บทที่ 9 เครื่องทำความเย็น

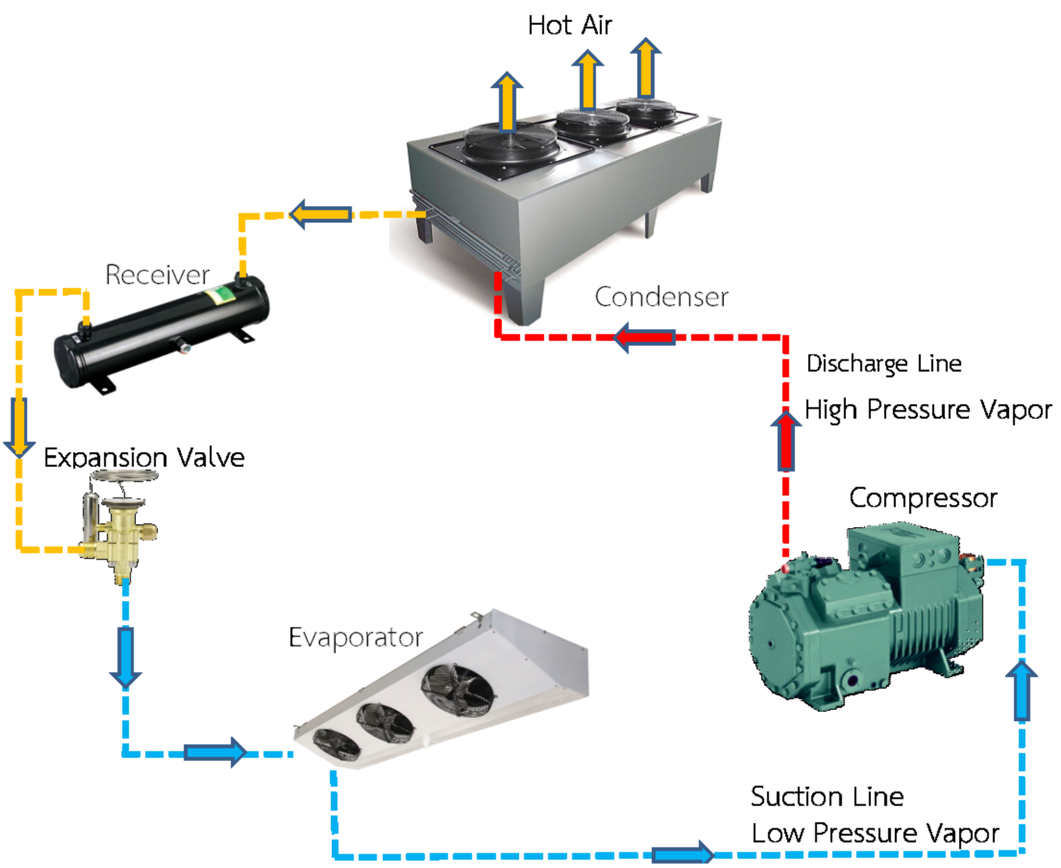
9.1 องค์ประกอบของระบบ

ระบบทำความเย็นเป็นกระบวนการดึงความร้อนออกจากวัตถุ หรือผลิตภัณฑ์ที่จะต้องการ เก็บรักษา โดยผลิตภัณฑ์แต่ละชนิดนั้นจะมีการกำหนดอุณหภูมิในการเก็บรักษาที่ไม่เหมือนกัน ซึ่งระบบการทำความเย็นแบบอัดไอจะมีการใช้งานในกลุ่มอุตสาหกรรม อาหารเป็นส่วนใหญ่ เช่น แปรรูปอาหารทะเล แช่แข็งอาหารสด ผลไม้ตามฤดูกาล น้ำแข็ง เป็นต้น

โดยสามารถแบ่งออกเป็นประเภท ได้ดังนี้

1. กลุ่มอุตสาหกรรมแช่แข็ง หมายถึง ผลิตภัณฑ์ที่ต้องกา รรักษาอุณหภูมิ ที่ต่ำกว่าจุดเยื อกแข็ง เช่น น้ำแข็ง
2. กลุ่มอุตสาหกรรมแช่เย็น หมายถึง ผลิตภัณฑ์ที่ต้องการรักษาอุณหภูมิ เพื่อป้องกันการเสียหายของผลิตภัณฑ์ เช่น อุตสาหกรรมอาหารทะเล อุตสาหกรรมผลไม้

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression System)



รูปที่ 9.1 รูปวงจรการทำงานของระบบทำความเย็น

ระบบเครื่องทำความเย็นจะมีอุปกรณ์หลัก ดังนี้

1. **คอมเพรสเซอร์** (Compressor)

รูปที่ 9.2 รูปคอมเพรสเซอร์ (Compressor)

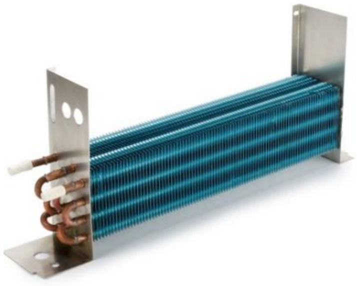
คอมเพรสเซอร์ มีหลายประเภทที่ใช้งานแต่ที่นิยมใช้งานจะเป็นประเภท เช่น ลูกสูบ (Reciprocating), สกรู (Screw), สโครล (Scroll) เป็นต้น คอมเพรสเซอร์เป็นอุปกรณ์ที่สำคัญในการเพิ่มความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ผ่าน อีวาปอเรเตอร์ ให้สูงขึ้นเพื่อไประบายความร้อนออกที่ชุดคอยล์ร้อน ซึ่งในกระบวนการของการดูดอัดสารทำความเย็นจำเป็นต้องใช้พลังงานไฟฟ้าในการทำงาน คอมเพรสเซอร์จึงเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดในกระบวนการ

2. **คอนเดนเซอร์ หรือ คอยล์ร้อน** (Condenser)

รูปที่ 9.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser) ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำและอากาศ

คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนของสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิและความดันสูง กับอากาศหรือน้ำที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อน เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นและควบแน่นกลับมาเป็นของเหลวอีกครั้ง

3. อีวาโปโรเตอร์ หรือ คอยล์เย็น (Evaporator)



รูปที่ 9.4 อีวาโปโรเตอร์ หรือ คอยล์เย็น (Evaporator)

อีวาโปเรเตอร์ ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับผลิตภัณฑ์ เช่น อากาศหรือน้ำ เป็นต้น โดยสารทำความเย็นที่อยู่ภายในจะมีสถานะเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำกว่า ผลิตภัณฑ์ ความร้อน ที่อยู่ภายในห้อง หรือ ผลิตภัณฑ์จะทำให้สารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะของเหลว จะระเหยกลายเป็นไอเพื่อรับความร้อน เมื่อสารทำความเย็นระเหยกลายเป็นไอจนหมด ก็จะกลับไปที่คอมเพรสเซอร์ อีกครั้ง

4. เอ็กซ์แพนด์ชั่นวาล์ว หรือ วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

รูปที่ 9.5 เอ็กซ์แพนด์ชั่นวาล์ว ชนิด Thermostatic

เอ็กซ์แพนด์ชั่นวาล์ว เป็นอุปกรณ์ที่รับสารทำความเย็นที่อยู่ในสภาวะของเหลว ที่อุณหภูมิสูง และความดันสูง เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านอุปกรณ์ จะมีความดันต่ำ และ อุณหภูมิต่ำ โดยอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะขึ้นอยู่กับ เทอร์โมสเตติก ของวาล์วขยายที่แนบติดอยู่กับท่อทางออกของ คอยล์เย็น เมื่ อุณหภูมิของท่อทางออกคอยล์เย็นนั้นสูงขึ้น แสดงว่าปริมาณสารทำความเย็นภายใน คอยล์เย็นมีปริมาณน้อย จึงทำให้เข็มของวาล์วขยายนั้นจ่ายปริมาณสารทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น เพื่อให้เพียงพอต่อภาระความร้อน

9.2 นิยามประสิทธิภาพหรือสมรรถนะ

1. P-H Diagram Chart หมายถึง แผนภาพแสดงความดันและเอนทาลปีของวัฏจักรอัดไอในระบบทำความเย็น โดยสารทำความเย็นแต่ละชนิดจะมี P-H Diagram ที่ไม่เหมือนกัน

2. ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP (Coefficient Of Performance) หมายถึง อัตราส่วนระหว่างความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเค รื่องทำความ เย็น (Q_e) หน่วยเป็นวัตต์ กับ กำลั งไฟฟ้า ที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (W) หน่วยเป็นวัตต์

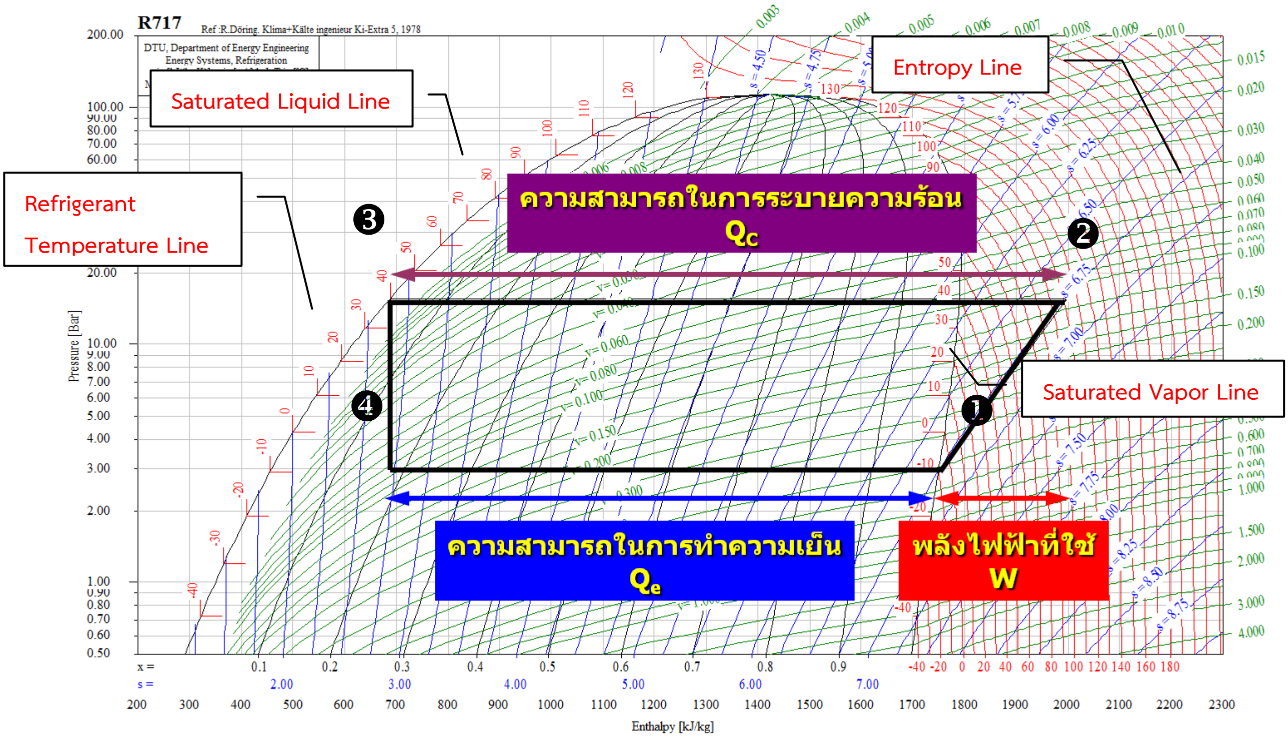
$$COP = \frac{Q_e}{W}$$

9.3 กฎหมายที่เกี่ยวข้อง

ปัจจุบันไม่มีกฎหมายและมาตรฐานเกี่ยวกับการสำรวจ ตรวจวัด หรือวิเคราะห์ศักยภาพในมาตรการประหยัดพลังงานของเครื่องสูบน้ำ

9.4 แนวทางการสำรวจและเก็บข้อมูลวิเคราะห์ประสิทธิภาพ

9.4.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)



รูปที่ 9.6 แสดงวงจรการทำงานของสารทำความเย็น

เครื่องมือหรือมาตรวัดที่ต้องใช้ในการวิเคราะห์ประกอบด้วย

1. แผนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Enthalpy (h) และความดัน (P) ของสารทำความเย็น Refrigerant P-h Diagram ดังรูปที่ 9.6

2. มาตรวัดค่าความดันหรืออุณหภูมิของสารทำความเย็นด้านดูด (Suction) และด้านจ่าย (Discharge)

3. ค่าอุณหภูมิ super heat และ subcool ของเครื่อง ซึ่งโดยปกติ super heat จะถูกออกแบบให้มีค่าอยู่ระหว่าง 3-5 $^{\circ}$C และ sub cool เท่ากับ 0 $^{\circ}$C

เมื่ออ่านค่าความดันหรืออุณหภูมิของสารทำความเย็นด้านดูดและด้านจ่ายได้แล้วนำมาวิเคราะห์หาค่า COP จาก Refrigerant P-h Diagram รูปที่ 9.6 ได้ดังนี้ต่อไปนี้

(1) จากค่าความดันหรืออุณหภูมิด้านดูดและด้านจ่ายที่อ่านได้ ลากเส้นตรงในแนวระนาบ จนถึงเส้นอุณหภูมิสารทำความเย็น (อุณหภูมิสารทำความเย็นด้านดูด-อุณหภูมิ Super heat) จะได้จุดตัด คือจุดที่ 1 และจุดตัด Saturate Liquid Line คือจุดที่ 3

(2) จากจุดที่ 1 ลากเส้นให้ขนานกับ Entropy Line ไปตัดกับเส้นของความดันด้านจ่าย จะได้จุดที่ 2

(3) จากจุดที่ 3 ลากเส้นตรงในแนวดิ่งลงมาตัดกับเส้นของความดันด้านดูดก็จะได้จุดที่ 4

(4) อ่านค่า Enthalpy ของแต่ละจุดจากนั้นหาค่า COP จากสมการ

$$COP = \frac{Q_e}{W}$$

หรือ

$$COP = \frac{m^{\bullet}(h_1 - h_4)}{m^{\bullet}(h_2 - h_1)}$$

หรือ

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

การหาค่าสมรรถนะ (COP) ดังกล่าวเป็นการหาจากกราฟ P-h Diagram แบบอุดมคติ ซึ่งไม่มีการถ่ายเทความร้อนในกระบวนการที่ 2 ไป 3 (Isentropic Efficiency = 100 % หรือ 1.0) แต่ในความเป็นจริงจะมีการสูญเสียความร้อนจากแรงเสียดทาน (Isentropic Efficiency < 1.0) ดังนั้นในการวิเคราะห์จึงต้องรู้ค่า Isentropic Efficiency ด้วย และเพื่อความแม่นยำควรใช้โปรแกรมสำเร็จรูปในการประเมิน

ตัวอย่างตารางตรวจวัดเครื่องทำความเย็น

ตารางการตรวจวัดคอมเพรสเซอร์ (Compressor)					
รายการ		หน่วย	สัญลักษณ์	No.	แหล่งที่มา
หมายเลขเครื่อง		-	-		
สถานที่ใช้งาน		-	-		
เวลาเปิดใช้งาน		-	-		ข้อมูล เปิด-ปิด
ปีที่ติดตั้งใช้งาน		-	-		ปีที่ติดตั้ง
ยี่ห้อ		-	-		Name Plate
รุ่น		-	-		Name Plate
ชนิด		-	-		Name Plate
ประเภทการใช้งาน		-	-		ตรวจวัด
ประเภทการระบายความร้อน		-	-		ตรวจวัด
ลักษณะ/ระยะการบำรุงรักษา		-	-		ตรวจวัด
ค่าพิกัด	พิกัดขนาดทำความเย็น	Btu/h	-		Name Plate
	กำลังไฟฟ้า	kW	-		Name Plate
	กระแสไฟฟ้า	Amp.	-		Name Plate
	อัตราการไหลโดยปริมาตร	m^3/h	-		Name Plate
	ค่าประสิทธิภาพหรือสมรรถนะ	COP	-		Name Plate
การตรวจวัดน้ำยาที่คอมเพรสเซอร์	High Pressure	psig	P_{DIS}		ตรวจวัด
	Low Pressure	psig	P_{SUC}		ตรวจวัด
	High Pressure Temperature	$^{\circ}C$	-		ตรวจวัด
	Low Pressure Temperature	$^{\circ}C$	-		ตรวจวัด
	เอนทาลปี จุดที่ 1	kJ/kg	h1		P-h Diagram
	เอนทาลปี จุดที่ 2	kJ/kg	h2		P-h Diagram
	เอนทาลปี จุดที่ 3	kJ/kg	h3		P-h Diagram
	เอนทาลปี จุดที่ 4	kJ/kg	h4		P-h Diagram
	Oil Pressure	Psig	-		ตรวจวัด
ไฟฟ้า	V	Volt	V		ตรวจวัด
	A1	Amp.	I1		ตรวจวัด
	A2	Amp.	I2		ตรวจวัด
	A3	Amp.	I3		ตรวจวัด
	kW	kW	W		ตรวจวัด
	P.F.	-	PF		ตรวจวัด
ค่าประสิทธิภาพหรือสมรรถนะ			COP		COP= (h1-h4)/(h2-h1)
สภาพการใช้งาน					
หมายเหตุ					

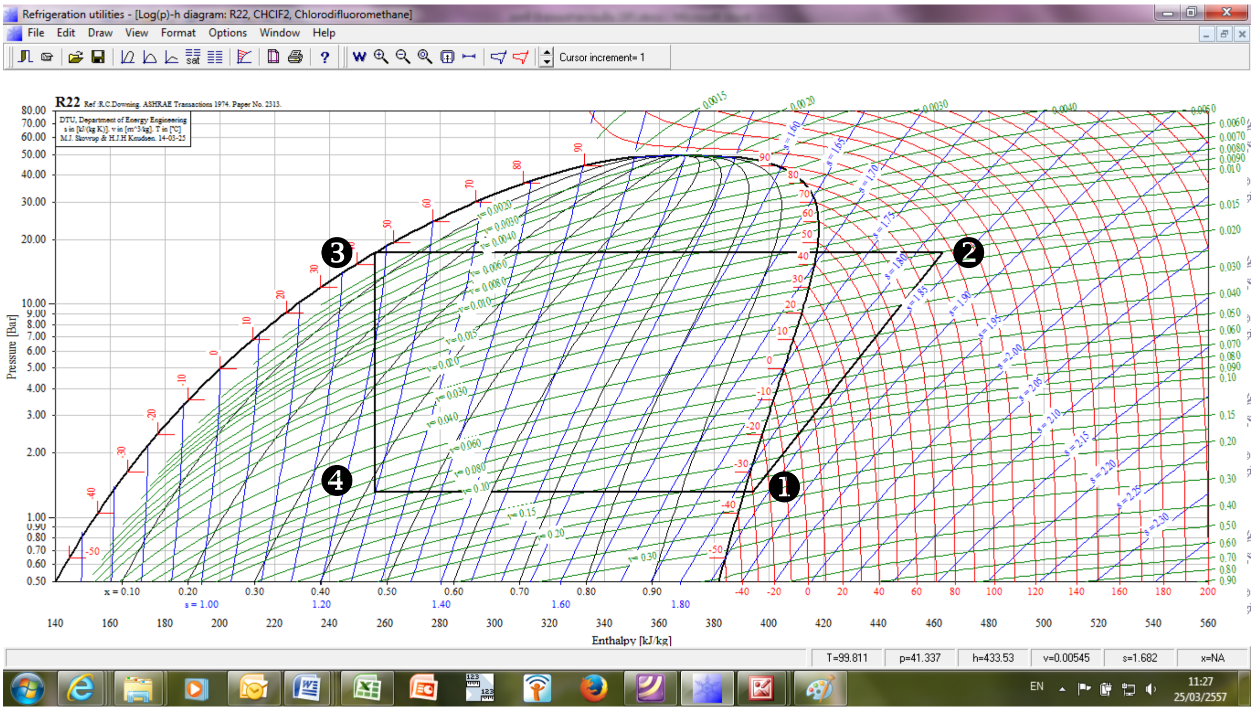
9.5 ตัวอย่างการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการใช้พลังงาน

<u>ตัวอย่างที่ 1</u> : โรงงานแห่งหนึ่งใช้เครื่องทำความเย็นสำหรับห้องแช่เย็นชนิด ขนาด 22 กิโลวัตต์ สารทำความเย็น R-22 ระบายความร้อนอากาศ ตรวจสอบสถานะของสารทำความเย็นด้านดูด (Low Pressure) และด้านจ่าย (High Pressure) ได้ดังรูป จงหาค่า COP โดยกำหนดค่า Isentropic Efficiency = 1.0, Super heat = 5 $^{\circ}$C และ Sub cool = 0 $^{\circ}$C

รูปที่ 9.6 รูปแสดงค่าความดันน้ำยาด้านดูดและด้านจ่าย

จากรูป

1. อ่านค่าความดันด้านดูดได้เท่ากับ 0.3 barg (บาร์เกจ) หรือ 1.3 bara (บาร์ Absolute) หรือ อุณหภูมิเท่ากับ -35 $^{\circ}$C
2. อ่านค่าความดันด้านดูดได้เท่ากับ 16.3 barg (บาร์เกจ) หรือ 17.3 bara (บาร์ Absolute) หรือ อุณหภูมิเท่ากับ 45 $^{\circ}$C
3. จาก P-h Diagram ของสารทำความเย็น R-22 จากค่าความดัน 1.3 bara หรืออุณหภูมิ -35 $^{\circ}$C ลากเส้นในแนวระนาบจนถึงเส้นอุณหภูมิ Super heat 5 $^{\circ}$C จะได้จุดตัดที่ ❶
4. จาก P-h Diagram ของสารทำความเย็น R-22 จากค่าความดัน 17.3 bara หรืออุณหภูมิ 45 $^{\circ}$C ลากเส้นในแนวระนาบจนถึงเส้น Saturate Line (อุณหภูมิ Sub Cool 0 $^{\circ}$C) จะได้จุดตัดที่ ❸
5. จากจุดตัดที่ ❶ ลากเส้นขนานกับเส้น Isentropic (Isentropic efficiency = 1.0) ตัดกับเส้น High Pressure จะได้จุดตัดที่ ❷
6. จากจุดตัดที่ ❸ ลากเส้นในแนวดิ่งตัดกับเส้น Low Pressure จะได้จุดตัดที่ ❹ จะได้กราฟดังรูป



รูปที่ 9.7 P-H Diagram

7. จากรูปอ่านค่า Enthalpy ในแต่ละจุด จะได้

จุดที่ 1 (h_1)	=	394.0	kJ/kg
จุดที่ 2 (h_2)	=	463.5	kJ/kg
จุดที่ 3 (h_3)	=	256.5	kJ/kg
จุดที่ 4 (h_4)	=	256.5	kJ/kg

8. คำนวณค่า COP จากสมการ

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

COP = (394.0-256.5) / (463.5-394.0)

COP = 1.98 w/w

ตัวอย่างที่ 2 : จากตัวอย่างที่ 1 กำหนดค่า Isentropic efficiency เท่ากับ 0.5 จงคำนวณหาค่า COP

จากรูปในตัวอย่างที่ 1

กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (W) = $h_2 - h_1$

= 463.5-394.0

= 69.5 kJ/kg

กำหนด Isentropic efficiency = 0.5

ดังนั้น กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (W) = $(h_2 - h_1)$ / Isentropic efficiency

= (463.5-394.0) / 0.5

= 139.0 kJ/kg

คำนวณค่า COP จากสมการ

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

COP = (394.0-256.5) / (139.0)

COP = 0.99 w/w

ดังนั้นจะเห็นได้ว่าความถูกต้องแม่นยำของค่า COP จะขึ้นอยู่กับค่า Isentropic efficiency ที่ กำหนด ซึ่งโดยทั่วไป (อ้างอิง Coolpac web site) ดังนี้

- 0.4 to 0.5 for small hermetic compressors,
- 0.5 to 0.7 for semi hermetic compressors and
- 0.5 to 0.8 for large open compressors.

9.6 ตัวอย่างมาตรการที่ประสบความสำเร็จ

<u>ตัวอย่างที่ 1</u> : การอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำโดยใช้ระบบ Heat Recovery จากเครื่องทำความเย็น **(Compressor)**

<u>ข้อมูลก่อนปรับปรุง</u>

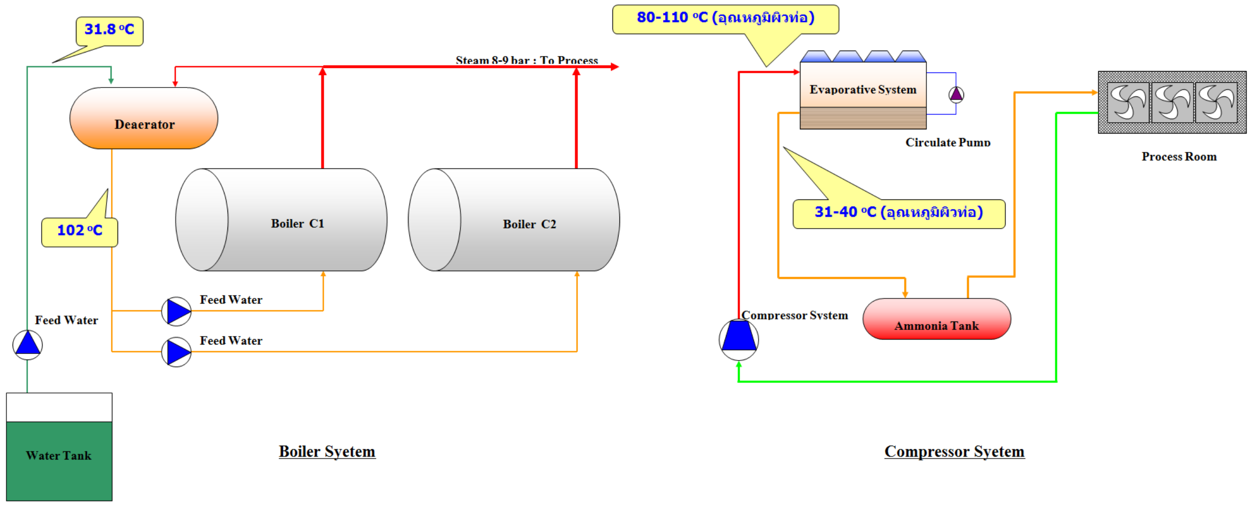
โรงงานแห่งหนึ่งมีการใช้งานหม้อไอน้ำและเครื่องทำความเย็นโดยมีรายละเอียดดังนี้

<u>Boiler :</u> โรงงานมีการใช้งาน Boiler ถ่านหิน สำหรับการผลิตไอน้ำ โดยปกติใช้งาน Boiler วันละ 2 ชุด ที่ความดันใช้งานประมาณ 8 - 10 bar ใช้น้ำในการผลิตไอน้ำเฉลี่ยวันละ 305 m^3/day น้ำจาก Water Tank มีอุณหภูมิประมาณ 31.7 °C ถูกส่งไปยัง Deaerator มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 102 °C จากนั้นส่งเข้า Boiler ทั้ง 2 ชุด

<u>Compressors :</u> โรงงานมีระบบ Compressor สำหรับทำความเย็นใช้ใน Process ใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น Compressor ทำงานวันละ 6 ชุด การระบายความร้อนจะถูกส่งไปที่ Evaporative Cooling Tower โดยอุณหภูมิแอมโมเนียก่อนเข้า และออกจาก Evaporative Cooling Tower เท่ากับ 96.4 °C , 35.3 °C ตามลำดับ

<u>รูปภาพและผังการทำงาน (Schematic Diagram) ของระบบ/อุปกรณ์ที่จะปรับปรุง</u>

<u>Schematic Diagram ก่อนปรับปรุง</u>



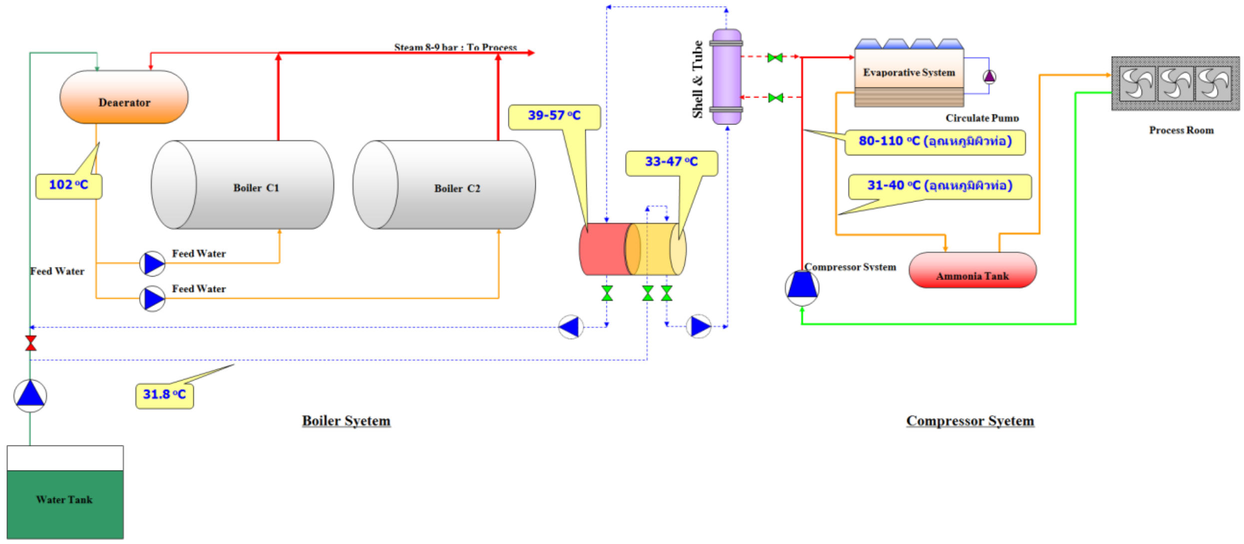
รูปที่ 9.8 รูปแสดง Schematic Diagram ก่อนปรับปรุง

<u>วิธีการปรับปรุง</u>

เนื่องจากอุณหภูมิของสารทำความเย็น แอมโมเนีย ก่อนเข้า Evaporative Cooling Tower ค่อนข้างสูง ซึ่งสามารถนำความร้อนส่วนนี้มาใช้ประโยชน์ได้ โดยติดตั้งระบบ Heat Recovery เพื่ออุ่นน้ำป้อนก่อนเข้า Deaerator ส่งผลให้ปริมาณไอน้ำที่ใช้ใน Deaerator ลดลง และสามารถประหยัด เชื้อเพลิงจากถ่านหินได้

รูปภาพและผังการทำงาน (Schematic Diagram) ของระบบ/อุปกรณ์ที่จะปรับปรุง

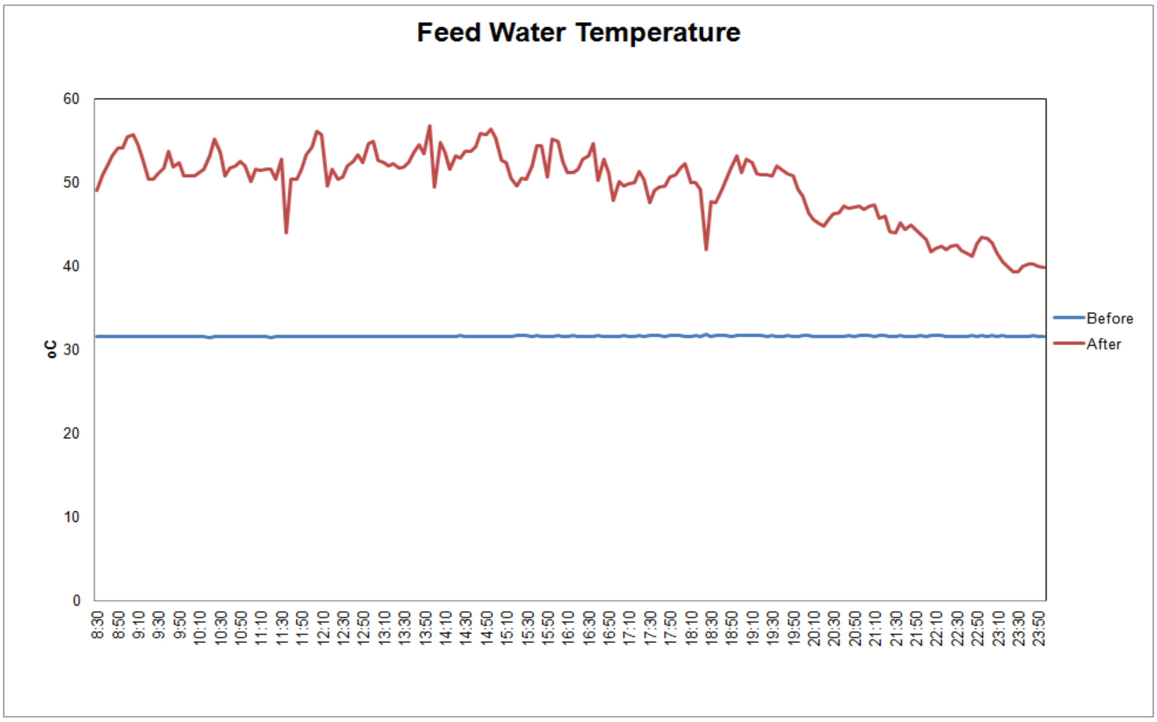
Schematic Diagram หลังปรับปรุง



รูปที่ 9.9 รูปแสดง Schematic Diagram หลังปรับปรุง

<u>ผลการปรับปรุง</u>

หลังปรับปรุงอุณหภูมิน้ำเติมก่อนเข้า Deaerator เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 18 °C ดังรูป



รูปที่ 9.10 แสดง Feed Water Temperature

รูปที่ 9.11 Tank และ Heat Exchanger ที่ติดตั้ง

<u>พลังงานที่ประหยัดได้</u>

$$Q = m^{\bullet} C_p (T_2 - T_1)$$

Water Flow Rate (m.)	121,614	m^3/yr
Specific Heat (Cp)	1.0	kcal/kg-^{o}C
Water Temperature (Before ; T1)	31.8	^{o}C
Water Temperature (After ; T2)	49.7	^{o}C
Total Energy Saving	2,172,056,280	kcal/yr
Total Energy Saving	8,619	MMBtu/Yr
LHV of Fuel (Coal)	6,349	kcal/kg
Fuel Cost (Coal)	3.6	฿/kg
Fuel Cost (Coal)	142.90	฿/MMBtu
Fuel Saving (Coal)	342,110	kg/Yr
Cost Saving	1,231,595.94	฿/Yr
Investment	3,005,750	฿
Payback Period	2.44	Yr

หมายเหตุ : ประสิทธิภาพของ Compressor ดีขึ้นเนื่องจากสามารถระบายความร้อนได้มากขึ้น

<u>ตัวอย่างที่ 2</u> : มาตรการติดตั้ง Cooling Pad ที่เครื่องทำความเย็น

ข้อมูลพื้นฐาน/สภาพปัจจุบันและปัญหา

โรงงานมีเครื่องทำความเย็นขนาด 30 แรงม้า จำนวน 4 เครื่อง ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน 365 วันต่อปี ที่ Set Point -25 $^{\circ}$C จากการสำรวจพบว่าอุหภูมิระบายความร้อนที่เข้าคอนเดนเซอร์ค่อนข้างสูง ทำให้เครื่องทำความเย็นมีประสิทธิภาพต่ำและใช้พลังงานสูง

รูปที่ 9.12 รูปเครื่องทำความเย็นและการตรวจวัดก่อนการปรับปรุง

แนวทางการปรับปรุงและผลที่คาดว่าจะได้รับ

ปรับปรุงโดยการติดตั้ง Cooling Pad ที่ด้านลมเข้าคอนเดนเซอร์ เพื่อช่วยลดอุณหภูมิอากาศที่เข้าไปประบายความร้อนให้คอนเดนเซอร์ ซึ่งจะทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็นดีขึ้น

ขั้นตอนและวิธีการปรับปรุง

- สั่งซื้อ Cooling Pad จาก Supplier
- ติดตั้ง Cooling Pad
- ทำการวัดประสิทธิภาพ

แนวทางการตรวจวัดและพิสูจน์ (Measurement & Verification)

ตรวจสอบแรงดันของสารทำความเย็นด้านสูงและด้านต่ำจาก Pressure Gauge ของเครื่องทำความเย็น และคำนวณประสิทธิภาพโดยใช้ Program Refrigerant Utilities (ที่ Isentropic Efficiency 0.65) เปรียบเทียบกันระหว่างก่อนและหลังปรับปรุง

เครื่องมือที่ใช้ในการตรวจวัด

ลำดับ	ชื่อเครื่องมือ	ลักษณะที่ต้องมี
1	เครื่องวัดความเร็วลม (Air-flow Meter)	สามารถวัดความเร็วลมได้ (m/s)
2	เครื่องวัดค่ากำลังไฟฟ้า (Power Meter)	สามารถวัดค่าแรงดันไฟฟ้า (V), กระแสไฟฟ้า (A), ตัวประกอบกำลังไฟฟ้า (PF), กำลังไฟฟ้า(kW)
3	เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (Temperature and Humidity Data Recorder)	สามารถวัดค่าอุณหภูมิอากาศแวดล้อมพร้อมทั้งความชื้นสัมพัทธ์ได้ (T_a, RH)

ค่าปัจจัยและสภาวะที่ต้องควบคุม

ลำดับ	รายการ	สภาพที่ต้องการ/สภาวะที่ต้องควบคุม
1	อุณหภูมิ Set Point	ตั้งค่าอุณหภูมิ Set Point ที่ -25 $^{\circ}$C
2	อุณหภูมิอากาศภายนอก	ตรวจวัดในบริเวณพื้นที่โล่ง โดยค่าก่อนและหลังปรับปรุงแตกต่างกันไม่เกิน 2 $^{\circ}$C
3	อากาศเข้าคอนเดนเซอร์	- ก่อนปรับปรุงตรวจวัดอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์และความเร็วลม เฉลี่ยอย่างน้อย 3 ค่า ณ บริเวณหน้าแผงระบายความร้อนของชุดคอนเดนเซอร์ - หลังปรับปรุงตรวจวัดอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์และความเร็วลม เฉลี่ยอย่างน้อย 3 ค่า ณ บริเวณหลังชุด Cooling Pad (หน้าแผงระบายความร้อนของชุดคอนเดนเซอร์)
4	กำลังไฟฟ้า	ตรวจวัดการใช้กำลังไฟฟ้าก่อนและหลังการปรับปรุงที่ตู้ Main Breaker ของแต่ละเครื่อง
5	แรงดันสารทำความเย็น	ตรวจสอบแรงดันของสารทำความเย็นก่อนและหลังการปรับปรุง โดยสามารถอ่านค่าแรงดันได้ที่เครื่องทำความเย็น ที่สภาวะ Compressor ทำงาน

รูปที่ 9.13 รูปการตรวจวัดอุณหภูมิเข้าและออกจาก Cooling Pad

รูปที่ 9.14 รูปการตรวจวัดอุณหภูมิและแรงดันสารทำความเย็น

ผลการตรวจวัดก่อน-หลังการปรับปรุง

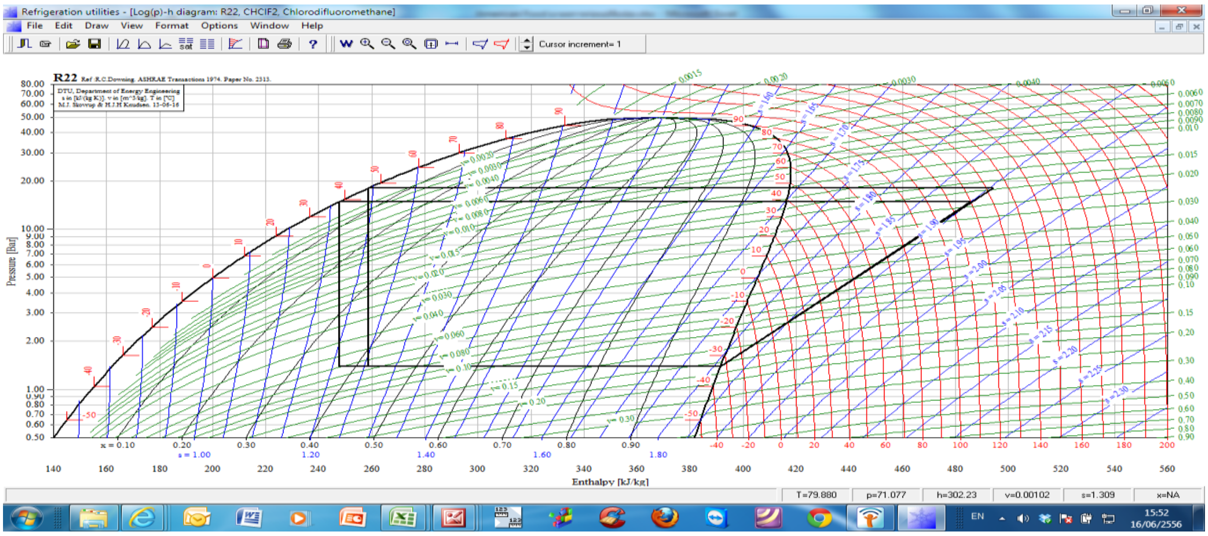
ข้อมูลตรวจวัด

รายการ	หน่วย	สัญลักษณ์	Comp#2	แหล่งที่มา
พิกัดมอเตอร์	kW	P_{rate}	22.5	การสำรวจ
Set Point	oC	T	-25	การสำรวจ
จำนวนชั่วโมงทำงานต่อวัน	Hr/day	hr	24	ข้อมูลโรงงาน
จำนวนวันทำงานต่อปี	day/year	day	365	ข้อมูลโรงงาน
%การทำงานของ Compressor	%	U	90	ข้อมูลโรงงาน
ค่าไฟฟ้าเฉลี่ยต่อกิโลวัตต์ชั่วโมง	baht/kWh	C_E	3.69	ข้อมูลโรงงาน
ข้อมูลก่อนปรับปรุง				
อุณหภูมิอากาศภายนอก	oC	AT	35.30	การตรวจวัด
อุณหภูมิอากาศเฉลี่ยด้านเข้า Condenser	oC	T_{in}	38.05	การตรวจวัด
ความชื้นสัมพัทธ์เฉลียของอากาศด้านเข้า Condenser	%	RH	38.65	การตรวจวัด
อุณหภูมิกระเปาะเปียกอากาศด้านเข้า Condenser	oC	T_{wet}	26.30	Psychometric Chart
Refrigerant Low Temperature	oC	T_{l2}	-35.00	การตรวจวัด
Refrigerant High Temperature	oC	T_{h2}	48.00	การตรวจวัด
COP	-	$COP_{ก่อน}$	1.27	Program Refrigerantion Utilitoes (Isentropic efficiency = 0.65)
กำลังไฟฟ้าก่อนการปรับปรุง	kW	$kW_{ก่อน}$	21.8	การตรวจวัด
พลังงานไฟฟ้าก่อนการปรับปรุง ($kWh_{ก่อน}$) = $kW_{ก่อน}$ x hr x day x U / 100	kWh/ year	$kWh_{ก่อน}$	171,871.20	คำนวณ

ผลประหยัดที่ได้รับ

รายการ	หน่วย	สัญลักษณ์	Comp#2	แหล่งที่มา
ข้อมูลหลังปรับปรุง				
อุณหภูมิอากาศภายนอก	oC	AT	34.10	การตรวจวัด
อุณหภูมิอากาศด้านก่อนเข้า Cooling Pad	oC	T_{in}	32.40	การตรวจวัด
อุณหภูมิอากาศด้านออกจาก Cooling Pad	oC	T_{out}	27.70	การตรวจวัด
Refrigerant Low Temperature	oC	T_{l2}	-37.50	การตรวจวัด
Refrigerant High Temperature	oC	T_{h2}	38.00	การตรวจวัด
COP	-	$COP_{หลัง}$	1.45	Program Refrigerantion Utilitoes (Isentropic efficiency = 0.65)
พลังงานไฟฟ้าหลังการปรับปรุง ($kWh_{หลัง}$) = $kWh_{ก่อน}$ x $COP_{ก่อน}$ / $COP_{หลัง}$	kWh/ year	$kWh_{หลัง}$	150,535.46	คำนวณ
ผลการประหยัด				
Safety Factor	%	SF	80	ค่าที่กำหนด
พลังงานไฟฟ้าที่ลดลง ($kWh_{ลดลง}$) = ($kWh_{ก่อน}$ - $kWh_{หลัง}$) / 100	kWh/ year	$kWh_{ลดลง}$	17,068.59	คำนวณ
คิดเป็นจำนวนเงินที่ประหยัดได้	baht/year	C_S	62,983.09	คำนวณ
ผลตอบแทนการลงทุน				
เงินลงทุนรวม	bath	I_{total}	35,000	ราคาประเมิน
ระยะเวลาคืนทุน	year	PB	0.56	คำนวณ

รูปที่ 9.15 การคำนวณโดย Program Refrigerant Utilities



รูปที่ 9.16 P-H Diagram