



## วิเคราะห์ผลการทดสอบ

เนื่องจากการดำเนินการวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในระบบปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วน โดยปรับปรุงคอนเดนเซอร์จากเครื่องปรับอากาศเดิมที่ใช้คอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงศึกษาถึงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำและสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ แล้วนำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของสภาวะอากาศภายนอกต่อสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศ, ปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ที่เหมาะสม, อัตราการไหลของน้ำในการฉีดน้ำลงบนคอยล์ร้อนที่เหมาะสม และความคุ้มค่าในเชิงเศรษฐกิจระหว่างเครื่องปรับอากาศทั้งสองแบบ

ดังนั้นการดำเนินการทดสอบในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ จะมีขอบเขตการทดสอบตามสภาวะอากาศภายนอกที่อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ต่าง ๆ ที่ใกล้เคียงกับสภาวะอากาศในประเทศไทยนอกเหนือจากการทดสอบในสภาวะมาตรฐานการทดสอบ(ภาคผนวก ก) โดยก่อนการทดสอบที่สภาวะอากาศต่าง ๆ นั้นจะทำการปรับสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศทั้งแบบระบายความร้อนด้วยอากาศและแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำให้สามารถทำงานได้เต็มประสิทธิภาพมากที่สุด โดยในส่วนของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจะทำการปรับเปลี่ยนปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ในระบบปรับอากาศ และในส่วนของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะทำการปรับเปลี่ยนปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 พร้อมทั้งอัตราการไหลของน้ำที่ฉีดลงบนคอยล์ร้อนของคอนเดนเซอร์

ซึ่งการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจะเริ่มจากการทดสอบที่สภาวะอากาศมาตรฐาน(กรณีที่ 1) ซึ่งมีสภาวะอากาศภายในห้องควบคุมอากาศร้อนเป็นอุณหภูมิกระเปาะแห้ง( $T_{db}$ ) = 35 °C และอุณหภูมิกระเปาะเปียก( $T_{wb}$ ) = 24 °C โดยจะทำการเติมน้ำยาสารทำความเย็นตามคู่มือการใช้งานเครื่องปรับอากาศยี่ห้อ TRANE ด้วยวิธีการเติมน้ำยาสารทำความเย็น R-22 แบบชุปเปอร์ฮีตดังแสดงในตารางที่ 5.1 จนได้ปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ที่เหมาะสมในการทำงานของระบบปรับอากาศ ซึ่งพบว่าต้องเติมน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ประมาณ 1.2 kg จึงได้ความดันทางด้านดูดเข้าคอมเพรสเซอร์( $P_s$ ) = 462.12 kPa

หรือ 67 psi และอุณหภูมิที่ดูด ( $T_1$ ) = 8.96 °C หรือ 48.12 °F ดังแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-1 และตารางที่ ง-1

ตารางที่ 5.1 แสดงการเติมน้ำยาสารทำความเย็น R-22 แบบซูปเปอร์ฮีต

อุณหภูมิภายนอก External Temperature	ความดันด้านดูด ( $P_1$ ) , ปอนด์ต่อตารางนิ้ว Pressure in Suction side ( $P_1$ ) , lb / in <sup>2</sup>													
	( °F )	60	62	64	66	68	70	72	74	76	78	80	82	84
		อุณหภูมิที่ดูด ( $T_1$ ) , °F Suction Temperature												
65	64	69	71	75	79	82	85							
70	59	64	69	71	75	79	82	85						
75	54	59	65	69	72	76	79	83	85					
80	48	54	59	64	69	72	75	79	81	85				
85	41	48	53	58	64	69	71	75	78	81	84			
90	35	40	47	52	57	62	65	68	72	75	78	81	85	
95			40	44	49	54	59	62	66	70	73	76	79	
100					44	48	53	58	63	65	69	72	75	
105						42	47	50	55	60	66	69	71	
110								45	50	55	60	65	68	

**หมายเหตุ :** วิธีการใช้ตารางคือ อ่านค่าอุณหภูมิอากาศภายนอกจากซ้ายไปขวา และค่าความดันที่ดูด ( $P_1$ ) จากบนลงล่าง จุดที่ตัดกันจะแสดงค่าอุณหภูมิที่ดูดที่ถูกต้อง เมื่อเติมน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ได้ที่เปรียบเทียบกับค่าอุณหภูมิที่ดูดที่อ่านได้ ( $T_1$ ) กับค่าอุณหภูมิที่ดูดจากตาราง ถ้าอุณหภูมิที่ดูดที่อ่านได้สูงกว่าอุณหภูมิที่ดูดจากตาราง แสดงว่าปริมาณน้ำยาในระบบยังน้อยไปให้เติมน้ำยาเข้าไปอีก ถ้าอุณหภูมิที่ดูดที่อ่านได้ต่ำกว่าอุณหภูมิที่ดูดจากตารางแสดงว่าปริมาณน้ำยาในระบบมากเกินไปให้ปล่อยน้ำยาทิ้งบางส่วน และปรับแต่งปริมาณน้ำยาจนอุณหภูมิที่ดูดเท่ากับในตาราง หรือผิดกันไม่เกิน 3 °F ในกรณีที่มีการปรับแต่งปริมาณน้ำยาทุกครั้งจะต้องเดินเครื่องปรับอากาศจนอยู่ในสภาวะสมดุลก่อนที่จะอ่านค่าใหม่

ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศทั้งสองแบบ โดยแยกเป็นกรณีที่ทดสอบทั้งหมด 14 กรณี แบ่งเป็น

1. กรณีที่ 1 – 5 ทดสอบด้วยเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ
2. กรณีที่ 6 – 14 ทดสอบด้วยเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ

ตารางที่ 4.1 แสดงสภาวะต่าง ๆ ในการทดสอบ

กรณีที่	อุณหภูมิห้องควบคุมอากาศร้อน		ปริมาณน้ำยา	อัตราการไหล	ชนิด Condenser
	T <sub>DB</sub> (°C)	T <sub>WB</sub> (°C) , %RH	R-22 (Kg)	ของน้ำ (L/min)	
1	35	24 , 40%	1.2	-	Air-Cooled Condenser
2	35	26.1 , 50%	1.2	-	
3	35	28.2 , 60%	1.2	-	
4	30	25.5 , 70%	1.2	-	
5	30	27.1 , 80%	1.2	-	
6	35	28.2 , 60%	1.2	15	Evaporative Condenser
7	35	28.2 , 60%	1.4	15	
8	35	28.2 , 60%	1.6	15	
9	35	28.2 , 60%	1.6	10	
10	35	28.2 , 60%	1.6	5	
11	35	26.1 , 50%	1.6	15	
12	35	26.1 , 50%	1.6	5	
13	30	25.5 , 70%	1.6	5	
14	30	27.1 , 80%	1.6	5	

ซึ่งผลการทดสอบที่ได้(ภาคผนวก ค และ ภาคผนวก ง) สามารถนำมาวิเคราะห์แยกตามหัวข้อได้ดังนี้

1. วิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศที่สภาวะอากาศภายนอกต่าง ๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของสภาวะอากาศที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงาน (กรณีที่ 1 ถึง 5)

2. เปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำเมื่อฉีดน้ำลงบนคอยล์ร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยตรง (กรณีที่ 3 กับ 6)

3. วิเคราะห์ผลของการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ เพื่อศึกษาผลของการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นต่อสมรรถนะการทำงาน (กรณีที่ 6 ถึง 8)

4. วิเคราะห์ผลของการปรับอัตราการไหลของน้ำในการฉีดน้ำลงบนคอยล์ร้อนของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ (กรณีที่ 8 ถึง 10)

5. เปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำหลังจากปรับให้มีสมรรถนะสูงสุด (กรณีที่ 3 กับ 10)

6. วิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำที่สภาวะอากาศภายนอกต่าง ๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของสภาวะอากาศที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงาน (กรณีที่ 8, 10, 11, 12, 13, 14)

7. วิเคราะห์ความคุ้มค่าในเชิงเศรษฐกิจของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ

**5.1 วิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศที่สภาวะอากาศภายนอกต่าง ๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของสภาวะอากาศที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงาน (กรณีที่ 1 ถึง 5)**

ในการดำเนินการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศเพื่อหาสมรรถนะเครื่องปรับอากาศที่สภาวะอากาศภายนอกต่าง ๆ นี้จะทดสอบที่สภาวะอากาศเดียวกับการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ(อธิบายในหัวข้อ 5.6) ซึ่งสามารถวิเคราะห์ผลได้ดังนี้

#### **5.1.1 สมรรถนะที่ได้จากการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ**

จากผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศในกรณีที่ 1 ถึง 5 ด้วยวิธีวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยตรง ซึ่งจะแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-1 ถึง ค-5 พบว่าในกรณีที่ 1 ถึง 3 ซึ่งมีอุณหภูมิอากาศภายนอกที่  $T_{db} = 35^{\circ}\text{C}$  เท่ากัน

จะมีค่าขีดความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_T$ ), ค่าพลังงานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ ( $W_T$ ), ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เกือบจะเท่ากันหมด เช่นเดียวกับในกรณีที่ 4 กับ 5 ซึ่งมีอุณหภูมิอากาศภายนอกที่  $T_{DB} = 30^\circ\text{C}$  เท่ากัน จะมีค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ในลักษณะเดียวกัน แต่จะมีค่า  $Q_T$  กับ EER มากกว่า และมีค่า  $W_T$  น้อยกว่าในกรณีที่ 1 ถึง 3 ดังแสดงในตารางที่ 5.2 ซึ่งจะแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ระหว่างกรณีที่ 2, 3, 4, 5 กับ กรณีที่ 1

ตารางที่ 5.2 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ของการระบายความร้อนด้วยอากาศ (กรณีที่ 1 ถึง 5)

สภาวะอากาศ สมรรถนะ	กรณีที่ 1	กรณีที่ 2	กรณีที่ 3	กรณีที่ 4	กรณีที่ 5
$Q_T$ (W)	3,225	3,200	3,200	3,375	3,350
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		↓ 0.76 %	↓ 0.76 %	↑ 4.65 %	↑ 3.88 %
$W_T$ (W)	1,275	1,275	1,275	1,200	1,200
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		0 %	0 %	↓ 5.88	↓ 5.88
EER	8.63	8.56	8.56	9.60	9.53
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		↓ 0.81 %	↓ 0.81 %	↑ 11.24 %	↑ 10.43 %

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง

### 5.1.2 สมรรถนะที่ได้จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ตามวัฏจักร การทำความเย็นแบบอัดไอ

จากการนำผลการวัดค่าต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 ในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศมาคำนวณทางทฤษฎีวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ดังแสดงผลการวัดและการคำนวณในตารางที่ ง-1 ถึง ง-5 จะพบว่าค่าความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_E$ ) จากการวิเคราะห์ทางคุณสมบัติสารทำความเย็น R-22 ในแต่ละกรณีมีค่าใกล้เคียงกับค่าขีดความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_T$ ) ที่วัดจากพลังงานที่ป้อนให้ห้องปรับอากาศโดยตรง แต่ค่า  $Q_E$  จะมากกว่าค่า  $Q_T$  เล็กน้อย เนื่องมาจากการวิเคราะห์ทางคุณสมบัติสารทำความเย็น R-22 จะรวมผลของการ

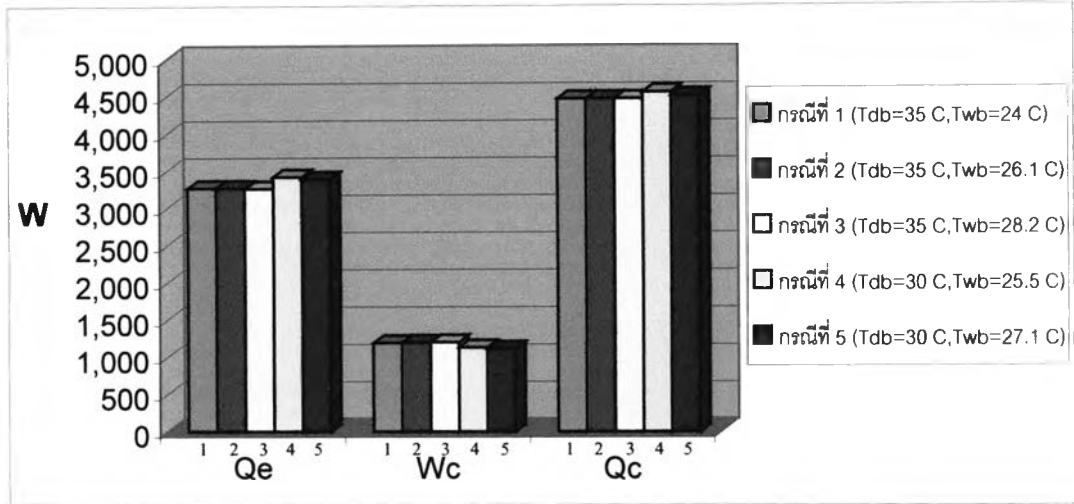
การเกิดไอร้อนยิ่งยวด (superheated) ที่ไม่มีประโยชน์ซึ่งเกิดบริเวณท่อทางดูดเข้าคอมเพรสเซอร์ที่อยู่ในห้องควบคุมอากาศร้อนด้วย และในกรณีที่อุณหภูมิอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 30^{\circ}\text{C}$  จะมีค่า  $Q_E$  มากกว่า  $Q_E$  ในกรณีที่อุณหภูมิอากาศภายนอกที่  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  แต่ในส่วนของงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ ( $W_C$ ) จะพบว่าในกรณีที่อุณหภูมิอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 30^{\circ}\text{C}$  จะมีค่า  $W_C$  น้อยกว่าในกรณีที่อุณหภูมิอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของกรณีที่อุณหภูมิอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 30^{\circ}\text{C}$  มีค่ามากกว่า กรณีที่อุณหภูมิอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  และค่าความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ ( $Q_C$ ) ซึ่งเท่ากับผลบวกของ  $Q_E$  กับ  $W_C$  จะชดเชยกันทำให้ในสภาวะอากาศภายนอกทั้งสองมีค่า  $Q_C$  ใกล้เคียงกัน

ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศจะขึ้นกับอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายนอก แต่ไม่ขึ้นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกหรือความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายนอก ดังแสดงผลการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP ระหว่างกรณีที่ 2, 3, 4, 5 กับ กรณีที่ 1 ในตารางที่ 5.3 และรูปที่ 5.1, 5.2

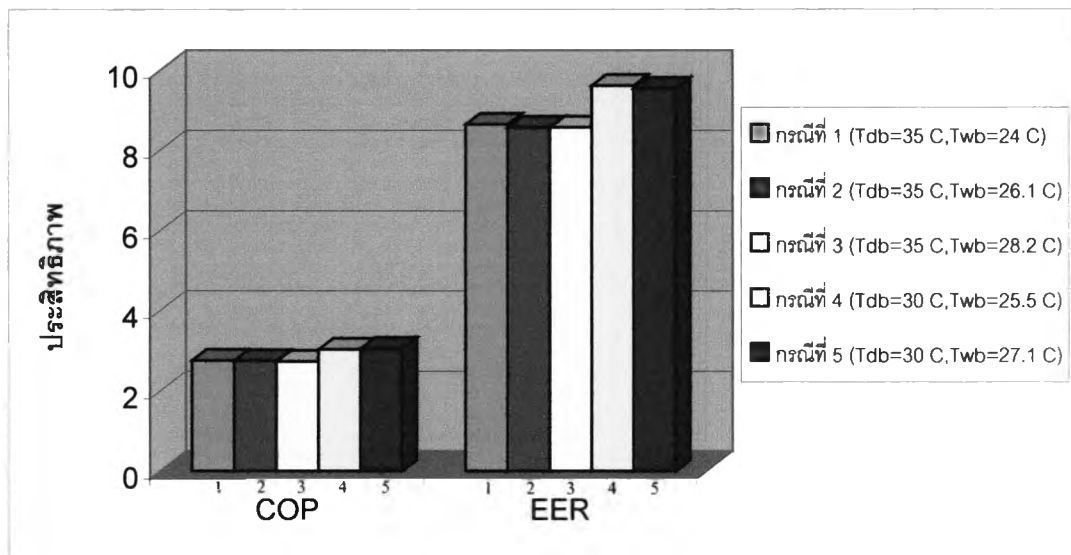
ตารางที่ 5.3 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP ของการระบายความร้อนด้วยอากาศ (กรณีที่ 1 ถึง 5)

สภาวะอากาศ สมรรถนะ	กรณีที่ 1	กรณีที่ 2	กรณีที่ 3	กรณีที่ 4	กรณีที่ 5
$Q_E$ (W)	3,271	3,269	3,262	3,418	3,389
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		↓ 0.06 %	↓ 0.28 %	↑ 4.49 %	↑ 3.61 %
$W_C$ (W)	1,191	1,194	1,201	1,132	1,113
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		↑ 0.25 %	↑ 0.84 %	↓ 4.95 %	↓ 6.55 %
$Q_C$ (W)	4,461	4,463	4,463	4,550	4,502
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		↑ 0.04 %	↑ 0.04 %	↑ 2.00 %	↑ 0.92 %
COP	2.747	2.738	2.717	3.020	3.045
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 2,3,4,5 เทียบกับกรณีที่ 1		↓ 0.33 %	↓ 1.09 %	↑ 9.93 %	↑ 10.85 %

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น , ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง



รูปที่ 5.1 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$  ของการระบายความร้อนด้วยอากาศ(กรณีที่ 1 ถึง 5)

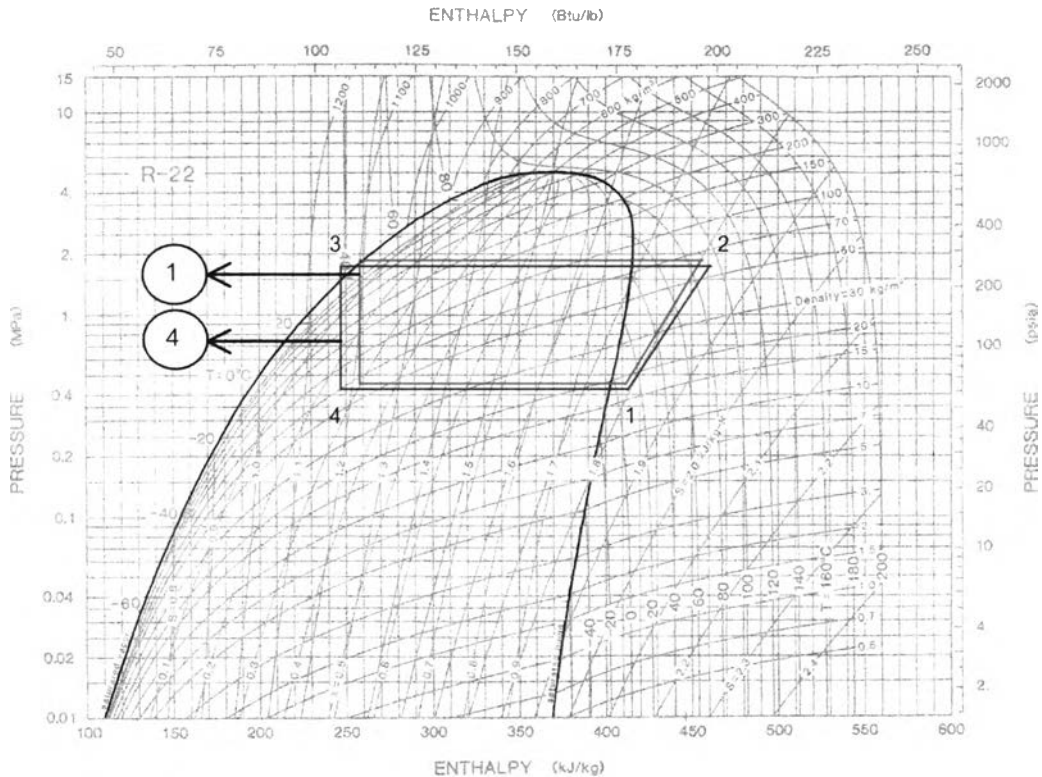


รูปที่ 5.2 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า COP , EER ของการระบายความร้อนด้วยอากาศ(กรณีที่ 1 ถึง 5)

### 5.1.3 ลักษณะการทำงานของระบบปรับอากาศตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากตารางผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศในกรณีที่ 1 ถึง 5 (ตารางที่ ง-1 ถึง ง-5) เมื่อนำวัฏจักรการทำความเย็นมาเขียนบนแผนภาพ P - h ของสารทำความเย็น R-22 สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 วัฏจักรคือ วัฏจักรการทำความเย็นที่สภาวะอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  ได้แก่กรณีที่ 1, 2, 3 ซึ่งจะมีวัฏจักรการทำความเย็นเหมือนกัน และวัฏจักรการทำความเย็นที่สภาวะอากาศภายนอกมี  $T_{DB} = 30^{\circ}\text{C}$  ได้แก่กรณีที่ 4, 5 ซึ่งจะมีวัฏจักรการทำ

ความเย็นเหมือนกัน และพบว่าในวัฏจักรที่มี  $T_{DB} = 30^{\circ}\text{C}$  จะมีประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศดีกว่าวัฏจักรที่มี  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  เพราะอุณหภูมิการควบแน่นของสารทำความเย็นจะต่ำกว่าทำให้คอนเดนเซอร์สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น และมีผลของความเย็นที่ได้มาต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_E$ ) มากกว่าทำให้สามารถทำความเย็นได้มากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 แสดงแผนภาพ P – h ของการระบายความร้อนด้วยอากาศระหว่าง  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  (กรณีที่ 1) กับ  $T_{DB} = 30^{\circ}\text{C}$  (กรณีที่ 4)

5.2 เปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำเมื่อจุดน้ำลงบนคอยล์ร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยตรง (กรณีที่ 3 กับ 6)

จากการดำเนินการทดสอบเครื่องปรับอากาศทั้งสองแบบคือแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ(กรณีที่ 3) กับ แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ(กรณีที่ 6) ได้เลือกใช้สภาวะอากาศภายนอกเดียวกันคือมี  $T_{DB} = 35^{\circ}\text{C}$  ,  $T_{WB} = 28.2^{\circ}\text{C}$  (หรือ 60 %RH) โดยเครื่องปรับอากาศทั้งสองจะมีปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 เท่ากัน(= 1.2 kg) และการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำนี้จะจุดน้ำลงบนคอยล์ร้อนโดยตรง ด้วยอัตราการไหลที่มากที่สุดคือ 15 l/min เพราะเป็นการปรับปรุงที่สะดวกที่สุด ซึ่งผลการทดสอบจะแสดงในตารางที่ ค-3 , ค-6 และตารางที่ ง-3 , ง-6 ซึ่งสามารถเปรียบเทียบการทดสอบกรณีทั้งสองได้ดังนี้



### 5.2.1 สมรรถนะที่ได้จากการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

จากผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศทั้งสองแบบตามสภาวะทดสอบในกรณี 3 กับ กรณี 6 สามารถหาค่าสมรรถนะเครื่องปรับอากาศด้วยการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยตรง ดังแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-3 และ ค-6 พบว่าเมื่อเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศเปลี่ยนเป็นการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำโดยตรง จะมีค่าขีดความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_T$ ) ที่ลดลง (4.69 %) แต่จะมีค่าพลังงานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ ( $W_T$ ) ลดลงในเปอร์เซ็นต์ที่มากกว่า (15.69 %) ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) จึงเพิ่มขึ้นเท่ากับ 13.08 % ซึ่งจะแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศในกรณี 3 กับ เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณี 6 ดังตารางที่ 5.4

ตารางที่ 5.4 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ (กรณี 3 กับ 6)

สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_T$ (W)	$W_T$ (W)	EER
กรณีที่ 3 (Air-Cooled)	3,200	1,275	8.56
กรณีที่ 6 (Evaporative)	3,050	1,075	9.68
% เปลี่ยนแปลง	↓4.69%	↓15.69%	↑13.08%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง

### 5.2.2 สมรรถนะที่ได้จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากการนำผลการวัดค่าต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณี 3 กับ กรณี 6 มาคำนวณทางทฤษฎีวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอตามคุณสมบัติสารทำความเย็น R-22 ดังแสดงผลการวัดและการคำนวณในตารางที่ ง-3 และ ง-6 จะพบว่ามีค่าความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_E$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะลดลง (5.06 %) เมื่อเทียบกับ  $Q_E$  ของการระบายความร้อนด้วยอากาศ เพราะอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_r$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำลดลงมาก (17.14 %) ถึงแม้ว่าความ

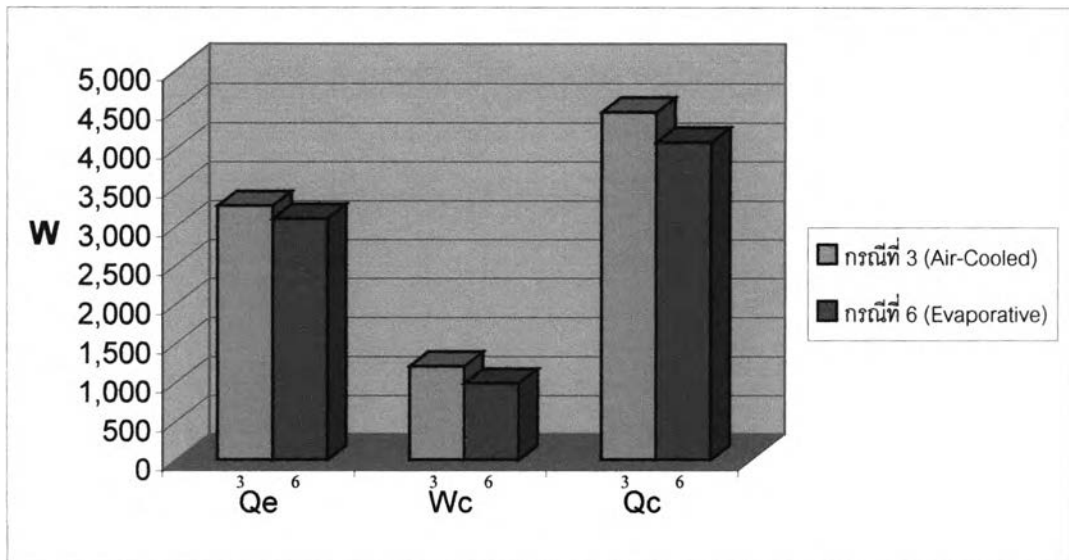
สามารถในการทำความเย็นต่อกิโลกรัมสารทำความเย็นที่ไหลวนเวียนในวงจร ( $q_E$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะเพิ่มขึ้นก็ตาม (ดูรูปที่ 5.6) และงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ ( $W_C$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะลดลงมาก (18.23 %) เมื่อเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ เพราะอุณหภูมิและความดันของการควบแน่นสารทำความเย็นลดลง ส่งผลให้ความดันทางด้านส่งของคอมเพรสเซอร์ลดลงด้วย (22.28 %) ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจึงเพิ่มขึ้น (16.05 %) เนื่องจากการลดลงของ  $W_C$  มีผลมากกว่าการลดลงของ  $Q_E$  ส่วนค่าความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ ( $Q_C$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะมีค่าลดลง (8.60 %) ตาม  $Q_E$ ,  $W_C$  ที่ลดลงเมื่อเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ

ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำที่ใช้น้ำลางบนคอยล์ร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยตรงจะลดความสามารถในการทำความเย็นของระบบปรับอากาศเนื่องจากอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะลดลงมาก แต่จะไปเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นของระบบปรับอากาศให้ดีขึ้นโดยดูจากค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ที่เพิ่มขึ้นมาก และยังทำให้ความดันทางด้านส่งของคอมเพรสเซอร์ลดลงมาก จึงช่วยลดภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ให้ทำงานที่ความดันด้านส่ง ( $P_{dis}$ ) ต่ำ ๆ ได้ ทำให้สามารถยืดอายุการทำงานของคอมเพรสเซอร์ได้นานขึ้น ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $P_{dis}$ ,  $T_C$  ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ(กรณีที่ 3) กับ เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ(กรณีที่ 6) ในตารางที่ 5.5 และ รูปที่ 5.4 , 5.5

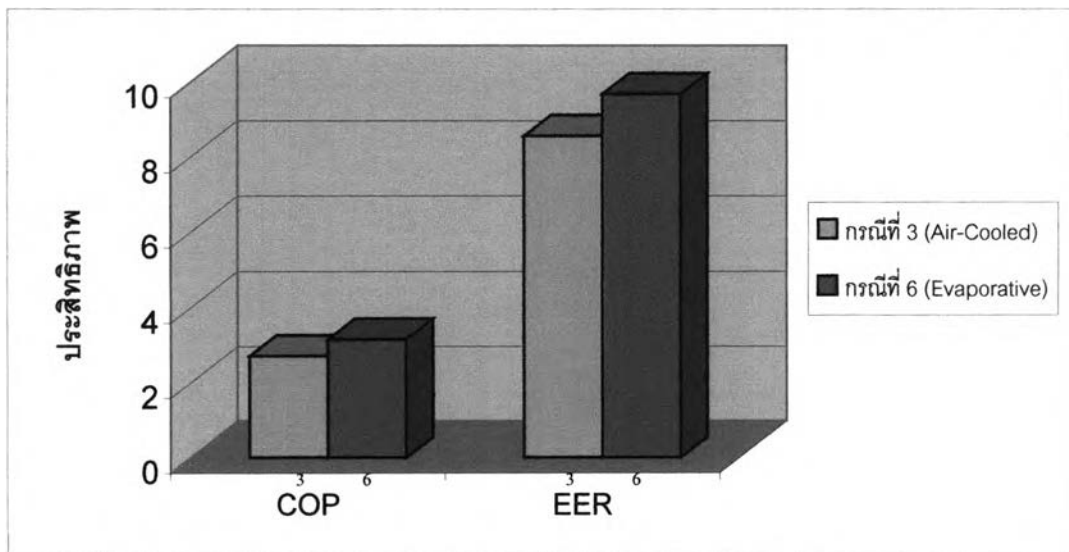
ตารางที่ 5.5 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $P_{dis}$ ,  $T_C$  ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณีที่ 3 กับ 6)

สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_E$ (W)	$W_C$ (W)	$Q_C$ (W)	COP	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$P_{dis}$ (kPa)	$T_C$ ( $^{\circ}$ C)
กรณีที่ 3 (Air-Cooled)	3,262	1,201	4,463	2.717	0.0210	1,823	46.85
กรณีที่ 6 (Evaporative)	3,097	982	4,079	3.153	0.0174	1,407	36.11
% เปลี่ยนแปลง	↓5.06%	↓18.23%	↓8.60%	↑16.05%	↓17.14%	↓22.82%	-

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น , ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง



รูปที่ 5.4 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$  ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณีที่ 3 กับ 6)

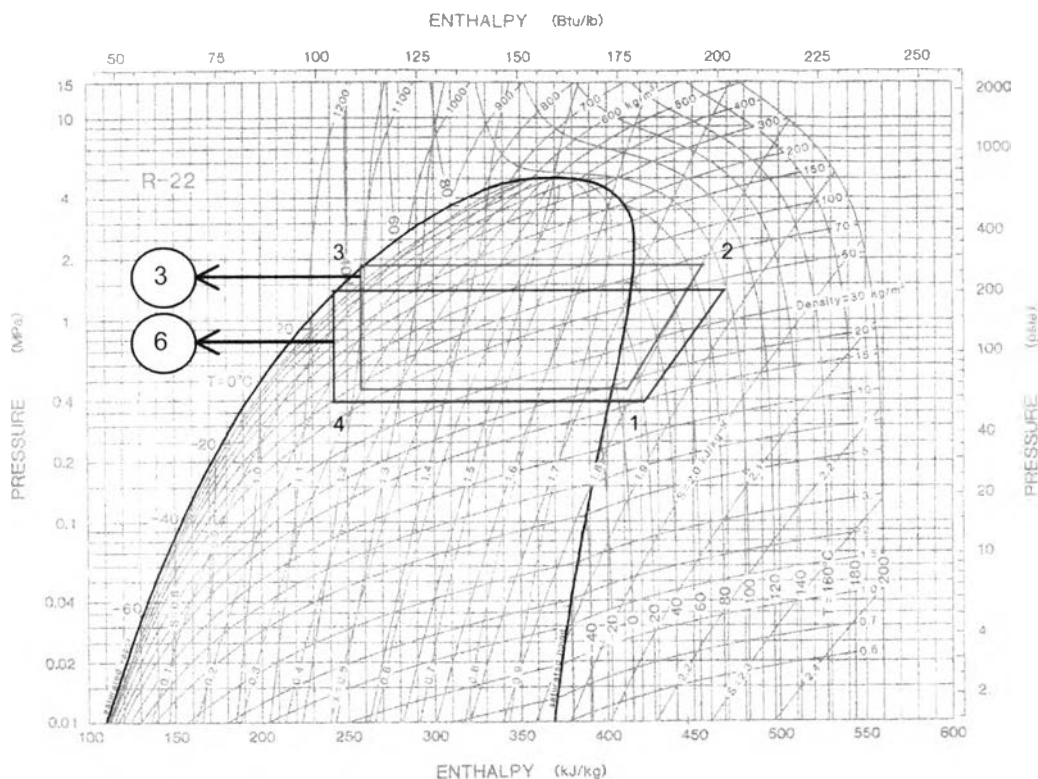


รูปที่ 5.5 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า COP, EER ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณีที่ 3 กับ 6)

### 5.2.3 ลักษณะการทำงานของระบบปรับอากาศตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากตารางผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณีที่ 3 กับ 6 (ตารางที่ ง-3 ถึง ง-6) เมื่อนำวัฏจักรการทำความเย็นมาเขียนบนแผนภาพ P - h ของสารทำความเย็น R-22 ดังแสดงในรูปที่ 5.6 พบว่าการเปลี่ยนแปลงการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์จากการระบายความร้อนด้วยอากาศไปเป็นการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำโดยตรง จะลดอุณหภูมิและความดันของการควบแน่นสารทำความเย็นลง และมีผลทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนของ

คอนเดนเซอร์ตอกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_c$ ) เพิ่มขึ้น ซึ่งกล่าวได้ว่าคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ได้ดีกว่าคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังนั้นเมื่อสารทำความเย็นที่อยู่ในสภาพไอร้อนยิ่งยวดเข้ามาในคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำก็จะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวได้เร็วกว่าคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศจึงเกิดช่องว่างในท่อควบแน่นเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงสามารถเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศได้มากขึ้น(อธิบายในหัวข้อ 5.3) และการลดลงของความดันควบแน่นของสารทำความเย็นจะส่งผลให้ความดันระเหยของสารทำความเย็นลดลงตามด้วย ทำให้ความสามารถในการทำความเย็นตอกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_e$ ) เพิ่มขึ้น แต่ในขณะที่ปริมาณสารทำความเย็นมีเท่าเดิมทำให้บริเวณก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์มีสภาพเป็นไอร้อนยิ่งยวดมากขึ้น ซึ่งตามกฎหมายของชาร์ลส์ (Charles's law) คือเมื่ออุณหภูมิไอสูงขึ้นปริมาตรของไอก็จะสูงขึ้นตาม( $V \propto T$ ) ดังนั้นปริมาตรของไอทางด้านดูดที่คอมเพรสเซอร์ตอกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $v_g$ ) จะเพิ่มขึ้น นั่นคือทุก ๆ 1 กิโลกรัมของไอนี้จะต้องการเนื้อที่ในคอมเพรสเซอร์มากขึ้นกว่าเดิมทำให้คอมเพรสเซอร์อัดมวลสารทำความเย็นได้น้อยลง จึงทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นลดลงมากกว่าการระบายความร้อนด้วยอากาศ



รูปที่ 5.6 แสดงแผนภาพ P – h ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณีที่ 3 กับ 6)

### 5.3 วิเคราะห์ผลของการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น R-22 ในเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ เพื่อศึกษาผลของการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นต่อสมรรถนะการทำงาน (กรณี 6 ถึง 8)

จากผลการวิเคราะห์ในหัวข้อ 5.2 เมื่อเปลี่ยนเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำโดยตรงพบว่าคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำสามารถควบแน่นสารทำความเย็นได้ดีขึ้นทำให้เกิดช่องว่างในท่อควบแน่นมากขึ้น และทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นลดลงมาก ส่งผลให้ความสามารถในการทำ ความเย็น ( $Q_c$ ) ลดลง ดังนั้นจึงได้ปรับสมรรถนะของระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำโดยการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นจาก 1.2 kg เป็น 1.4 kg และ 1.6 kg โดยสภาวะอากาศยังคงเหมือนเดิม ดังการทดสอบเครื่องปรับอากาศกรณี 6 , 7 , 8 ตามลำดับ ซึ่งสามารถวิเคราะห์ผลของการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นต่อสมรรถนะการทำงานของระบบปรับอากาศได้ดังนี้

#### 5.3.1 สมรรถนะที่ได้จากการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

จากผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณี 6 , 7 , 8 ด้วยวิธีวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยตรง ซึ่งจะแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-6 ถึง ค-8 พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นเป็น 1.4 kg และ 1.6 kg ค่าขีดความสามารถในการทำ ความเย็น ( $Q_T$ ) จะเพิ่มขึ้น 4.92 % และ 8.20 % ตามลำดับ และค่าพลังงานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ ( $W_T$ ) จะเพิ่มขึ้น 2.33 % และ 4.65 % ตามลำดับ แต่ผลของการเพิ่ม  $Q_T$  มากกว่าผลการเพิ่ม  $W_T$  ดังนั้นทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น ตารางที่ 5.6 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$  ,  $W_T$  , EER ในกรณี 6,7,8 เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยา R-22

สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_T$ (W)	$W_T$ (W)	EER
กรณี 6 (R-22=1.2 kg)	3,050	1,075	9.68
กรณี 7 (R-22=1.4 kg)	3,200	1,100	9.93
% เปลี่ยนแปลงกรณี 7 เทียบกับกรณี 6	↑4.92%	↑2.33%	↑2.58%
กรณี 8 (R-22=1.6 kg)	3,300	1,125	10.01
% เปลี่ยนแปลงกรณี 8 เทียบกับกรณี 6	↑8.20%	↑4.65%	↑3.41%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น , ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง

เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นเป็น 2.58 % และ 3.41 % ตามลำดับ ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_r$ ,  $W_r$ , EER ระหว่างกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 เทียบกับกรณีที่ 6 ในตารางที่ 5.6

### 5.3.2 สมรรถนะที่ได้จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

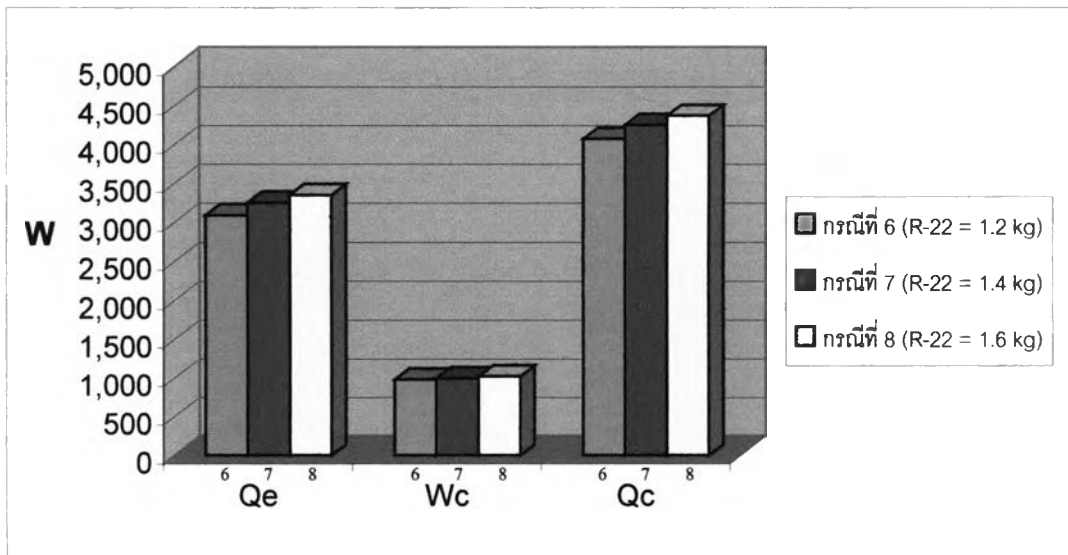
จากการนำผลการวัดค่าต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 ในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณีที่ 6, 7, 8 มาคำนวณทางทฤษฎีวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ดังแสดงผลการวัดและการคำนวณในตารางที่ 5-6 ถึง 5-8 จะพบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น ค่าความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_e$ ) ของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 จะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 5.20 % และ 8.33 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 เพราะอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_r$ ) ในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 เพิ่มขึ้นเท่ากับ 5.75 % และ 10.92 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 และงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ ( $W_c$ ) ในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 เพิ่มขึ้นเท่ากับ 1.83 % และ 4.18 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 แต่ผลของการเพิ่ม  $Q_e$  มากกว่าผลการเพิ่ม  $W_c$  ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 จึงเพิ่มขึ้นเท่ากับ 3.33 % และ 3.96 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 ส่วนค่าความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ ( $Q_c$ ) ในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 จะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 4.39 % และ 7.35 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 ในขณะเดียวกันการที่คอนเดนเซอร์สามารถระบายความร้อนออกได้ดีจะมีผลทำให้อัตราการระเหยน้ำ ( $\dot{m}_e$ ) เพิ่มขึ้น โดยในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 จะมี  $\dot{m}_e$  เพิ่มขึ้นเท่ากับ 14.80 % และ 16.59 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 แต่ในส่วนของประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ ( $\varepsilon$ ) ในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 จะลดลงเท่ากับ 12.06 % และ 20.69 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 6 เพราะอุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็น ( $T_c$ ) ในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 เพิ่มขึ้นมากกว่ากรณีที่ 6 จึงทำให้ค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์สูงสุด (Maximum capacity) ในสมการ [3.23] เพิ่มขึ้น ซึ่งได้แสดงทิศทางการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำดังรูปที่ 5-1 ถึง 5-3 ในภาคผนวก ง

ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าในการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศให้ดีขึ้นโดยดูจากค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อถึงจุดหนึ่งการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นจะไม่มีผลต่อระบบปรับอากาศดังกรณีที่ 7 และ 8 จะมีค่าไม่ต่างกันมาก ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $\dot{m}_e$ ,  $\varepsilon$ ,  $T_c$  ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 เทียบกับกรณีที่ 6 ในตารางที่ 5.7 และรูปที่ 5.7, 5.8

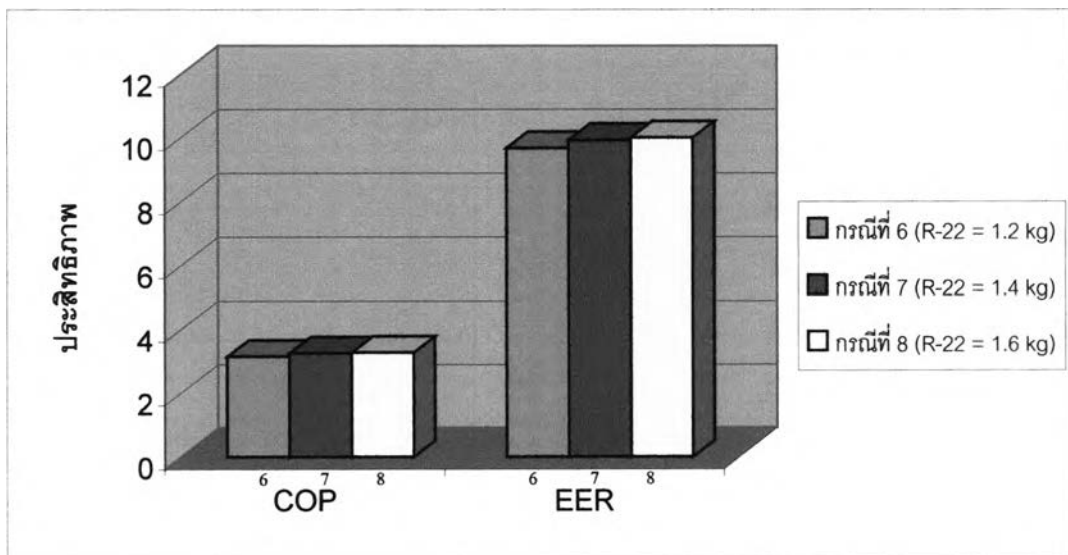
ตารางที่ 5.7 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $\dot{m}_e$ ,  $\epsilon$ ,  $T_C$  ในกรณีที่ 6, 7, 8 เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยา R-22

สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_E$ (W)	$W_C$ (W)	$Q_C$ (W)	COP	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\epsilon$	$T_C$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
กรณีที่ 6 (R-22=1.2 kg)	3,097	982	4,079	3.153	0.0174	0.00223	0.4220	36.11
กรณีที่ 7 (R-22=1.4 kg)	3,258	1,000	4,258	3.258	0.0184	0.00256	0.3711	36.83
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 7 เทียบกับกรณีที่ 6	↑5.20%	↑1.83%	↑4.39%	↑3.33%	↑5.75%	↑14.80%	↓12.06%	-
กรณีที่ 8 (R-22=1.6 kg)	3,355	1,023	4,379	3.278	0.0193	0.00260	0.3347	38.48
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 8 เทียบกับกรณีที่ 6	↑8.33%	↑4.18%	↑7.35%	↑3.96%	↑10.92%	↑16.59%	↓20.69%	-

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง



รูปที่ 5.7 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$  ในกรณีที่ 6, 7, 8 เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยา R-22



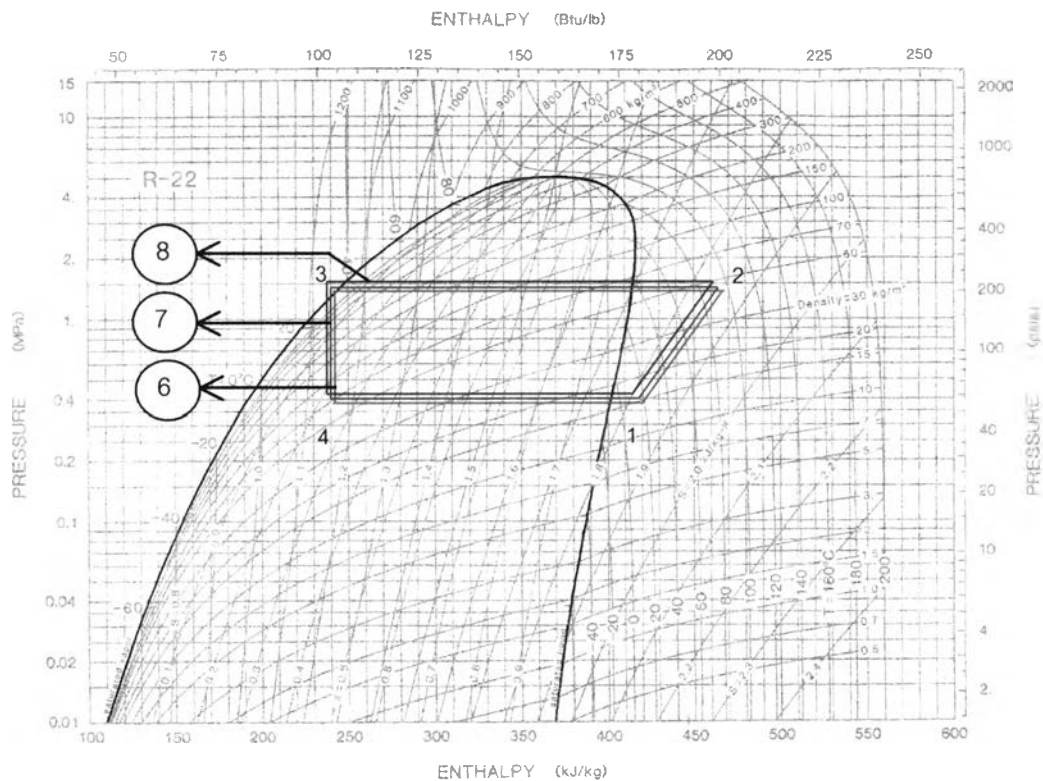
รูปที่ 5.8 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า COP, EER ในกรณีที่ 6, 7, 8 เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยา R-22

### 5.3.3 ลักษณะการทำงานของระบบปรับอากาศตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากตารางผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 6, 7, 8 (ตารางที่ ง-6 ถึง ง-8) เมื่อนำวัฏจักรการทำความเย็นมาเขียนบนแผนภาพ P-h ของสารทำความเย็น R-22 ดังแสดงในรูปที่ 5.9 พบว่าเมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 จะทำให้การควบแน่นของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์เกิดได้ทั่วทั้งท่อควบแน่นมากขึ้น ดังนั้นที่บริเวณทางออกของคอนเดนเซอร์จึงเกิดสถานะของเหลวที่เย็นลงกว่า



ปกติ (Subcooling the liquid) มากขึ้นตามลำดับ และเช่นเดียวกันบริเวณที่ระเหยในเครื่องทำ  
 ระเหยจะเกิดการระเหยน้ำยาสารทำความเย็นได้ทั่วทั้งท่อ ทำให้ของเหลวกลายเป็นไอร้อนยิ่งยวด  
 ได้น้อยลง ที่สภาวะทางจุดเข้าคอมเพรสเซอร์จึงมีปริมาตรของไอทางด้านจุดที่คอมเพรสเซอร์ต่อ  
 กิโลกรัมสารทำความเย็น ( $v_g$ ) ลดลงตามลำดับ ดังนั้นจึงทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็น  
 ในกรณีที่ 7 และกรณีที่ 8 เพิ่มขึ้นด้วยตามลำดับ ในขณะที่ค่าความสามารถในการทำความเย็นต่อ  
 กิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_E$ ) , งานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_w$ ) และ  
 ค่าความสามารถในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_c$ ) ในวัฏ  
 จักรการทำความเย็นในกรณีที่ 6 , 7 และ 8 จะมีลักษณะการทำงานที่เหมือนกัน



รูปที่ 5.9 แสดงแผนภาพ P – h ของการทดสอบกรณีที่ 6 , 7 , 8  
 เมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยา R-22

#### 5.4 วิเคราะห์ผลของการปรับอัตราการไหลของน้ำในการฉีดน้ำลงบนคอยล์ร้อนของ เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ (กรณีที่ 8 ถึง 10)

เนื่องจากในการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณี  
 ที่ 6 ถึง 8 ได้ใช้อัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อนที่ 15 l/min ซึ่งเป็นอัตราการไหลที่สูง  
 จึงส่งผลต่ออัตราการไหลของอากาศผ่านคอนเดนเซอร์ เพราะในการทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศ  
 แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในงานวิจัยนี้ไม่ได้มีการเปลี่ยนแปลงขนาดของพัด

ลมที่คอนเดนเซอร์ ดังนั้นจึงได้ปรับสมรรถนะของการระบายความร้อนในคอนเดนเซอร์ด้วยการลดอัตราการไหลของน้ำในการฉีดจาก 15 l/min เป็น 10 l/min และ 5 l/min โดยสภาวะอากาศยังคงเหมือนเดิม ดังการทดสอบเครื่องปรับอากาศกรณีที่ 8 , 9 , 10 ตามลำดับ ซึ่งสามารถวิเคราะห์ผลของการปรับอัตราการไหลของน้ำในการฉีดน้ำลงบนคอยล์ร้อนต่อสมรรถนะการทำงานของระบบปรับอากาศได้ดังนี้

#### 5.4.1 สมรรถนะที่ได้จากการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

จากผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 8 , 9 , 10 ด้วยวิธีวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยตรง ซึ่งจะแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-8 ถึง ค-10 พบว่าเมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำฉีดเป็น 10 l/min และ 5 l/min ค่าขีดความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_T$ ) จะเพิ่มขึ้น 3.03 % และ 4.55 % ตามลำดับ และ ค่าพลังงานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ ( $W_T$ ) จะเพิ่มขึ้น 2.22 % เท่ากัน แต่ผลของการเพิ่ม  $Q_T$  มากกว่าผล การเพิ่ม  $W_T$  ดังนั้นทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มปริมาณน้ำยา สารทำความเย็นเป็น 0.80 % และ 2.30 % ตามลำดับ ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$  ,  $W_T$  , EER ระหว่างกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 เทียบกับกรณีที่ 8 ในตารางที่ 5.8

ตารางที่ 5.8 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$  ,  $W_T$  , EER ในกรณีที่ 8 , 9 , 10 เมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง

สภาวะอากาศ / สมรรถนะ	$Q_T$ (W)	$W_T$ (W)	EER
กรณีที่ 8 ( $\dot{m}_w = 15$ l/min)	3,300	1,125	10.01
กรณีที่ 9 ( $\dot{m}_w = 10$ l/min)	3,400	1,150	10.09
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 9 เทียบกับกรณีที่ 8	↑3.03%	↑2.22%	↑0.80%
กรณีที่ 10 ( $\dot{m}_w = 5$ l/min)	3,450	1,150	10.24
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 10 เทียบกับกรณีที่ 8	↑4.55%	↑2.22%	↑2.30%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น , ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง

#### 5.4.2 สมรรถนะที่ได้จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ตามวัฏจักร การทำความเย็นแบบอัดไอ

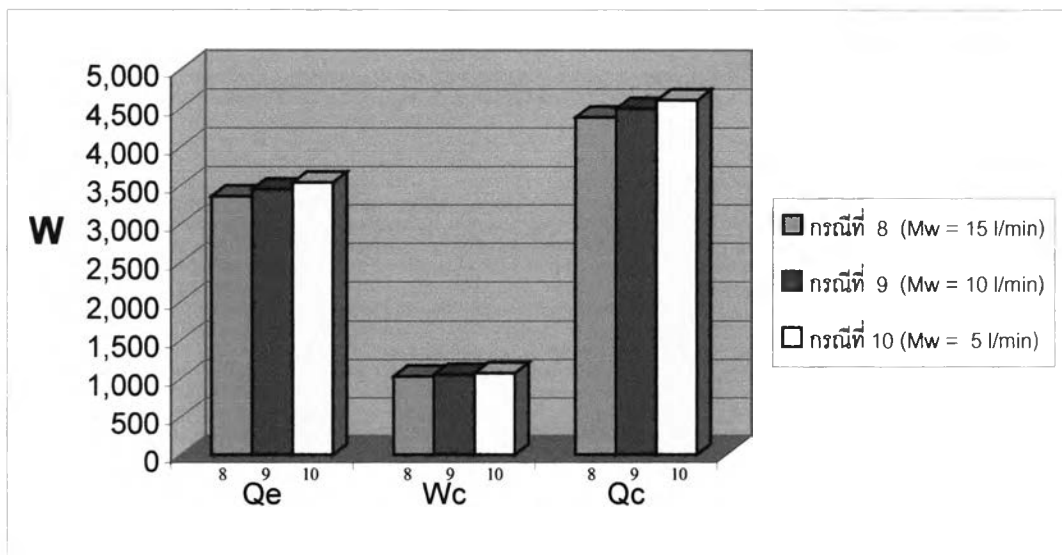
จากการนำผลการวัดค่าต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 ในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณีที่ 8, 9, 10 มาคำนวณทางทฤษฎีวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ดังแสดงผลการวัดและการคำนวณในตารางที่ 5-8 ถึง 5-10 จะพบว่าเมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลดลงค่าความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_E$ ) ของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 จะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 2.74 % และ 5.37 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 เพราะอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_r$ ) ในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 เพิ่มขึ้นเท่ากับ 3.63 % และ 7.77 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 และงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ ( $W_C$ ) ในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 เพิ่มขึ้นเท่ากับ 2.15 % และ 4.11 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 แต่ผลของการเพิ่ม  $Q_E$  มากกว่าผลการเพิ่ม  $W_C$  เล็กน้อย ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 จึงเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเท่ากับ 0.61 % และ 1.28 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 ส่วนค่าความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ ( $Q_C$ ) ในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 จะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 2.58 % และ 5.05 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 เพราะอัตราการไหลของน้ำในการฉีดยิ่งน้อยลงอัตราการไหลของอากาศ ( $\dot{m}_a$ ) จะถูกกั้นด้วยน้ำน้อยลงเท่านั้น ทำให้อัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของน้ำในการฉีดลดลงโดยในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 จะมี  $\dot{m}_a$  เพิ่มขึ้นเท่ากับ 17.91 % และ 35.57 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 ในขณะที่เดียวกันการที่คอนเดนเซอร์สามารถระบายความร้อนออกได้ดีจะมีผลทำให้อัตราการระเหยน้ำ ( $\dot{m}_e$ ) เพิ่มขึ้นด้วยโดยในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 จะมี  $\dot{m}_e$  เพิ่มขึ้นเท่ากับ 17.91 % และ 35.57 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 แต่ในส่วนของประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ ( $\epsilon$ ) ในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 จะลดลงเท่ากับ 3.79 % และ 11.47 % เมื่อเทียบกับกรณีที่ 8 เพราะอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อนลดลงพื้นผิวคอยล์ร้อนจึงสัมผัสกับน้ำได้น้อยลง ทำให้ค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์สูงสุด (Maximum capacity) ในสมการ [3.23] เพิ่มขึ้น ซึ่งได้แสดงทิศทางการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำดังรูปที่ 5-4 ถึง 5-6 ในภาคผนวก ง

ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าการลดอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อน ถึงแม้ว่าจะมีผลทำให้น้ำสัมผัสกับพื้นผิวคอยล์ร้อนได้น้อยลง แต่จะถูกชดเชยด้วยอัตราการไหลของอากาศผ่านคอนเดนเซอร์ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นการลดอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อนจึงช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศให้ดีขึ้นโดยดูจากค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ที่เพิ่มขึ้น ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $\dot{m}_a$ ,  $\dot{m}_e$ ,  $\epsilon$  ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 9 และกรณีที่ 10 เทียบกับกรณีที่ 8 ในตารางที่ 5.9 และรูปที่ 5.10, 5.11

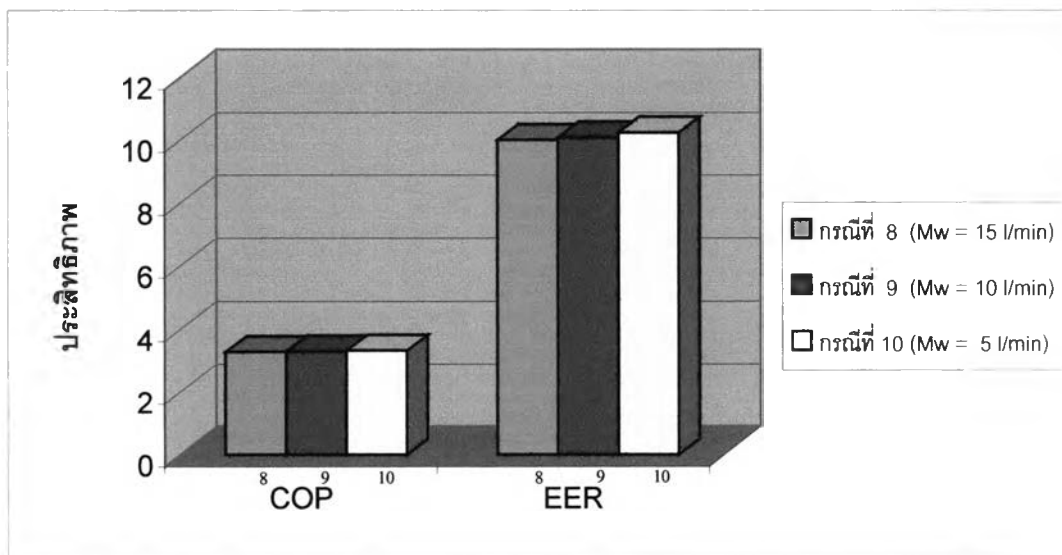
ตารางที่ 5.9 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $\dot{m}_a$ ,  $\dot{m}_e$ ,  $\epsilon$  ในกรณีที่ 8, 9, 10 เมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง

สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_E$ (W)	$W_C$ (W)	$Q_C$ (W)	COP	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$\dot{m}_a$ (kg/s)	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\epsilon$
กรณีที่ 8 ( $\dot{m}_w = 15$ l/min)	3,355	1,023	4,379	3.278	0.0193	0.3143	0.00260	0.3347
กรณีที่ 9 ( $\dot{m}_w = 10$ l/min)	3,447	1,045	4,492	3.298	0.0200	0.3706	0.00296	0.3220
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 9 เทียบกับกรณีที่ 8	↑2.74%	↑2.15%	↑2.58%	↑0.61%	↑3.63%	↑17.91%	↑13.85%	↓3.79%
กรณีที่ 10 ( $\dot{m}_w = 5$ l/min)	3,535	1,065	4,600	3.320	0.0208	0.4261	0.00315	0.2962
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 10 เทียบกับกรณีที่ 8	↑5.37%	↑4.11%	↑5.05%	↑1.28%	↑7.77%	↑35.57%	↑21.15%	↓11.47%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง,  $\dot{m}_a$  ของ Air-Cooled Condenser = 0.5173 kg/s



รูปที่ 5.10 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$  ในกรณีที่ 8, 9, 10 เมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง

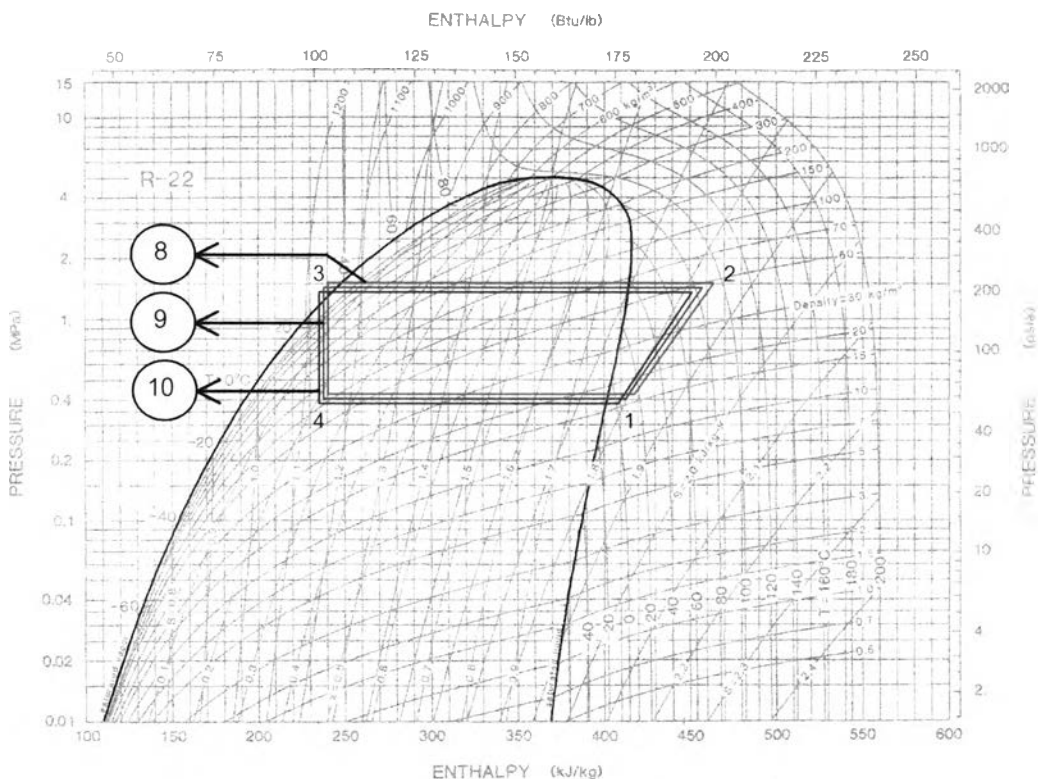


รูปที่ 5.11 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า COP, EER ในกรณีที่ 8, 9, 10 เมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง

### 5.4.3 ลักษณะการทำงานของระบบปรับอากาศตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากตารางผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 8, 9, 10 (ตารางที่ ง-8 ถึง ง-10) เมื่อนำวัฏจักรการทำความเย็นมาเขียนบนแผนภาพ P-h ของสารทำความเย็น R-22 ดังแสดงในรูปที่ 5.12 พบว่าเมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลดลงจะทำให้อุณหภูมิและความดันควบแน่นของคอนเดนเซอร์ลดลงเนื่องจากคอนเดนเซอร์สามารถระบายความร้อนได้มากขึ้นเพราะอัตราการไหลของอากาศผ่านคอนเดนเซอร์เพิ่มขึ้น ใน

ขณะที่ค่าความสามารถในการทำความเย็นต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_E$ ) , งานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_w$ ) และค่าความสามารถในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_C$ ) ในวัฏจักรการทำความเย็นในกรณีที่ 8 , 9 และ 10 จะมีลักษณะการทำงานที่เหมือนกัน



รูปที่ 5.12 แสดงแผนภาพ P – h ของการทดสอบกรณีที่ 8 , 9 , 10  
เมื่อปรับอัตราการไหลของน้ำลดลง

**5.5 เปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำหลังจากปรับให้สมรรถนะสูงสุด (กรณีที่ 3 กับ 10)**

จากการดำเนินการทดสอบสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำด้วยการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นในกรณีที่ 6 ถึง 8 และการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ฉีดลงบนคอยล์ร้อนในกรณีที่ 8 ถึง 10 พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 10 ซึ่งมีการเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นเป็น 1.6 kg และปรับลดอัตราการไหลของน้ำเป็น 5 l/min มีประสิทธิภาพการทำงานดีที่สุดในแง่ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นจะสามารถเปรียบเทียบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ(กรณีที่ 3) กับ เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำที่มีสมรรถนะสูงสุด(กรณีที่ 10) ได้ดังนี้

### 5.5.1 สมรรถนะที่ได้จากการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

จากผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศในกรณีที่ 3 กับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 10 สามารถหาค่าสมรรถนะเครื่องปรับอากาศด้วยการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยตรง ดังแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-3 และ ค-10 พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ จะมีค่าขีดความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_T$ ) เพิ่มขึ้น (7.81 %) และมีค่าพลังงานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ ( $W_T$ ) ลดลง (9.80 %) ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) จึงเพิ่มขึ้นเท่ากับ 19.63 % ซึ่งจะแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศในกรณีที่ 3 กับ เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 10 ดังตารางที่ 5.10

ตารางที่ 5.10 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ (กรณีที่ 3 กับ 10)

สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_T$ (W)	$W_T$ (W)	EER
กรณีที่ 3 (Air-Cooled)	3,200	1,275	8.56
กรณีที่ 10 (Evaporative)	3,450	1,150	10.24
% เปลี่ยนแปลง	↑7.81%	↓9.80%	↑19.63%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น , ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง

### 5.5.2 สมรรถนะที่ได้จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากการนำผลการวัดค่าต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณีที่ 3 กับ กรณีที่ 10 มาคำนวณทางทฤษฎีวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอตามคุณสมบัติสารทำความเย็น R-22 ดังแสดงผลการวัดและการคำนวณในตารางที่ ง-3 และ ง-10 จะพบว่าค่าความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_c$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะเพิ่มขึ้น (7.81 %) เมื่อเทียบกับ  $Q_c$  ของการระบายความร้อนด้วยอากาศ เพราะความสามารถในการทำ ความเย็นต่อกิโกลกรัมของสารทำความเย็น ( $q_c$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำเพิ่มขึ้น ในขณะที่อัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_r$ ) ลดลงเล็กน้อย (0.95 %) เนื่องจากการอัดน้ำยา

สารทำความเย็นเพิ่มขึ้น และงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ ( $W_C$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะลดลงมาก (11.32 %) เมื่อเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ เพราะอุณหภูมิและความดันของการควบแน่นสารทำความเย็นลดลง (ดูรูปที่ 5.15) ส่งผลให้ความดันทางด้านส่งของคอมเพรสเซอร์ลดลงด้วย (18.43 %) ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจึงเพิ่มขึ้น (22.19 %) ซึ่งเพิ่มขึ้นมากกว่าการเปรียบเทียบของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 6 (ดูตารางที่ 5.5) ส่วนค่าความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ ( $Q_C$ ) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะมีค่าเพิ่มขึ้น (3.07 %) เมื่อเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศเพราะอุณหภูมิของการควบแน่นสารทำความเย็นลดลง ทำให้คอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำสามารถระบายความร้อนได้ที่อุณหภูมิควบแน่นสารทำความเย็นต่ำกว่าการระบายความร้อนด้วยอากาศซึ่งจะส่งผลให้คอนเดนเซอร์สามารถถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นตามสมการ [3.8] ( $q_c \propto \Delta T_m$ )

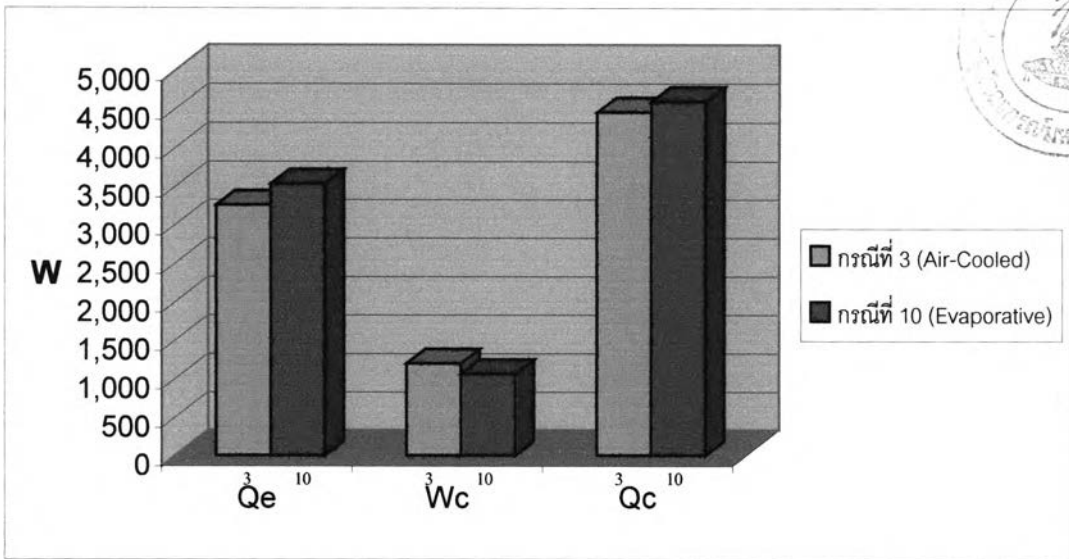
ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าการปรับปรุงเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ จะต้องเติมน้ำยาสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น และปรับอัตราการไหลของน้ำที่ฉีดลงบนคอยล์ร้อนให้มีอัตราการไหลต่ำ ๆ จะเป็นการช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศให้ดีขึ้น คือจะทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ที่เพิ่มขึ้นมากกว่าการฉีดน้ำลงบนคอยล์ร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศโดยตรง (อธิบายในหัวข้อ 5.2) ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $P_{dis}$ ,  $T_C$  ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (กรณีที่ 3) กับ เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ (กรณีที่ 10) ในตารางที่ 5.11 และ รูปที่ 5.13, 5.14

ตารางที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_r$ ,  $P_{dis}$ ,  $T_C$  ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ (กรณีที่ 3 กับ 10)

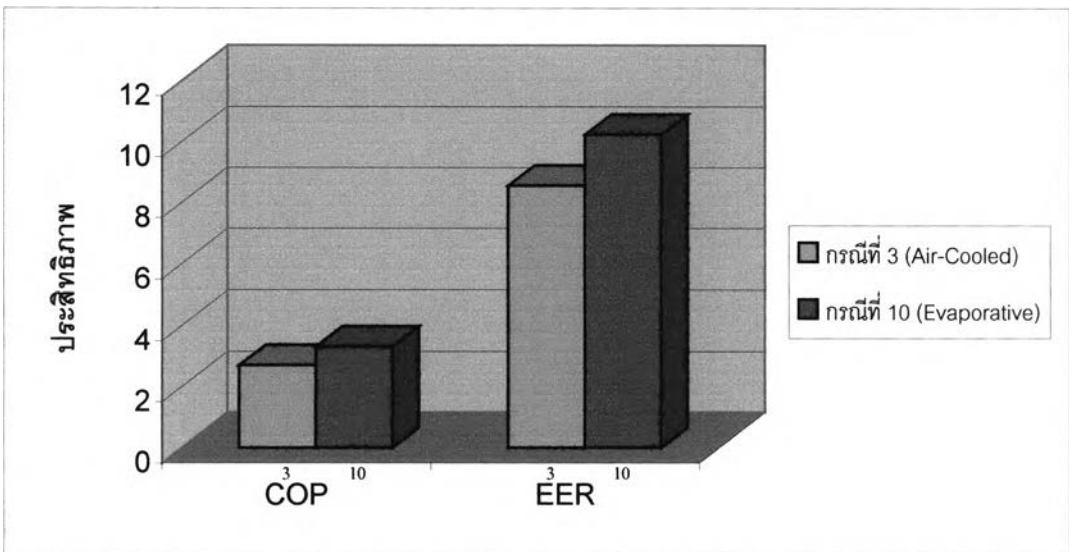
สมรรถนะ สภาวะอากาศ	$Q_E$ (W)	$W_C$ (W)	$Q_C$ (W)	COP	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$P_{dis}$ (kPa)	$T_C$ (°C)
กรณีที่ 3 (Air-Cooled)	3,262	1,201	4,463	2.717	0.0210	1823	46.85
กรณีที่ 10 (Evaporative)	3,535	1,065	4,600	3.320	0.0208	1,487	38.18
% เปลี่ยนแปลง	↑8.37%	↓11.32%	↑3.07%	↑22.19%	↓0.95%	↓18.43%	-

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง





รูปที่ 5.13 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$  ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณีที่ 3 กับ 10)

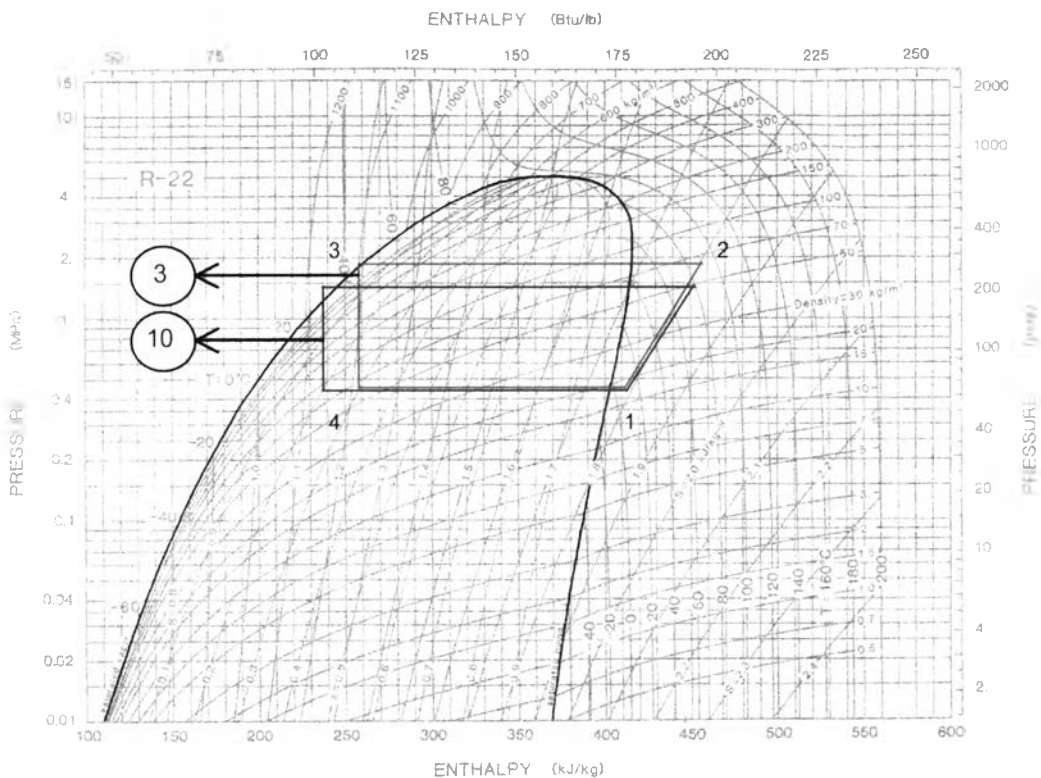


รูปที่ 5.14 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า COP , EER ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณีที่ 3 กับ 10)

### 5.5.3 ลักษณะการทำงานของระบบปรับอากาศตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากตารางผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณีที่ 3 กับ 10 (ตารางที่ ง-3 ถึง ง-10) เมื่อนำวัฏจักรการทำความเย็นมาเขียนบนแผนภาพ P - h ของสารทำความเย็น R-22 ดังแสดงในรูปที่ 5.15 พบว่าเมื่อทำการปรับสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำให้มีสมรรถนะการทำงานดีขึ้นแล้ว ค่าความสามารถในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_c$ ) จะเพิ่มขึ้น และค่าความสามารถในการทำความเย็นต่อกิโลกรัม

สารทำความเย็น ( $q_E$ ) จะเพิ่มขึ้น ในขณะที่การเพิ่มปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นจะมีผลทำให้ บริเวณที่ระเหยเกิดการระเหยน้ำยาสารทำความเย็นได้ทั่วทั้งท่อ ทำให้ของเหลวกลายเป็นไอร้อน ยิ่งยวดได้น้อยลง ที่สภาวะทางจุดเข้าคอมเพรสเซอร์จึงมีปริมาตรของไอทางด้านจุดที่คอมเพรสเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $v_g$ ) ใกล้เคียงกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังนั้นจึงทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำใกล้เคียงกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ



รูปที่ 5.15 แสดงแผนภาพ P – h ระหว่างการระบายความร้อนทั้ง 2 แบบ(กรณี ที่ 3 กับ 10)

## 5.6 วิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำที่สภาวะอากาศภายนอกต่าง ๆ เพื่อศึกษาอิทธิพลของสภาวะอากาศที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงาน (กรณีที่ 8, 10, 11, 12, 13, 14)

จากการดำเนินการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำเพื่อหาสมรรถนะเครื่องปรับอากาศที่สภาวะภายนอกอากาศต่าง ๆ สามารถนำมาวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะระหว่างสภาวะอากาศที่มีความชื้นสูง กับ สภาวะอากาศที่มีความชื้นต่ำ โดยการพิจารณาจะแบ่งออกเป็น 3 ลักษณะตามเงื่อนไขดังนี้คือ (1.) ระหว่างผลการทดสอบกรณีที่ 8 ( $T_{WB} = 28.2^{\circ}\text{C}$ , 60 %RH) กับ 11 ( $T_{WB} = 26.1^{\circ}\text{C}$ , 50 %RH) ซึ่งมีอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อนเท่ากับ 15 l/min ,(2.) ผลการทดสอบกรณีที่ 10 ( $T_{WB} = 28.2^{\circ}\text{C}$ , 60 %RH) กับ 12 ( $T_{WB} = 26.1^{\circ}\text{C}$ , 50 %RH) ซึ่งมีอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อนเท่ากับ 5 l/min และ (3.) ผลการทดสอบกรณีที่ 14 ( $T_{WB} = 27.1^{\circ}\text{C}$ , 80 %RH) กับ 13 ( $T_{WB} = 25.5^{\circ}\text{C}$ , 70 %RH) ซึ่งมีอัตราการไหลของน้ำในการฉีดลงบนคอยล์ร้อนเท่ากับ 5 l/min แต่มีสภาวะความชื้นสัมพัทธ์สูงกว่าแบบ (2.) ดังนั้นสามารถวิเคราะห์ผลได้ดังนี้

### 5.6.1 สมรรถนะที่ได้จากการวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

จากผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 8 , 10 , 11 , 12 , 13 , 14 ด้วยวิธีวัดค่าพลังงานที่ป้อนให้ห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยตรง ซึ่งจะแสดงผลการทดสอบในตารางที่ ค-8 และ ค-10 ถึง ค-14 พบว่าสามารถวิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะของระบบระหว่างกรณีที่ทดสอบในสภาวะอากาศที่มีความชื้นสูง (กรณีที่ 8 , 10 , 14) กับกรณีที่ทดสอบในสภาวะอากาศที่มีความชื้นต่ำ (กรณีที่ 11 , 12 , 13) โดยแยกพิจารณาตามเงื่อนไขการทดสอบทั้ง 3 ลักษณะ ซึ่งได้แก่ กรณีที่ 8 กับ กรณีที่ 11 , กรณีที่ 10 กับ กรณีที่ 12 และ กรณีที่ 14 กับ กรณีที่ 13 ได้ดังนี้คือ ค่าขีดความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_c$ ) ที่ทำงานในสภาวะอากาศที่มีความชื้นต่ำจะมีค่า  $Q_c$  เพิ่มขึ้นเท่ากับ 3.03 % , 2.90 % และ 1.44 % ตามลำดับ แต่ค่าพลังงานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ ( $W_T$ ) จะเท่ากันทั้ง 3 ลักษณะ ดังนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เมื่อทำงานในสภาวะอากาศที่มีความชื้นต่ำจะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 3.00 % , 2.83 % , 1.45 % ตามลำดับ ซึ่งจะแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_c$  ,  $W_T$  , EER ระหว่างกรณีที่ทดสอบในสภาวะอากาศมีความชื้นสูง (กรณีที่ 8 , 10 , 14) กับกรณีที่ทดสอบในสภาวะอากาศมีความชื้นต่ำ (กรณีที่ 11 , 12 , 13) โดยแยกพิจารณาตามเงื่อนไขการทดสอบ 3 ลักษณะดังนี้คือ กรณีที่ 8 กับ กรณีที่ 11 จะมีอัตราการไหลของน้ำในการฉีดมาก, กรณีที่ 10 กับกรณีที่ 12 จะมีอัตราการไหลของน้ำในการฉีดน้อย และกรณีที่ 14 กับกรณีที่ 13 จะมีอัตราการไหลของน้ำในการฉีดน้อยแต่มีสภาวะความชื้นสัมพัทธ์สูงกว่าเงื่อนไขแบบที่ (2.) ดังตารางที่ 5.12

ตารางที่ 5.12 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_T$ ,  $W_T$ , EER ในกรณีที่ 8 กับ 11, 10 กับ 12, 14 กับ 13 เมื่ออากาศภายนอกมีความชื้นลดลง

สภาวะอากาศ / สมรรถนะ	$Q_T$ (W)	$W_T$ (W)	EER
กรณีที่ 8 (15 l/min, $T_{WB}=28.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	3,300	1,125	10.01
กรณีที่ 11 (15 l/min, $T_{WB}=26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	3,400	1,125	10.31
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 11 เทียบ กับกรณีที่ 8	↑3.03%	-	↑3.00%
กรณีที่ 10 (5 l/min, $T_{WB}=28.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	3,450	1,150	10.24
กรณีที่ 12 (5 l/min, $T_{WB}=26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	3,550	1,150	10.53
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 12 เทียบ กับกรณีที่ 10	↑2.90%	-	↑2.83%
กรณีที่ 14 (5 l/min, $T_{WB}=27.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	3,475	1,150	10.31
กรณีที่ 13 (5 l/min, $T_{WB}=25.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ )	3,525	1,150	10.46
% เปลี่ยนแปลงกรณีที่ 13 เทียบ กับกรณีที่ 14	↑1.44%	-	↑1.45%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง

### 5.6.2 สมรรถนะที่ได้จากการวิเคราะห์คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากการนำผลการวัดค่าต่าง ๆ ของสารทำความเย็น R-22 ในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศในกรณีที่ 8, 10, 11, 12, 13, 14 มาคำนวณทางทฤษฎีวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ ดังแสดงผลการวัดและการคำนวณในตารางที่ ง-8 และ ง-10 ถึง ง-14 พบว่าเมื่อสภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นต่ำลง ค่าความสามารถในการทำความเย็น ( $Q_E$ ) ในแต่ละเงื่อนไขการทดสอบ ทั้ง 3 ลักษณะคือ กรณีที่ 8 กับ กรณีที่ 11, กรณีที่ 10 กับ กรณีที่ 12 และ กรณีที่ 14 กับ กรณีที่ 13 จะมี  $Q_E$  เพิ่มขึ้นเท่ากับ 2.80%, 1.67% และ 1.62% ตามลำดับ แต่งานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ ( $W_C$ ) จะลดลงเท่ากับ 3.23%, 0.66% และ 4.07% ตามลำดับ ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 6.31%, 2.29% และ 5.84% ตามลำดับ ส่วนค่าความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์ ( $Q_C$ ) จะเพิ่มขึ้นเท่ากับ 1.37%, 1.13% และ 0.28% ตามลำดับ ในขณะที่เดียวกันการที่คอนเดนเซอร์สามารถระบายความร้อนออกได้ดีจะมีผลทำให้อัตราการระเหยน้ำ ( $\dot{m}_0$ ) เพิ่มขึ้นเท่ากับ 7.69%, 10.79% และ

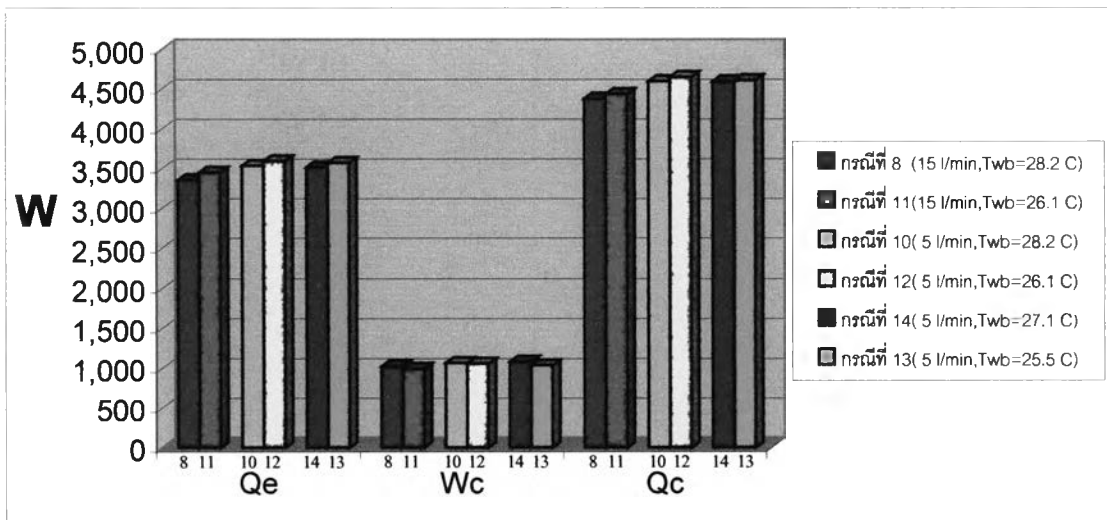
2.13 % ตามลำดับ แต่เมื่อสภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นต่ำลงจะไม่มีผลต่อประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ ( $\varepsilon$ ) เพราะเมื่อสภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นต่ำจะทำให้อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นต่ำลง (อธิบายในหัวข้อ 5.6.3) แต่จากสมการ [3.23] เมื่อสภาวะอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์มีความชื้นต่ำจะทำให้  $h_{\text{air, in}}$  มีค่าลดลง และถ้าอุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็นต่ำลงจะทำให้  $h_{\text{air, out}}|_{T_{\text{c, Sat}}}$  มีค่าลดลงตาม ดังนั้นค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์สูงสุด (Maximum capacity) อาจจะมีมากขึ้นหรือน้อยลงก็ได้ ซึ่งได้แสดงทิศทางการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำดังรูปที่ 5-3 และ 5-5 ถึง 5-9 ในภาคผนวก

ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะขึ้นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของสภาวะอากาศภายนอก โดยสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศจะดีขึ้นเมื่อทำงานในสภาวะอากาศภายนอกที่มีความชื้นต่ำ โดยดูจากค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ที่เพิ่มขึ้น ดังแสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_e$ ,  $\varepsilon$  ระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำที่ทดสอบในสภาวะอากาศมีความชื้นสูง (กรณี 8, 10, 14) กับกรณีทดสอบในสภาวะอากาศมีความชื้นต่ำ (กรณี 11, 12, 13) ในตารางที่ 5.13 และรูปที่ 5.16, 5.17

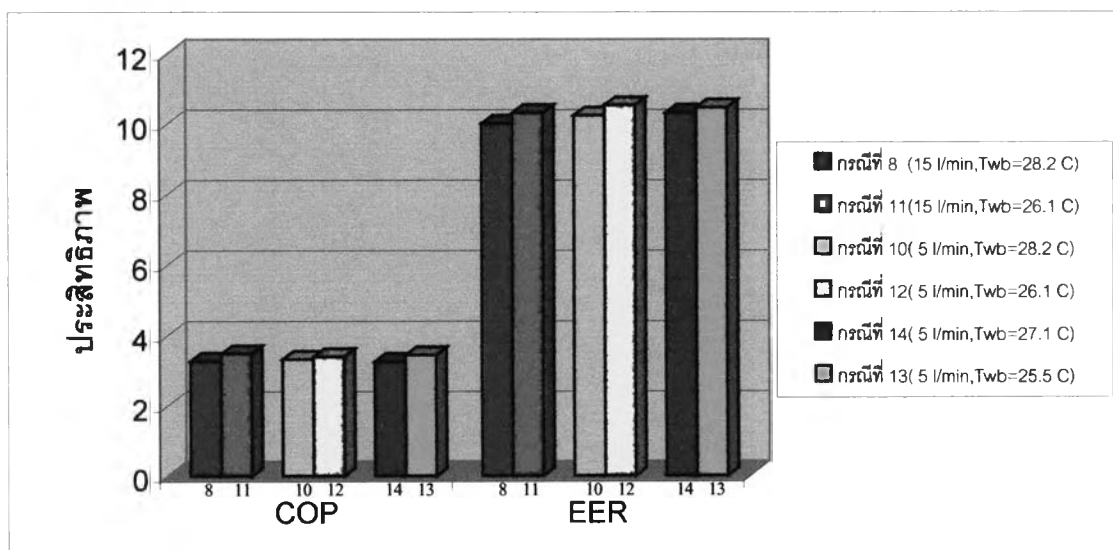
ตารางที่ 5.13 แสดงการเปรียบเทียบค่า  $Q_E$ ,  $W_C$ ,  $Q_C$ , COP,  $\dot{m}_e$ ,  $\varepsilon$ ,  $T_c$  ในกรณี 8 กับ 11, 10 กับ 12, 14 กับ 13 เมื่ออากาศภายนอกมีความชื้นลดลง

สภาวะอากาศ \ สมรรถนะ	$Q_E$ (W)	$W_C$ (W)	$Q_C$ (W)	COP	$\dot{m}_e$ (kg/s)	$\varepsilon$
กรณี 8 (15 l/min, $T_{\text{wb}}=28.2^\circ\text{C}$ )	3,355	1,023	4,379	3.278	0.00260	0.3347
กรณี 11 (15 l/min, $T_{\text{wb}}=26.1^\circ\text{C}$ )	3,449	990	4,439	3.485	0.00280	0.3290
% เปลี่ยนแปลงกรณี 11 เทียบกับกรณี 8	↑2.80%	↓3.23%	↑1.37%	↑6.31%	↑7.69%	↓1.70%
กรณี 10 (5 l/min, $T_{\text{wb}}=28.2^\circ\text{C}$ )	3,535	1,065	4,600	3.320	0.00315	0.2962
กรณี 12 (5 l/min, $T_{\text{wb}}=26.1^\circ\text{C}$ )	3,594	1,058	4,652	3.396	0.00349	0.3020
% เปลี่ยนแปลงกรณี 12 เทียบกับกรณี 10	↑1.67%	↓0.66%	↑1.13%	↑2.29%	↑10.79%	↑1.96%
กรณี 14 (5 l/min, $T_{\text{wb}}=27.1^\circ\text{C}$ )	3,516	1,081	4,597	3.254	0.00282	0.3171
กรณี 13 (5 l/min, $T_{\text{wb}}=25.5^\circ\text{C}$ )	3,573	1,037	4,610	3.444	0.00288	0.3132
% เปลี่ยนแปลงกรณี 13 เทียบกับกรณี 14	↑1.62%	↓4.07%	↑0.28%	↑5.84%	↑2.13%	↓1.23%

หมายเหตุ: ↑ = เปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น, ↓ = เปลี่ยนแปลงลดลง



รูปที่ 5.16 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า  $Q_e$ ,  $W_c$ ,  $Q_c$  ในกรณีที่ 8 กับ 11 , 10 กับ 12 , 14 กับ 13 เมื่ออากาศภายนอกมีความชื้นลดลง

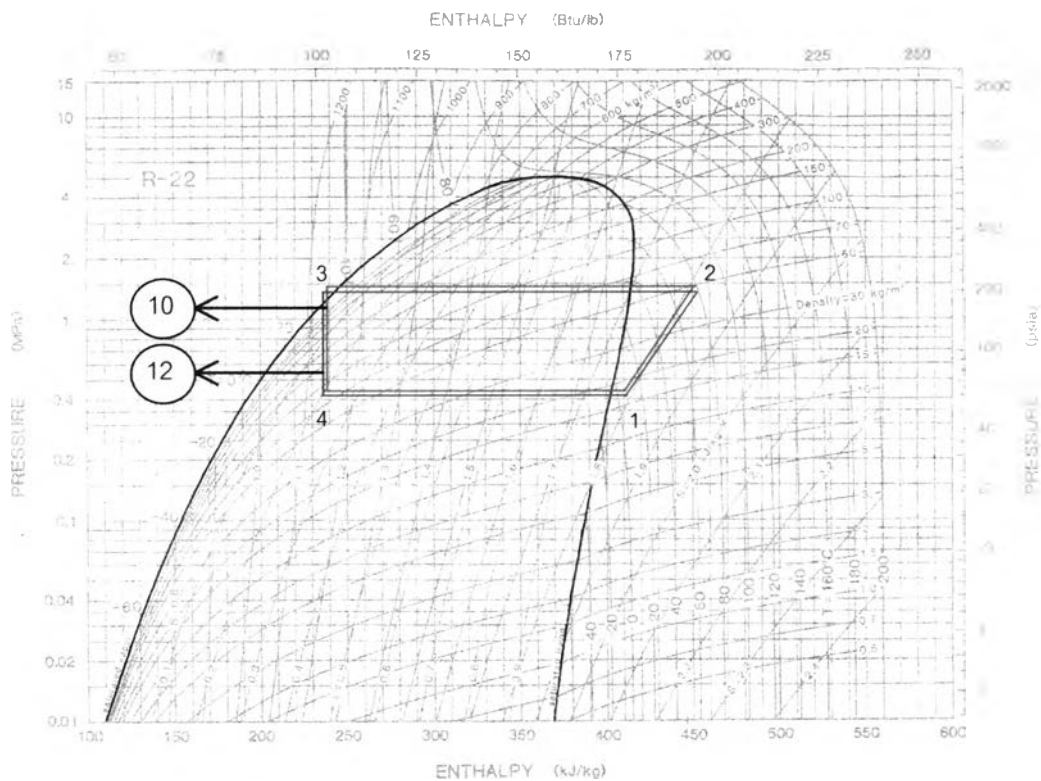


รูปที่ 5.17 แสดงกราฟเปรียบเทียบค่า COP , EER ในกรณีที่ 8 กับ 11 , 10 กับ 12 , 14 กับ 13 เมื่ออากาศภายนอกมีความชื้นลดลง

### 5.6.3 ลักษณะการทำงานของระบบปรับอากาศตามวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

จากตารางผลการทดสอบเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในกรณีที่ 8 , 10 , 11 , 12 , 13 , 14 (ตารางที่ ง-8 และ ง-10 ถึง ง-14) เมื่อนำวัฏจักรการทำความเย็นมาเขียนบนแผนภาพ P - h ของสารทำความเย็น R-22 สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 วัฏจักรคือ วัฏจักรการทำความเย็นที่สภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นสูง ได้แก่กรณีทดสอบที่ 8 , 10 , 14

และวัฏจักรการทำความเย็นที่สภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นต่ำ ได้แก่กรณีทดสอบที่ 11, 12, 13 โดยจะแสดงในรูปที่ 5.18 เพียงแผนภาพ P-h เปรียบเทียบระหว่างการทดสอบในกรณี 10 กับกรณี 12 เพราะแต่ละวัฏจักรที่เปรียบเทียบจะมีลักษณะวัฏจักรการทำความเย็นที่เหมือนกัน และจะพบว่าในวัฏจักรที่สภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นต่ำ จะมีประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศดีกว่าวัฏจักรที่สภาวะอากาศภายนอกมีความชื้นสูง เพราะอุณหภูมิการควบแน่นของสารทำความเย็นจะต่ำกว่าทำให้คอนเดนเซอร์สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น โดยมีค่าความสามารรถในการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ต่ออิกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_c$ ) เพิ่มขึ้น และมีผลของความเย็นที่ได้มาต่ออิกิโลกรัมสารทำความเย็น ( $q_e$ ) เพิ่มขึ้นทำให้สามารถทำความเย็นได้มากขึ้น



รูปที่ 5.18 แสดงแผนภาพ P-h ของการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำระหว่างอากาศภายนอกที่  $T_{wb}=28.2^{\circ}\text{C}$ , 60 %RH (กรณี 10) กับที่  $T_{wb}=26.1^{\circ}\text{C}$ , 50 %RH (กรณี 12)

### 5.7 วิเคราะห์ความคุ้มค่าในเชิงเศรษฐกิจของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศกับเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ

ในการวิเคราะห์ความคุ้มค่าในเชิงเศรษฐกิจสามารถวิเคราะห์ได้จากผลตอบแทนการลงทุน และผลการดำเนินโครงการนี้สามารถคืนทุนได้ภายในระยะเวลาเท่าไร ซึ่งเกณฑ์ที่ใช้ในการ

วิเคราะห์ในงานวิจัยนี้ได้แก่ ระยะเวลาคืนทุน , มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) และอัตราผลตอบแทนการลงทุน (IRR) ซึ่งเงื่อนไขและวิธีการจะแสดงรายละเอียดในภาคผนวก ข

โดยการพิจารณาความคุ้มค่าในเชิงเศรษฐกิจนั้นพบว่า การใช้เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจะสามารถให้ผลตอบแทนที่คุ้มค่ากว่าการใช้เครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เพราะเมื่อเปรียบเทียบจากเครื่องปรับอากาศขนาด 1 ตันความเย็นแล้ว พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบปรับอากาศเฉลี่ยเท่ากับ 165 W ซึ่งจะสามารถคุ้มทุนได้ภายในระยะเวลา 4 ปี 4 เดือน และให้ผลตอบแทนที่คุ้มค่าเมื่อคิดเป็นมูลค่าปัจจุบัน (NPV) เท่ากับ 2,689.11 บาท ของอายุการใช้งานเครื่องปรับอากาศตลอดระยะเวลา 10 ปี และเมื่อคิดอัตราผลตอบแทนการลงทุน (IRR) จะได้เท่ากับ 19.06 %