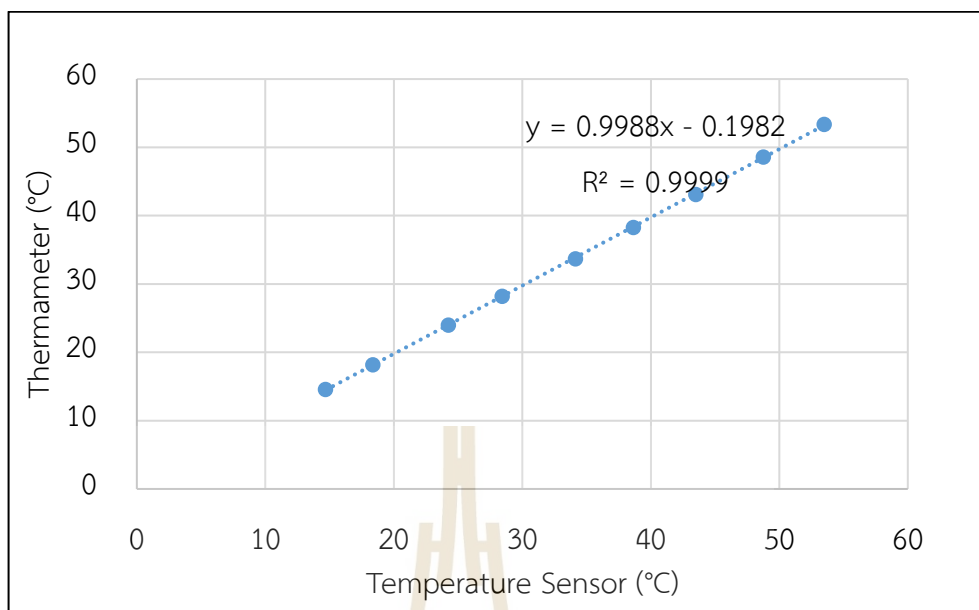
รูปที่ ข.6 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 6



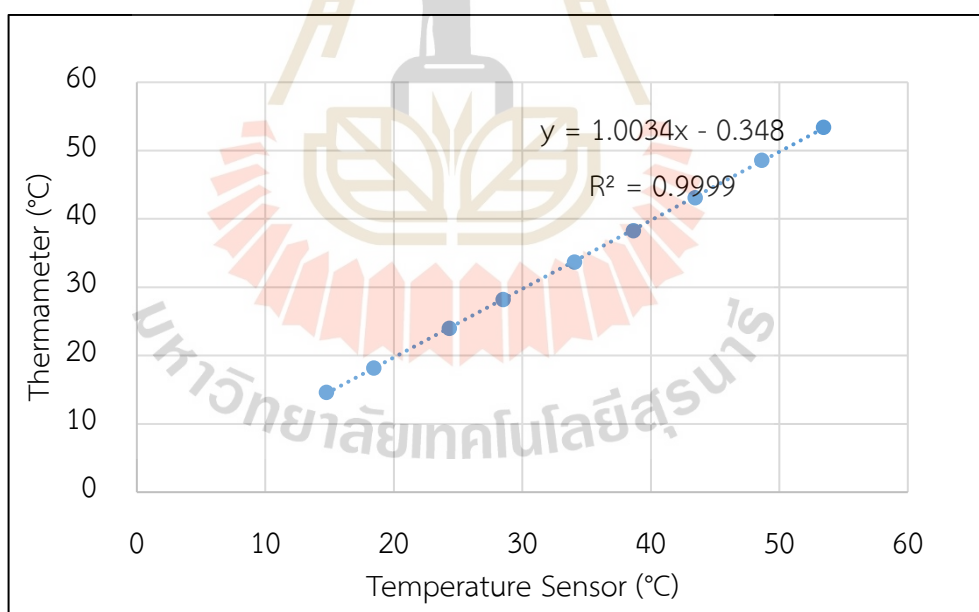
รูปที่ ข.7 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 7



รูปที่ ข.8 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 8



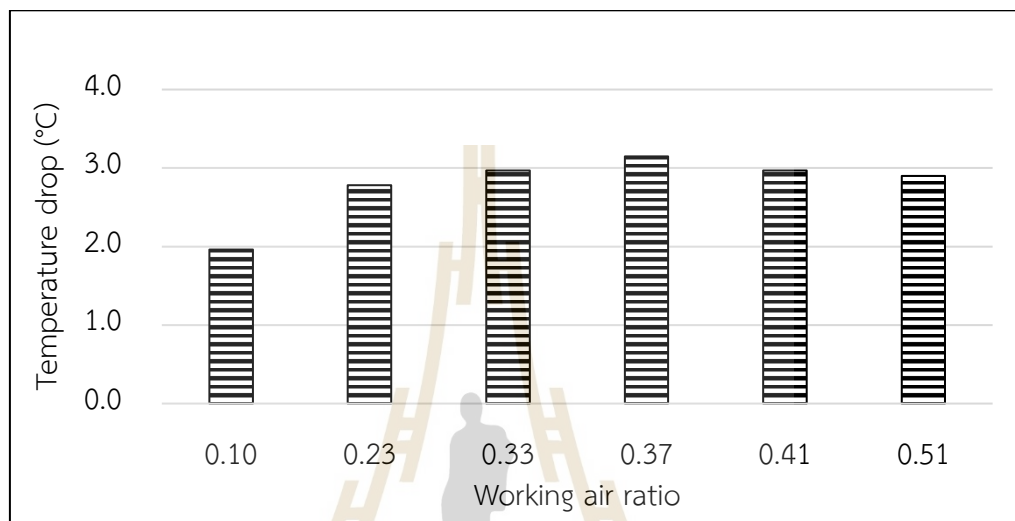
รูปที่ ข.9 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 9



รูปที่ ข.10 การสอบเทียบความถูกต้องของเซนเซอร์วัดอุณหภูมิตัวที่ 10

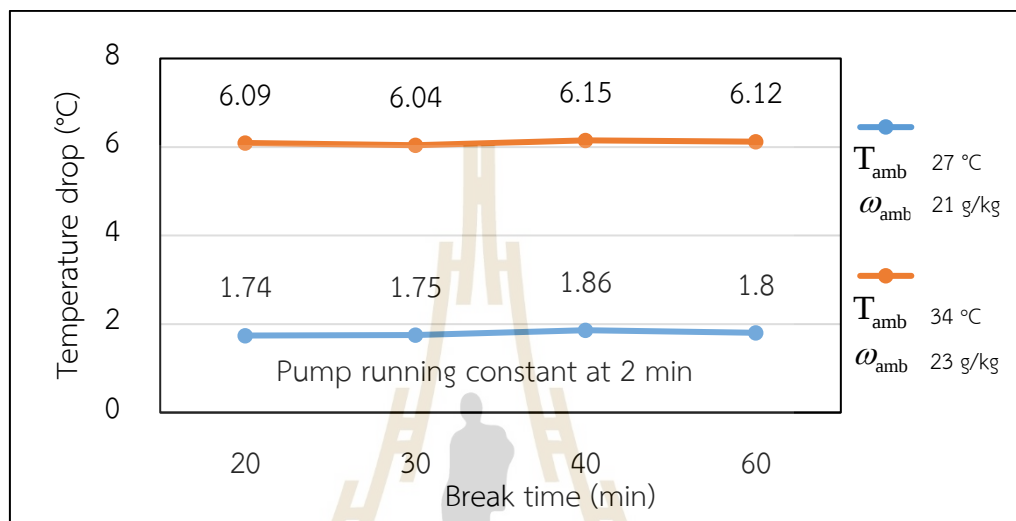
ผลทดสอบตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่ออัตราการลดอุณหภูมิของเครื่องต้นแบบ

ผลทดสอบอิทธิพลของการแบ่งอากาศสู่ช่องเปียก แสดงผลการทดสอบที่อุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อม 28 - 29 °C ซึ่งผลการศึกษาได้แนวโน้มในทิศทางเดียวกับผลทดสอบในหัวข้อ 4.2.1

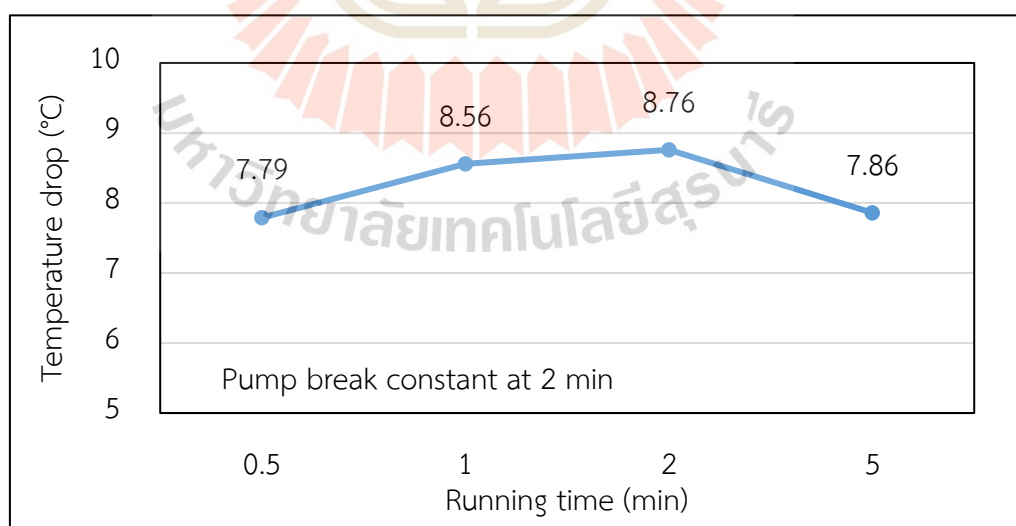


รูปที่ ข.11 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อ working air ratio เปลี่ยนแปลง

ผลทดสอบอิทธิพลของการควบคุมปั๊ม เนื่องจาก การควบคุมปั๊มตามหัวข้อที่ 4.2.5 แสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของผลทดสอบที่ไม่ครอบคลุมช่วงอุณหภูมิ ในหัวข้อนี้จึงได้แสดงผลการทดสอบเพิ่มเติมในช่วงอุณหภูมิอากาศที่แตกต่างกันได้ผลดังรูปที่ ข.12 และ ข.13 ตามลำดับ ซึ่งผลทดสอบได้แนวโน้มในทิศทางเดียวกับผลทดสอบในหัวข้อ 4.2.5



รูปที่ ข.12 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อระยะเวลาปิดปั๊มเปลี่ยนแปลง



รูปที่ ข.13 อุณหภูมิอากาศที่ STEC ลดลงได้ เมื่อระยะเวลาเปิดปั๊มเปลี่ยนแปลง ที่อุณหภูมิอากาศแวดล้อม 34°C ความชื้นสัมบูรณ์ 21 g/kg

The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a central figure of a person sitting on a throne, surrounded by a circular emblem with a crown-like top and a base of red and orange segments. The text "มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี" is written in a circular path around the bottom of the emblem.

ภาคผนวก ค

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

ก้องนที วัฒนานุสสิทธิ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2565). ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของ
วัฏจักรคาลินา สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 280 และ 300 องศาเซลเซียส. การประชุม
วิชาการ การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ
ครั้งที่ 21, โรงแรม วินทรี ซิตี้ รีสอร์ท จังหวัดเชียงใหม่, 10-11 มีนาคม 2565

ก้องนที วัฒนานุสสิทธิ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2566). การศึกษาเชิงทดลองของระบบทำความเย็นแบบ
น้ำระเหยโดยอ้อมชนิดอากาศไหลย้อนกลับ. การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความ
ร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 22, โรงแรม เดอะ มัณฑรีนี
จังหวัดเชียงราย, 9-10 มีนาคม 2566

ก้องนที วัฒนานุสสิทธิ, จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2567). การศึกษาผลกระทบของ
การ 5 ชนิดต่อการดูดซับ อัตราการแพร่ และการระเหยในผ้าที่ติดบนแผ่นอะลูมิเนียม.
Journal of Science & Technology MSU, 43(4).



ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของวัฏจักรคาลินา สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 280 และ 300 องศาเซลเซียส

FACTORS INFLUENCING KALINA POWER CYCLE PERFORMANCE FOR HEAT SOURCE TEMPERATURES OF 280 AND 300 °C

ก้องนที วัฒนานุสิทธิ์

อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี

อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

E-mail: atit@sut.ac.th

บทคัดย่อ

โรงไฟฟ้าวัฏจักรคาลินา เป็นเทคโนโลยีถูกยอมรับว่าเป็นเทคโนโลยีที่ผลิตไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพด้วยแหล่งความร้อนระดับต่ำ-กลาง ดังนั้น บทความนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อนำเสนอวิธีการวิเคราะห์ และหาเงื่อนไขการทำงานที่เพิ่มประสิทธิภาพและขนาดอุปกรณ์ในไฟฟ้าคาลินา ที่อุณหภูมิแหล่งความร้อน 280 °C และ 300 °C โดยศึกษาโรงไฟฟ้าวัฏจักรคาลินา 3 ระบบ คือ KCS-34, KCS-11 และ KSG-1 โดยสร้างแบบจำลองเพื่อหาค่าตัวแปรที่เกี่ยวข้องด้วยโปรแกรม MATLAB เพื่อที่ควบคุมขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการใช้ pinch point temperature difference ใน evaporator, condenser และ recuperator ซึ่งใช้ golden section method ในการหาค่าผลลัพธ์ ผลการจำลอง พบว่า KCS-11 จะมีกำลังงานไฟฟ้าสุทธิสูงสุด เมื่อเทียบกับโรงไฟฟ้าแบบอื่น สำหรับอุณหภูมิแหล่งความร้อน 280 °C พบว่า KCS-11 มีกำลังไฟฟ้าสุทธิเท่ากับ 2.6 MW ที่ความเข้มข้นของแอมโมเนียเป็น 50% ซึ่งมากกว่า KCS-34 และ KSG-1 เท่ากับ 9.07% และ 16.80% ตามลำดับ นอกจากนี้ยังพบว่า KCS-11 ให้กำลังงานไฟฟ้าสุทธิสูงสุดที่ความเข้มข้นของแอมโมเนียเป็น 70% ของทั้งแหล่งความร้อน 280 °C และ 300 °C โดยมีกำลังไฟฟ้าสุทธิเท่ากับ 2.82 MW และ 3.78 MW ตามลำดับ

คำสำคัญ: วัฏจักรคาลินา, การวิเคราะห์พารามิเตอร์, การใช้ประโยชน์จากความร้อนทิ้ง, การจำลองเชิงตัวเลข

Abstract

The Kalina cycle have been recognized as efficient power cycle driven by low-medium heat sources. Thus, the present study aimed to present a method for analyzing and optimizing the operating conditions and component sizes of a Kalina power plant driven by a heat source at temperature of 280 and 300 °C. Three variants of Kalina cycle were investigated here: KCS-34, KSG-1, and KCS-11. The models of these variants were programmed in the MATLAB software package. The predicted results showed good agreements with associated experimental results. In order to obtain the required pinch temperature difference for the evaporator, condenser, and recuperator the golden section method was applied. Results show that KCS-11 provides the maximum net power of 2.6 MW for the heat source temperature of 280 °C. The corresponding ammonia mass fraction of the basic solution is 50%. This maximum net power of KCS-11 is 9.07% and 16.80% larger than the that of KCS-34 and KSG-1, respectively. It was also found that the KCS-11 delivered the highest net power at an ammonia mass fraction of 70% of both the 280 °C and 300 °C heat sources, with a net power output of 2.82 MW and 3.78 MW, respectively.

Keywords: Kalina cycle, Parametric analysis, Waste heat recovery, Numerical simulation

การศึกษาเชิงทดลองของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดอากาศไหลย้อนกลับ EXPERIMENTAL STUDY OF REGENERATIVE INDIRECT EVAPORATIVE COOLER

ก้องนที วัฒนาศุทธิ
อาทิตย์ คุณศรีสุข

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี
อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000
E-mail: atit@usut.ac.th

บทคัดย่อ

การทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมเป็นกระบวนการลดอุณหภูมิอากาศโดยไม่ทำให้ความชื้นเพิ่มขึ้น เครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมจะใช้อากาศหลัก (supply) ไหลผ่านช่องแห้งของผนังเครื่องทำความเย็น ในขณะที่อากาศรอง (working) จะไหลผ่านด้านตรงข้ามที่เป็นช่องเปียกเพื่อรับการระเหยของน้ำ โดยอากาศในช่องเปียกจะดูดซับความร้อนจากอากาศหลักทำให้อากาศหลักเย็นลง ในขณะที่น้ำในช่องเปียกจะคายความร้อนแฝงและทิ้งให้กับอากาศที่ไหลผ่าน สำหรับเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดอากาศไหลย้อนกลับ (Regenerative Indirect Evaporative Cooler, RIEC) จะนำอากาศเย็นที่ออกจากช่องแห้งส่วนหนึ่งส่งกลับไปยังช่องเปียก โดยการศึกษาได้ออกแบบ สร้าง และทดสอบ RIEC และศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการแบ่งอากาศสู่ช่องเปียก (WR ratio) คือ อัตราส่วนของอัตราการไหลในช่องอากาศรองต่ออากาศทางเข้า) เวลาในการเปิดและปิดปั๊ม และอุณหภูมิอากาศสภาพแวดล้อมต่อประสิทธิภาพ RIEC ผลการวิจัยพบว่า WR ratio ที่เหมาะสม คือ 0.37 นอกจากนี้ ยังพบว่าปั๊มน้ำควรวางเป็นรอบเปิด 2 นาที และปิด 60 นาที จากการทดสอบแสดงให้เห็นว่า RIEC สามารถลดอุณหภูมิได้สูงสุด 3.30 °C มีความสามารถในการทำความเย็น และ COP สูงสุด อยู่ที่ 0.53 กิโลวัตต์ และ 0.98 ตามลำดับ

คำสำคัญ: การทำความเย็นแบบระเหย, การถ่ายเทความร้อนและมวล, การควบคุมปั๊ม, การศึกษาเชิงทดลอง

Abstract

Indirect evaporative cooling reduces air temperature without introducing moisture. In an indirect evaporative air cooler, primary (supply) air passes over the dry side of the cooler's wall, while secondary (working) air passes over its opposite, wet side. Through water evaporation, the wet side absorbs heat from the primary air and subsequently cools it, while the latent heat of evaporation is transferred to the working, wet side air. In the Regenerative indirect evaporative cooler (RIEC), a fraction of the cooled air leaving the dry side is extracted and passes through the wet side. This study designed, constructed, and tested an RIEC. The effects of the working air ratio (WR ratio, the mass flow rate ratio of working air to intake air), switching time for turning the pump on and off, and the ambient temperature on the RIEC performance were examined. The results showed that the proper WR ratio was 0.37. It also showed that the water pump should operate in cycles each of 2-minute on and 60-minute off. The tests showed that the maximum temperature drop, cooling capacity, and COP were 3.30 °C, 0.53 kW, and 0.98, respectively.

Keywords: Evaporative cooling, Heat and mass transfer, Pump control, Experimental investigation

1. บทนำ

ระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหย (Evaporative cooling) เป็นวิธีทำความเย็นที่ง่ายและประหยัดพลังงาน โดยอาศัยหลักการการระเหยของน้ำเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศ ซึ่งระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อม (Indirect evaporative cooling) เป็นระบบทำความเย็นที่ได้รับความนิยมสูง เนื่องจากสามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้โดยไม่ต้องใช้สารทำความเย็น และระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดอากาศไหลย้อนกลับ (Regenerative indirect evaporative cooler, RIEC) เป็นระบบทำความเย็นที่ประหยัดพลังงานและสามารถลดอุณหภูมิของอากาศได้สูง

การศึกษาผลกระทบของกาว 5 ชนิดต่อการดูดซับ อัตราการแพร่ และการระเหยในผ้าที่ติดบนแผ่นอะลูมิเนียม

Investigation of the impact of five adhesives on the absorption, diffusion rate, and evaporation in fabric attached to aluminum plate

ก้องนที วัฒนานุสิต¹, จุฬาลักษณ์ อินชนะ¹, อาทิตย์ คุณศรีสุข²

Kongnatee Wattananusit¹, Chulaluk Inchana¹, Atit Koonsrisuk²

บทคัดย่อ

การศึกษานี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองที่มีวัตถุประสงค์เพื่อหาชนิดของกาวที่เหมาะสมสำหรับการปรับปรุงการดูดซับ อัตราการแพร่และความสามารถในการระเหยน้ำของผ้าซึ่งช่วยยกระดับความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหย วิธีการศึกษาจะเปรียบเทียบกาว 5 ชนิด ที่ใช้ติดผ้าเข้ากับแผ่นอะลูมิเนียม ประเมินการดูดซับและอัตราการแพร่ของน้ำในผ้าโดยการสังเกตพฤติกรรมของน้ำที่หยดลงบนผ้า ขณะที่ความสามารถในการระเหยประเมินจากความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ไหลผ่านผ้าเปียกที่ติดตั้งในชุดทดสอบ เมื่อเปรียบเทียบอัตราการแพร่ของน้ำ, การระเหยของน้ำ และราคาต่อหน่วยมวลของกาว พบว่า กาว Draga เหมาะที่สุดที่จะใช้ติดผ้าเข้ากับอะลูมิเนียม โดยชิ้นงานที่ใช้กาว Draga มีอัตราการแพร่ของน้ำมากกว่ากาว SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 5.64 เท่า, 7.36 เท่า, และ 11.52 เท่า ตามลำดับ ขณะที่ความชื้นสัมบูรณ์ของอากาศที่ทางออกของชุดทดสอบเมื่อใช้กาว Draga เท่ากับ 16.91 g/kg ซึ่งมากกว่ากาว SikaFlex 740, Hot glue, และ SA เท่ากับ 22.17%, 22.46%, และ 26.70% ตามลำดับ นอกจากนี้ กาว Draga มีราคาถูกกว่ากาวชนิดอื่นประมาณ 2 เท่า ผลการศึกษานี้แสดงให้เห็นว่า การใช้กาว Draga สามารถเพิ่มอัตราการแพร่ของน้ำ การระเหยน้ำ และความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นแบบน้ำระเหยได้อย่างมีนัยสำคัญ

คำสำคัญ: การทำความเย็นแบบน้ำระเหย, กาว, การดูดซับ, อัตราการแพร่ของน้ำ, การระเหย

Abstract

The objective of this experimental study is to identify a suitable type of adhesive that can effectively enhance the absorbency rate and water evaporation capacity of fabrics, consequently improving the cooling capacity of evaporative coolers. Five distinct adhesives, utilized as binders between fabric and aluminum, were compared. The water absorption and diffusion rate through the adhered fabric onto the aluminum workpiece was evaluated by observing the behavior of water droplets. The evaporation capacity was measured by assessing the outlet humidity ratio of air after flowing over the wetted sample in a test rig. Among the tested adhesives, Draga glue demonstrated superior performance in terms of water diffusion rate, evaporation, and cost per unit mass. With Draga glue, water diffusion rates were 5.64, 7.36, and 11.52 times higher than those of

¹ นักศึกษาปริญญาโท, ² ผู้ช่วยศาสตราจารย์, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

¹ Master student, ² Assistant professor, School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Mueang District, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

Corresponding author: atit@sut.ac.th

ประวัติผู้เขียน

นายก้องนที วัฒนานุกูลสิทธิ์ เกิดเมื่อวันที่ 8 สิงหาคม พ.ศ. 2540 ภูมิลำเนาอยู่ที่ ต.หายโศก อ.พุทไธสง จ.บุรีรัมย์ เริ่มเข้าศึกษาระดับประถมศึกษาชั้นปีที่ 1 – 4 ณ โรงเรียนพระกุมารศึกษา และระดับประถมศึกษาชั้นปีที่ 5 – 6 ณ โรงเรียนอนุบาลพุทไธสง (โอภาสประชานุกุล) จากนั้นเข้าศึกษาระดับมัธยมศึกษาชั้นปีที่ 1 – 6 ณ โรงเรียนพุทไธสง และได้ศึกษาสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล) สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี พ.ศ. 2563 ในปีเดียวกัน ได้เข้าศึกษาต่อระดับปริญญาโท ที่มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในสาขาวิศวกรรมเครื่องกลและระบบกระบวนการ (หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล) โดยได้รับทุน การศึกษาแก่นักศึกษาระดับบัณฑิตศึกษาที่คณาจารย์ได้รับทุนวิจัยจากแหล่งทุนภายนอกจากกองทุนสนับสนุนการวิจัยและพัฒนา (OROG) ทั้งนี้ ในระหว่างการศึกษาระดับปริญญาโท ได้รับมอบหมายเป็นผู้ช่วยสอนในวิชาปฏิบัติการ 5 วิชา ได้แก่ เขียนแบบวิศวกรรม1 เขียนแบบวิศวกรรม2 ปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ปฏิบัติการความร้อนและของไหล ปฏิบัติการกระบวนการผลิต นอกจากนี้ ในระหว่างการศึกษายังได้มีโอกาสร่วมกับวิจัยกับคณาจารย์ผู้ทรงคุณวุฒิ จนได้รับได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยด้านนวัตกรรมเกษตรโครงการสนับสนุนทุนวิจัยแก่เครือข่ายภายนอก ประจำปีบัญชี 2565 ภายใต้ชื่อโครงการ “การพัฒนาระบบอบแห้งกล้วยที่ใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและสมาร์ต” ได้เข้าร่วมการนำเสนอผลงานทางวิชาการ 2 งาน ประชุม และได้รับการเผยแพร่ผลงานผ่านการตีพิมพ์วารสารทางวิชาการจำนวน 1 ฉบับ ได้แก่

1. ก้องนที วัฒนานุกูลสิทธิ์ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2565). ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของวัฏจักรคาลินา สำหรับแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิ 280 และ 300 องศาเซลเซียส. การประชุมวิชาการ การถ่ายทอดพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 21, โรงแรม วินทรี ซิตี้ รีสอร์ท จังหวัดเชียงใหม่, 10-11 มีนาคม 2565.
2. ก้องนที วัฒนานุกูลสิทธิ์ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2566). การศึกษาเชิงทดลองของระบบทำความเย็นแบบน้ำระเหยโดยอ้อมชนิดอากาศไหลย้อนกลับ. การประชุมวิชาการการถ่ายทอดพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน และกระบวนการ ครั้งที่ 22, โรงแรม เดอะ มันทรี จังหวัดเชียงราย, 9-10 มีนาคม 2566.
3. ก้องนที วัฒนานุกูลสิทธิ์, จุฬาลักษณ์ อินชนะ และอาทิตย์คุณศรีสุข. (2567). การศึกษาผลกระทบของกาว 5 ชนิดต่อการดูดซับ อัตราการแพร่ และการระเหยในผ้าที่ติดบนแผ่นอะลูมิเนียม. Journal of Science & Technology MSU, 43(4).