บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

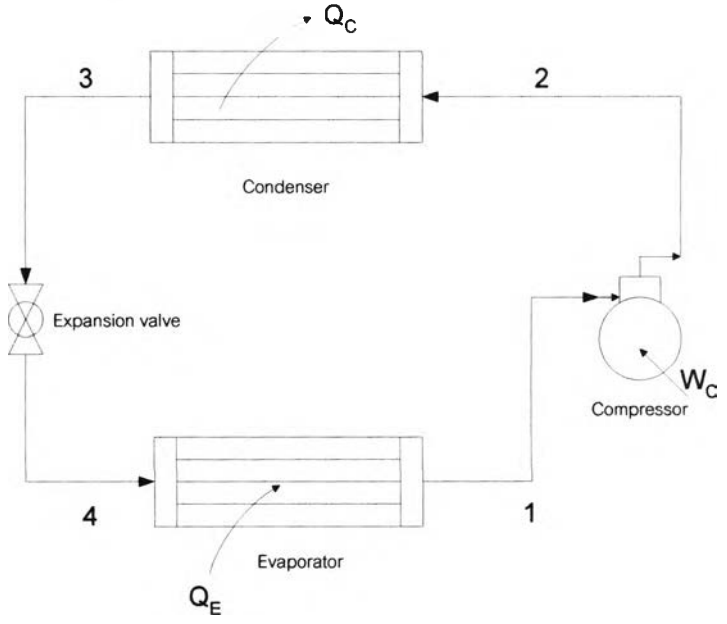
เนื่องจากเครื่องปรับอากาศที่ใช้แพร่หลายในประเทศไทยที่สำคัญคือเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน(Split type) ระบายความร้อนด้วยอากาศ ซึ่งเป็นเครื่องปรับอากาศที่สามารถแยกออกได้เป็น 2 ส่วนโดยมีการต่อเชื่อมด้วยท่อทองแดงคือ

ส่วนชุดเป่าลมเย็น(Fan coil unit) เป็นส่วนที่ทำความเย็นซึ่งจะติดตั้งไว้ภายในห้อง ประกอบด้วย ขดทำความเย็น อุปกรณ์ลดความดัน(Expansion valve) และส่วนที่ใช้ไฟฟ้าคือมอเตอร์หมุนพัดลม เพื่อให้อากาศผ่านขดทำความเย็นซึ่งส่วนนี้จะใช้ไฟฟ้าประมาณ 5-10 % ของไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้ในระบบแยกส่วน

ส่วนชุดควบแน่น(Condensing unit) เป็นส่วนที่ใช้ในการระบายความร้อนทิ้ง ซึ่งส่วนนี้จะประกอบไปด้วย อุปกรณ์ควบแน่น(Condenser coil), เครื่องอัดไอ(Compressor) ซึ่งจะใช้ไฟฟ้าประมาณ 75-85 % ของไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้ในระบบแยกส่วน และพัดลมสำหรับระบายความร้อนหมุนด้วยมอเตอร์ซึ่งจะใช้ไฟฟ้าประมาณ 10-15 % ของไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้ในระบบแยกส่วน

ดังนั้นในการศึกษาระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อการประหยัดพลังงาน สามารถศึกษาวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอได้ดังนี้

3.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ



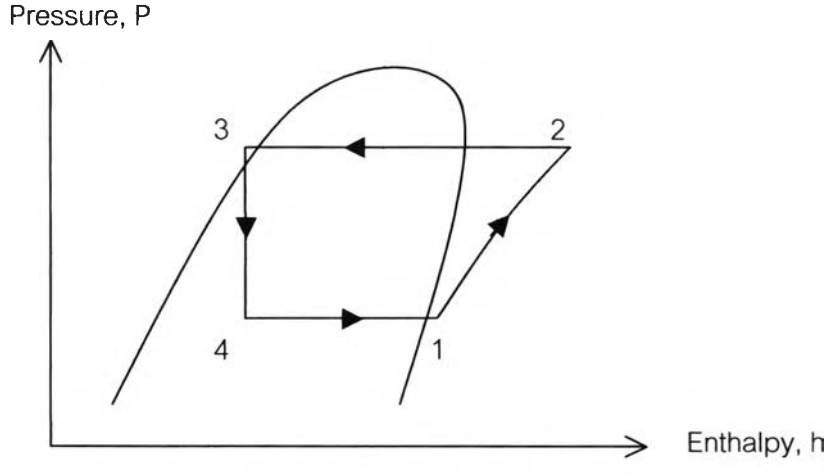
รูปที่ 3.1 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอเบื้องต้น

รูปที่ 3.1 แสดงการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอเบื้องต้น เริ่มจากคอมเพรสเซอร์ดูดสารทำความเย็นซึ่งอยู่ในสภาวะที่เป็นไอที่จุด 1 และถูกอัดเพื่อให้มีความดันสูงขึ้นตามกระบวนการไอเซนโทรปิค(Isentropic Process) ที่จุด 2 แล้วไอสารทำความเย็นที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงจะถูกส่งไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อระบายความร้อนทิ้ง(Q_C) โดยขบวนการความดันคงที่ ทำให้สารทำความเย็นควบแน่นกลายเป็นของเหลวที่มีความดันสูงที่จุด 3 จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลผ่านลิ้นลดความดันหรือเอ็กเพนชั่นวาล์วตามกระบวนการธรอททลิ่ง(Throttling Process) ซึ่งเป็นการขยายตัวแบบไม่มีการถ่ายเทความร้อน(Adiabatic) เพื่อลดความดันลงที่จุด 4 สารทำความเย็นที่ออกจากขบวนการธรอททลิ่งจะเริ่มเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอโดยดูดความร้อน(Q_E) จากบริเวณปรับอากาศที่ความดันคงที่ในเครื่องทำระเหย(Evaporator) จนกลายเป็นไอหมดพอดีที่จุด 1 แล้วเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง

โดยสมมุติฐานที่ใช้ในระบบปรับอากาศมีดังนี้

1. ไม่คิดการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์
2. ไม่คิดความดันตกคร่อมผ่านอุปกรณ์ทดสอบ
3. สภาวะของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์เป็นไออิ่มตัวหรือไอร้อนยิ่งยวด และออกจากคอมเพรสเซอร์เป็นไอร้อนยิ่งยวด
4. สภาวะของเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัว

เมื่อนำมาเขียนในรูปของแผนภาพความดัน(P) – เอนทาลปี(h) หรือ Mollier diagram ได้ดังนี้



รูปที่ 3.2 แผนภาพ P-h ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

กระบวนการ 1 – 2 : เป็นกระบวนการอัดสารทำความเย็นตามกระบวนการไอเซนโทรปิค (Isentropic Process)

$$W_C = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad [3.1]$$

โดย W_C = งานของคอมเพรสเซอร์ (kW)

h_1 , h_2 = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

$\dot{m}_r$ = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

กระบวนการ 2 – 3 : เป็นกระบวนการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นตามกระบวนการความดันคงที่ (Isobaric Process)

$$Q_C = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad [3.2]$$

โดย Q_C = อัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ (kW)

h_2 , h_3 = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นที่เข้าและออกจากคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

กระบวนการ 3 – 4 : เป็นกระบวนการขยายตัวของสารทำความเย็นตามกระบวนการเอนทาลปีคงที่ (Constant Enthalpy)

$$h_3 = h_4 \quad [3.3]$$

โดย h_4 = เอนทาลปีจำเพาะของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ลดความดัน (kJ/kg)

กระบวนการ 4 – 1 : เป็นกระบวนรับความร้อนของสารทำความเย็นตามกระบวนการความดันคงที่ (Isobaric Process)

$$Q_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad [3.4]$$

โดย Q_E = อัตราความร้อนที่รับเข้ามาในเครื่องทำระเหย (kW)

3.2 ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะคือ อัตราส่วนระหว่างจำนวนพลังงานการทำความเย็นที่เครื่องสามารถทำความเย็นได้ต่อจำนวนพลังงานที่ที่ต้องใส่ให้กับเครื่องอัดไอ

$$COP = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{\dot{m}_r (h_1 - h_4)}{\dot{m}_r (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [3.5]$$

โดย COP เป็นค่าที่ไม่มีหน่วย

3.3 **อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน** (Energy Efficiency Ratio, EER)

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมีความหมายเช่นเดียวกับค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ เพียงแต่ว่าพลังงานการทำความเย็นมีหน่วยเป็น BTU/hr แต่พลังงานที่ต้องใส่ให้กับเครื่องอัดไอหรือพลังงานไฟฟ้ามีหน่วยเป็น Watt ดังนั้นอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจึงมีหน่วยเป็น $\frac{\text{BTU/hr}}{\text{Watt}}$

$$EER = \frac{Q_E}{W_{input}} \times 3412 \qquad [3.6]$$

โดย W_{input} = งานทั้งหมดที่ป้อนให้ระบบ (W)

3.4 **ผลจากการลดอุณหภูมิควบแน่นต่อประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ**

จากสมการพื้นฐานการถ่ายเทความร้อนในคอนเดนเซอร์

$$Q_C = U_O A_O \Delta T_m \qquad [3.7]$$

โดย Q_C = ความร้อนที่ถ่ายเทในคอนเดนเซอร์ (W)

U_O = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์ ($W/m^2.^oC$)

A_O = พื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมด (m^2)

ΔT_m = ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค (^oC)

$$= \frac{(t_{a,i} - t_{a,o})}{\ln[(t_c - t_{a,i})/(t_c - t_{a,o})]}$$

$t_{a,i}$ = อุณหภูมิอากาศขาเข้าคอนเดนเซอร์ (^oC)

$t_{a,o}$ = อุณหภูมิอากาศขาออกคอนเดนเซอร์ (^oC)

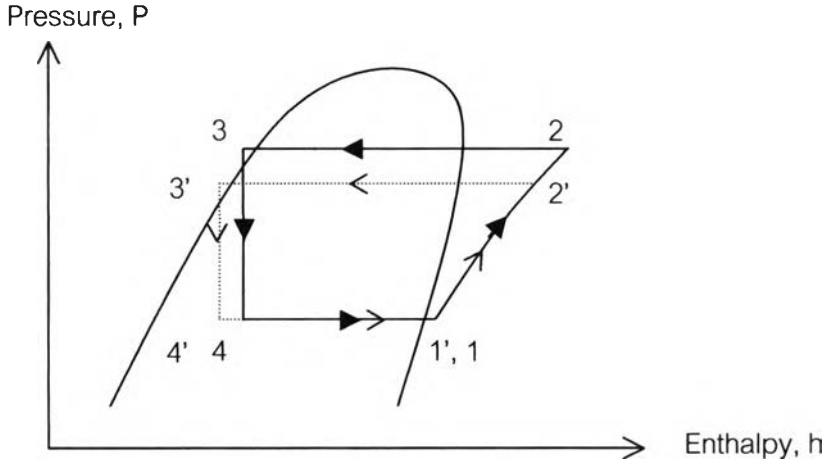
t_c = อุณหภูมิควบแน่นของสารทำความเย็น (^oC)

เนื่องจากพื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมด(A) เป็นค่าคงที่ ถ้าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์มีค่าคงที่ ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค(ΔT_m) จะมีการเปลี่ยนแปลงค่อนข้างมากเมื่ออุณหภูมิสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์หรืออุณหภูมิอากาศที่ใช้ระบายความร้อนมีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์จะมีการเปลี่ยนแปลงตามไปด้วยนั่นคือ

$$Q_C \propto \Delta T_m \qquad [3.8]$$

ซึ่งจะเห็นได้ว่าถ้าอุณหภูมิสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์(t_C)ลดลง ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค(ΔT_m) จะเพิ่มขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์(Q_C)เพิ่มขึ้นด้วย โดยสามารถเขียนได้บนแผนภูมิ P – h ได้ดังรูปที่ 3.3

และจากแผนภาพ P – h ของวัฏจักรการทำความความเย็นพบว่ามีการเปลี่ยนแปลงของวัฏจักรการทำความเย็นจากวัฏจักร 1-2-3-4 ไปเป็นวัฏจักร 1'-2'-3'-4' เนื่องจากการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์สูบรรยากาศเปลี่ยนจากการระบายความร้อนด้วยอากาศมาเป็นการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ



รูปที่ 3.3 ผลของการลดอุณหภูมิสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์บนแผนภาพ P-h

กล่าวคือการระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำเป็นการให้ละอองน้ำดึงความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ โดยมีอากาศมาช่วยพัดพาละอองน้ำที่ระเหยแล้วออกไป ซึ่งการถ่ายเทนี้จะมีทั้งรูปของความร้อนและมวลเกิดขึ้นพร้อม ๆ กัน โดยวิธีการนี้จะสามารถทำให้อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์(Condensing temperature) มีค่าต่ำกว่าเมื่อใช้คอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เนื่องจากอุณหภูมิกลั่นตัวของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำในอุดมคติจะมีค่าเข้าใกล้อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่เข้ามาในคอนเดนเซอร์ ในขณะที่คอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศนั้น อุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์จะเข้าใกล้อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศที่เข้ามาในคอนเดนเซอร์ ทั้งนี้เพราะอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศจะมีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศ

ดังนั้นอุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำจึงมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ เมื่อพิจารณาจากแผนภาพ P – h ในรูปที่ 3.3 จะเห็นว่าเมื่ออุณหภูมิกลั่นตัวของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ลดลงจะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น($h_{2'} - h_{3'}$)เพิ่มขึ้น ในขณะที่ความดันทางด้านส่งของคอมเพรสเซอร์(จุด 2') จะลดลง ทำให้งานที่ใส่ให้กับคอมเพรสเซอร์ต่อกิโลกรัมสารทำความเย็น($h_{2'} - h_{1'}$)ลดลงด้วย ดังนั้นจึงมีผลทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องปรับอากาศ(COP) เพิ่มขึ้นดังนี้

$$COP' = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_{2'} - h_1} \qquad [3.9]$$

โดยที่ COP' > COP

3.5 การออกแบบคอนเดนเซอร์

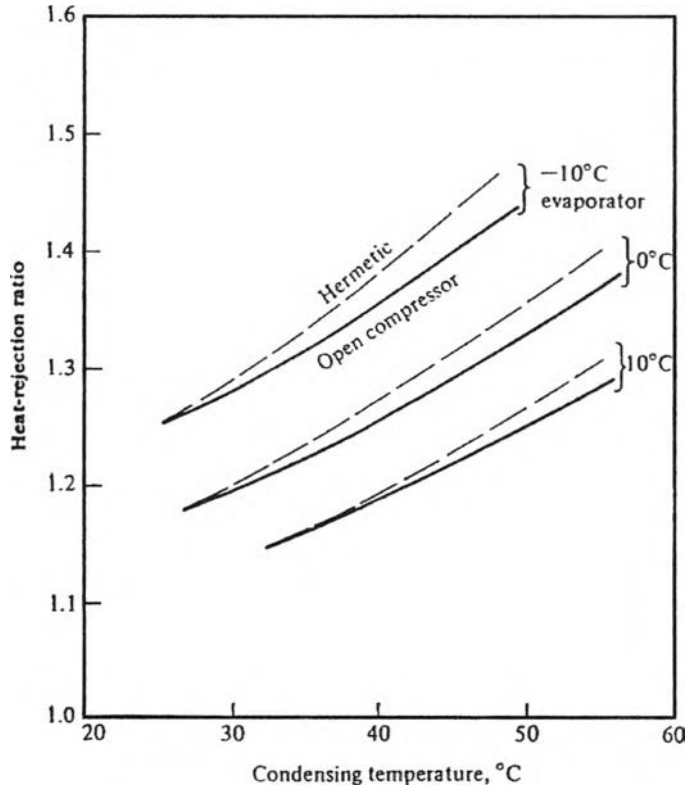
เนื่องจากความร้อนที่ระบายออกจากคอนเดนเซอร์จะเท่ากับผลบวกของความร้อนที่เครื่องทำระเหยดูดเข้ามาจากห้องปรับอากาศและงานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์ตามความสัมพันธ์

$$Q_C = Q_E + W_C \qquad [3.10]$$

ซึ่งค่าที่นิยมใช้ในการหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์กับอัตราการดูดความร้อนของเครื่องทำระเหยคือ

$$\text{อัตราส่วนการระบายความร้อน} = \frac{\text{อัตราการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ , kW}}{\text{อัตราการดูดความร้อนของเครื่องทำระเหย , kW}} \qquad [3.11]$$

โดยจะต้องกำหนดข้อมูลการใช้งานของระบบการทำความเย็นแล้วนำไปหาความสัมพันธ์จากกราฟในรูปที่ 3.4 ดังนี้



รูปที่ 3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนการระบายความร้อนกับอุณหภูมิควบแน่นสำหรับสารทำความเย็น R-22 [17]

การออกแบบคอนเดนเซอร์จะใช้หลักการอัตราการถ่ายเทความร้อนจากอากาศภายนอกไหลผ่านท่อทองแดงและแผ่นครีบ ไปยังสารทำความเย็นซึ่งไหลผ่านในท่อทองแดงดังกล่าว ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนจะถูกต้านทานด้วยความต้านทานความร้อนเชิงอุณหภูมิ(thermal resistances) 3 ค่าหลักๆคือ

1) ความต้านทานจากอากาศภายนอกไปยังพื้นที่ผิวภายนอกท่อทองแดงเรียกว่า external surface หรือ air-film thermal resistance

2) ความต้านทานจากการนำความร้อนผ่านแผ่นครีบ และเนื้อโลหะของท่อทองแดง

3) ความต้านทานความร้อนภายในท่อทองแดงซึ่งเป็นความต้านทานความร้อนระหว่างผิวภายในท่อทองแดงกับสารทำความเย็นที่ไหลผ่าน

จากสมการพื้นฐานการส่งผ่านความร้อนในคอนเดนเซอร์ในสมการ [3.7]

$$Q_C = U_O A_O \Delta T_m$$

จะได้ว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ ตามสมการดังกล่าวจะเกี่ยวเนื่องกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน(U_O) พื้นที่ผิวรวมของการถ่ายเทความร้อน(A_O) และผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิธมิค(ΔT_m) ดังนั้นในการคำนวณออกแบบคอนเดนเซอร์ จึงต้องพิจารณาค่าต่าง ๆ เหล่านี้คือ

3.5.1 พื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน

เมื่อพิจารณาจากสมการ [3.7] จะเห็นว่าพื้นที่ผิวรวมในการถ่ายเทความร้อนเป็นปัจจัยสำคัญที่สามารถช่วยให้ภาระในการทำความเย็นนั้นเพิ่มขึ้นหรือลดลงได้ จึงได้มีความพยายามที่จะเพิ่มพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้นนอกเหนือไปจากพื้นที่ของท่อที่มีอยู่แล้วโดยการติดครีบระบายความร้อน ดังนั้นพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดนั้นประกอบไปด้วยพื้นที่ใหญ่ ๆ 3 ส่วนคือ พื้นที่ผิวด้านในของท่อ ที่สัมผัสกับน้ำยาสารทำความเย็นต่อหน่วยความยาว($A_{p,i}$) พื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อ ต่อหน่วยความยาว($A_{p,m}$) และพื้นที่ผิวรวมด้านนอกที่สัมผัสกับอากาศต่อหน่วยความยาว(A_o) โดยมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$A_{p,i} = \pi . D_i$$

$$A_{p,m} = \pi . D_m$$

$$A_o = A_{p,o} + A_F$$

โดยที่ $A_{p,o} = \pi . D_o (1 - (2y).F_l)$

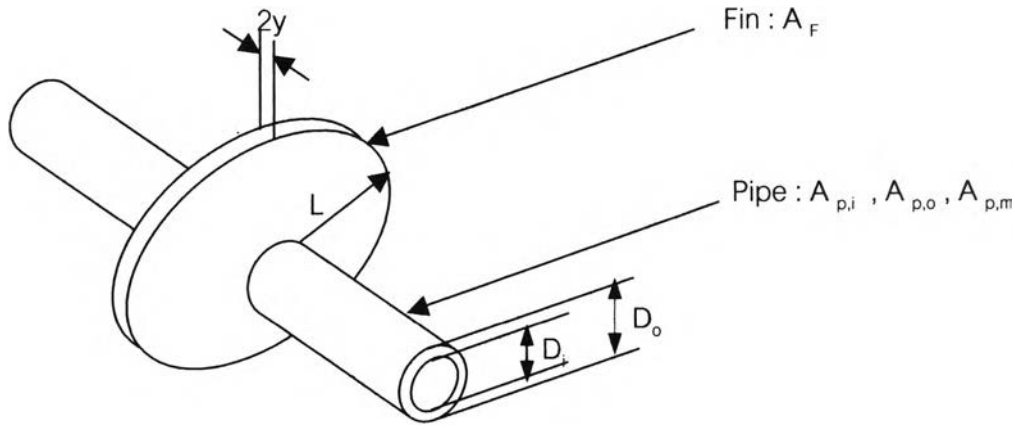
$$A_F = 2.F_l \left(a.c - \frac{\pi . D_o^2}{4} \right)$$

และ F_l = จำนวนแผ่นครีบต่อหนึ่งหน่วยความยาว

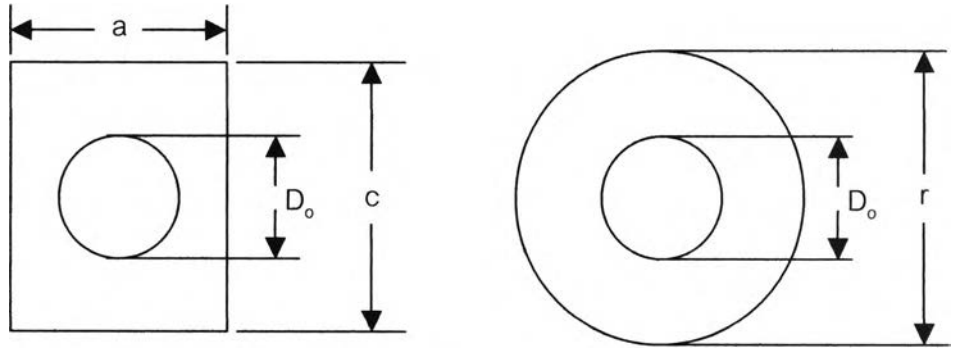
a = ระยะห่างระหว่างท่อในแนวนอน

c = ระยะห่างระหว่างท่อในแนวตั้ง

รายละเอียด ดังรูปที่ 3.5, 3.6



รูปที่ 3.5 แสดงลักษณะรูปร่างชุดแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.6 แสดงรัศมีเทียบเท่าของแผ่นครีบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศที่ไหลผ่านท่อซึ่งภายในมีสารทำความเย็นไหลผ่าน จะเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพได้นั้นต้องเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนหรือแผ่นครีบให้กับท่อ และแผ่นครีบที่มักนิยมใช้กันในเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก จะเป็นแบบครีบแท่ง(bar fin) ดังแสดงในรูปที่ 3.5

สำหรับครีบรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสและครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าซึ่งมักนิยมใช้กัน สามารถหาประสิทธิภาพโดยการแปลงครีบเหล่านี้ให้เป็นครีบกลมที่มีพื้นที่เท่ากันตามความสัมพันธ์

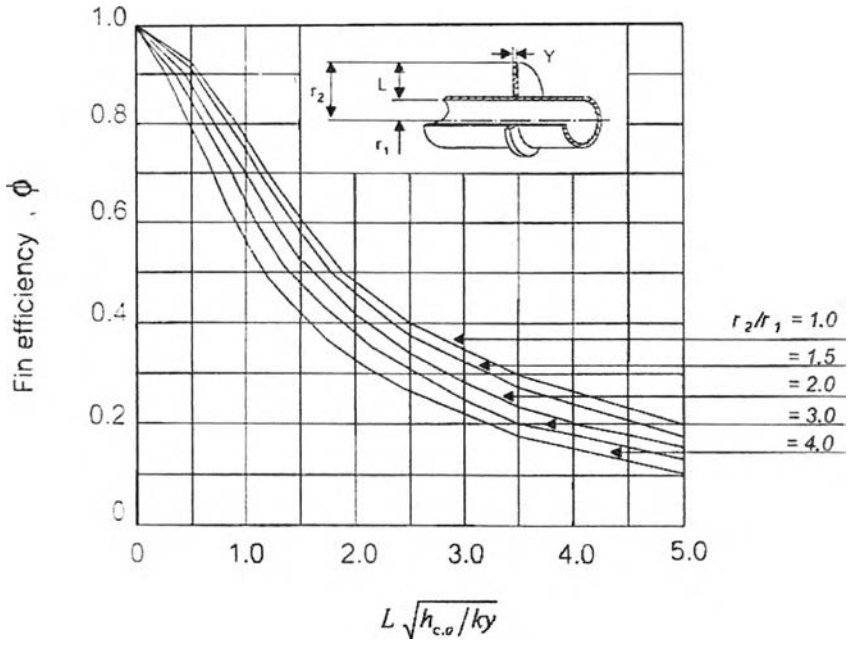
$$\text{Area} = a.c = \pi . r^2$$

ดังนั้น $$r = \sqrt{\frac{a.c}{\pi}}$$

ประสิทธิภาพของแผ่นครีบ (Fin efficiency , ϕ) คือ อัตราส่วนของความร้อนที่แผ่นครีบสามารถถ่ายเทได้จริงต่อความร้อนที่แผ่นครีบถ่ายเท ถ้าหากแผ่นครีบนั้นมีอุณหภูมิเท่ากันหมดและเท่ากับอุณหภูมิที่ฐานของแผ่นครีบ ดังนั้นจะได้ว่า

$$\text{Fin efficiency } (\phi) = \frac{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เป็นจริง}}{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบที่อุณหภูมิฐานครีบ}}$$

โดย Karl A. Gardner [14] ได้ทำการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของครีบแบบกลม แล้ววิเคราะห์ในรูปของกราฟเพื่อความสะดวกในการใช้งาน ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 กราฟแสดงประสิทธิภาพของแผ่นครีบกลมของ Karl A. Gardner

โดยที่ L = ความยาวของแผ่นครีบ (m)

$h_{c,o}$ = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ ($W/m^2.{}^\circ C$)

k_{al} = ค่าการนำความร้อนของแผ่นครีบอะลูมิเนียม $\approx$ 201 $W/m.{}^\circ C$

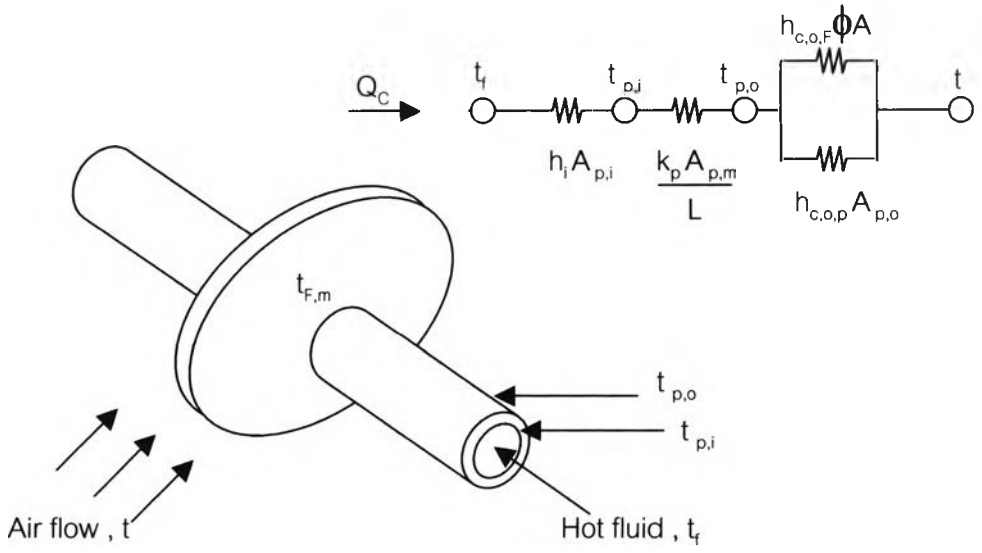
y = ระยะครึ่งความหนาของแผ่นครีบ (m)

3.5.2 **สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของคอนเดนเซอร์** (Overall Heat Transfer Coefficient for a Dry Finned – Tube Heat Exchanger)

สมมุติฐานเบื้องต้น

1) พื้นผิวของท่อทองแดงและแผ่นครีบไม่มีความสกปรก
2) มีการถ่ายเทความร้อนคงที่สม่ำเสมอ
3) อุณหภูมิของท่อทองแดงเท่ากับอุณหภูมิของฐานแผ่นครีบ
4) $h_{c,o,p} = h_{c,o,F} = h_{c,o}$

พิจารณารูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 แสดงลักษณะการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบในคอนเดนเซอร์

ดังนั้นสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

1) อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจากสารทำความเย็นสู่ท่อทองแดงด้านใน

$$Q_C = h_i A_{p,i}(t_f - t_{p,i}) \qquad [3.12]$$

2) อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำจากท่อทองแดงด้านในสู่ท่อทองแดงด้านนอก

$$Q_C = \frac{k_p A_{p,m}(t_{p,i} - t_{p,o})}{L} \qquad [3.13]$$

3) อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาจากท่อทองแดงด้านนอกและแผ่นครีบสู่อากาศ

$$Q_C = h_{c,o,p} A_{p,o} (t_{p,o} - t) + h_{c,o,F} \phi A_F (t_{p,o} - t)$$

$$Q_C = h_{c,o,} (A_{p,o} + \phi A_F)(t_{p,o} - t) \qquad [3.14]$$

4) อัตราการถ่ายเทความร้อนจากสารทำความเย็นสู่อากาศ

$$Q_C = U_o A_o (t_f - t) \qquad [3.15]$$

จากความสัมพันธ์ของสมการ [3.12] , [3.13] , [3.14] และ [3.15] จะได้ว่า

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o L}{A_{p,m} k_p} + \frac{1-\phi}{h_{c,o}(A_{p,o}/A_f + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \qquad [3.16]$$

โดย

U_o	=	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	(W/m^2-°C)
A_o	=	พื้นที่ผิวรวมด้านนอกท่อต่อหน่วยความยาว	(m^2)
$A_{p,i}$	=	พื้นที่ผิวด้านในท่อต่อหน่วยความยาว	(m^2)
$A_{p,m}$	=	พื้นที่ผิวเฉลี่ยของท่อต่อหน่วยความยาว	(m^2)
$A_{p,o}$	=	พื้นที่ผิวด้านนอกของท่อระหว่างแผ่นครีบต่อหน่วยความยาว	(m^2)
A_f	=	พื้นที่ผิวของแผ่นครีบต่อหน่วยความยาว	(m^2)
h_i	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อ	(W/m^2-°C)
$h_{c,o}$	=	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างอากาศกับท่อด้านนอก	(W/m^2-°C)
k_p	=	ค่าการนำความร้อนของท่อทองแดง	(W/m -°C)
L	=	ความหนาของท่อทองแดง	(m)
ϕ	=	ประสิทธิภาพของแผ่นครีบ	

แต่เนื่องจากเทอม $\frac{A_o L}{A_{p,m} k_p}$ มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมอื่น ๆ (ประมาณ 0.5 %) จึงสามารถตัดทิ้งได้ ดังนั้นจะได้ว่า

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{1-\phi}{h_{c,o}(A_{p,o}/A_f + \phi)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \qquad [3.17]$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.5.2.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็นที่ไหลในท่อ

สำหรับสมการพื้นฐานที่ใช้ในการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อเมื่อของไหลกลั่นตัวบนผิวท่อได้ถูกพัฒนาขึ้นโดย Nusselt [17] ดังนี้

$$h_i = 0.725\left(\frac{g\rho_f^2 h_{fg} k^3}{\mu \Delta t N D_o}\right)^{\frac{1}{4}} \qquad [3.18]$$

เมื่อ h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหลในท่อ ($W/m^2.{}^\circ C$)

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก = 9.81 m/s^2

ρ = ความหนาแน่นของของเหลวที่ควบแน่น (kg/m^3)

h_{fg} = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (J/kg)

μ = ความหนืดของของเหลวที่ควบแน่น ($N.s/m^2$)

Δt = ความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างไอกับพื้นผิวท่อ ($^\circ C$)

N = จำนวนท่อในแนวตั้ง

D_o = เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

3.5.2.2 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศไหลผ่านท่อที่มีแผ่นครีบ

ในการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนด้านนอกท่อที่มีแผ่นครีบนี้ Webb R.L. [19] ได้ทดลองหาสมการสำหรับหาค่าสัมประสิทธิการพาความร้อนแบบบังคับด้านนอกท่อที่มีครีบแบบคลื่น (wavy plate fin) โดยได้พิจารณาสมการไว้ดังนี้

1) กรณี $Gz \leq 25$

$$Nu_a = (0.50)(Gz)^{0.86}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.11}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.09}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.12}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.34}$$

หรือ

$$h_{c,o} = (0.50)(Gz)^{0.86}\left(\frac{k_a}{D_H}\right)\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.11}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.09}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.12}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.34} \qquad [3.19]$$

2) กรณี $Gz \geq 25$

$$Nu_a = (0.83)(Gz)^{0.76}\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.13}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.16}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.25}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.43}$$

หรือ $$h_{c,o} = (0.83)(Gz)^{0.76}\left(\frac{k_a}{D_H}\right)\left(\frac{c}{D_o}\right)^{0.13}\left(\frac{s}{D_o}\right)^{-0.16}\left(\frac{s_d}{a}\right)^{0.25}\left(\frac{2.s_p}{a}\right)^{-0.43} \quad [3.20]$$

เมื่อ $$Gz = RePr\frac{D_H}{W}$$

และ $$Re = \frac{\rho_a U_m D_H}{\mu_a}$$

$$D_H = \frac{2s(1-\beta)}{\left[(1-\beta)\sec\theta + 2s\frac{\beta}{D_o}\right]}$$

$$\beta = \frac{\pi D_o^2}{4ac}$$

$$s = \frac{1}{F_l} - 2y$$

$$\sec\theta = \frac{\sqrt{(s_d^2 + s_p^2)}}{s_p}$$

$$U_m = \frac{U_{fr}}{\sigma(1-\beta)}$$

$$\sigma = \frac{2y}{(s+2y)}$$

$$W = aN_R$$

โดยที่ Gz = ค่าตัวเลขเกรทซ์

Pr = ค่าตัวเลขแพรนด์เติลของอากาศ

Re = ค่าตัวเลขเรโนลย์

D_H = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกที่ความเร็วอากาศเฉลี่ย (m)

U_m = ความเร็วเฉลี่ยของอากาศ (m/s)

μ_a = ค่าความหนืดของอากาศ ($N.s/m^2$)

ρ_a = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

k_a = ค่าการนำความร้อนของอากาศ ($W/m.\ ^oC$)

s = ระยะห่างระหว่างแผ่นครีบ (m)

N_R = จำนวนแถวของคอยล์ในแนวตั้ง

F_l = จำนวนแผ่นครีบต่อหนึ่งหน่วยความยาว

y = ระยะครึ่งความหนาของแผ่นครีบ (m)

s_d = ระยะความสูงจากฐานถึงยอดของแผ่นครีบแบบคลื่น (m)

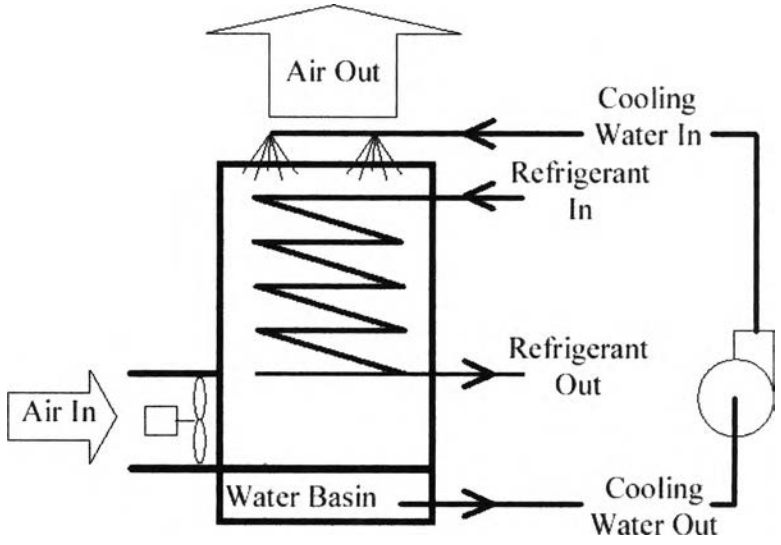
s_p = ระยะครึ่งความยาวของแผ่นครีบแบบคลื่น (m)

a = ระยะห่างของท่อในแนวนอน (m)

c = ระยะห่างของท่อในแนวตั้ง (m)

3.6 หลักการทำงานของคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ

จากที่กล่าวมาแล้วว่าคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำเป็นคอนเดนเซอร์ที่อาศัยทั้งอากาศและน้ำในการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะก๊าซ เพื่อให้สารทำความเย็นในสถานะก๊าซเกิดการกลั่นตัวเป็นของเหลว ดังนั้นหลักการของคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำก็คือการนำเอาคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยน้ำและหอระบายความร้อน(Cooling tower) เข้ามารวมไว้ในตัวเดียวกันดังรูป 3.9 [10]

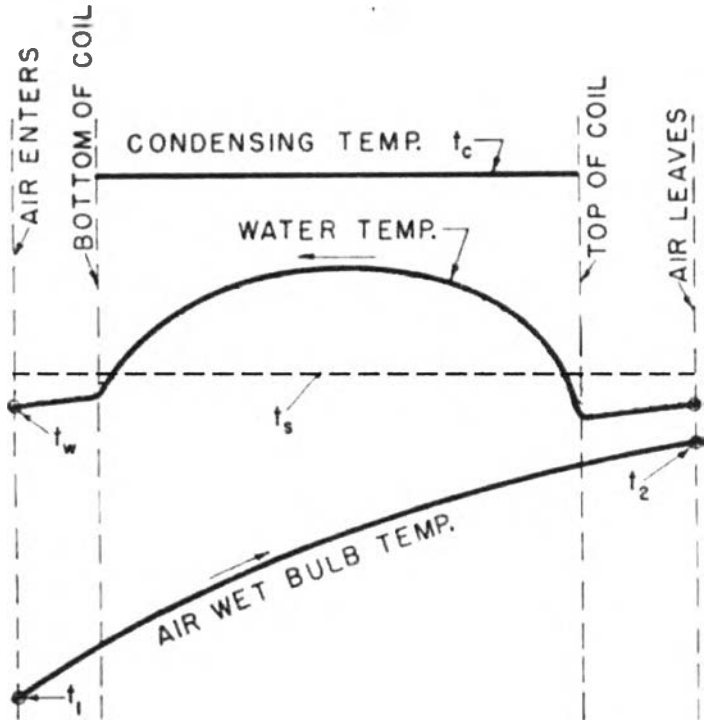


รูปที่ 3.9 แสดงการทำงานของคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำ

สารทำความเย็นอุณหภูมิสูงและความดันสูงในสถานะก๊าซจะไหลเข้าทางท่อด้านบน แล้วน้ำเย็นจากก้นถังจะถูกปั๊มส่งขึ้นไปยังหัวฉีดให้เป็นฝอยผ่านลงบนขดท่อสารทำความเย็น ทำให้สารทำความเย็นในขดท่อกลั่นตัวเป็นของเหลว โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทไปให้น้ำที่ฉีดเข้ามาใน

คอนเดนเซอร์ทำให้น้ำที่สัมผัสขดท่อสารทำความเย็นในช่วงแรกมีอุณหภูมิสูงขึ้นทำให้น้ำบางส่วนเกิดการระเหยออกไปและอุณหภูมิน้ำจะค่อย ๆ ลดลงเมื่อผ่านขดท่อแถวล่าง ๆ จนในที่สุดน้ำที่เหลือตกลงมาสู่ถังจะมีอุณหภูมิลดลงและจะถูกปั๊มส่งขึ้นไปยังหัวฉีดอีกครั้งจนถือได้ว่าอุณหภูมิของน้ำที่ฉีดเข้าไปมีอุณหภูมิคงที่เท่ากับ t_s ในขณะเดียวกันน้ำที่ฉีดเข้ามาจะถูกมอเตอร์พัดลมดูดอากาศจากภายนอกเข้ามาแล้วพัดพาเอาน้ำบางส่วนที่ระเหยตัวขณะที่รับความร้อนจากคอนเดนเซอร์ออกไปกับอากาศนั้นด้วย

เนื่องจากพลังงานที่ถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ส่วนใหญ่จะเอาไปใช้ในการระเหยของน้ำ ซึ่งไอน้ำนั้นก็จะปะปนไปกับอากาศทำให้อุณหภูมิและความชื้นของอากาศเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงอาจกล่าวได้ว่าคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศโดยอุณหภูมิยิ่งต่ำก็จะได้ผลดี ดังรูป 3.10 [11]



รูปที่ 3.10 แสดงลักษณะอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำ

และเมื่อพิจารณาสมการสมดุลพลังงานของการถ่ายเทความร้อนจากพื้นผิวน้ำบนท่อไปยังอากาศที่ผ่านเข้ามาจะได้ดังนี้

$$\dot{m}_a(h_{a,2} - h_{a,1}) = Q_C + \dot{m}_e h_w \qquad [3.21]$$

โดย Q_C = ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ (W)

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของมวลอากาศ (kg/s)

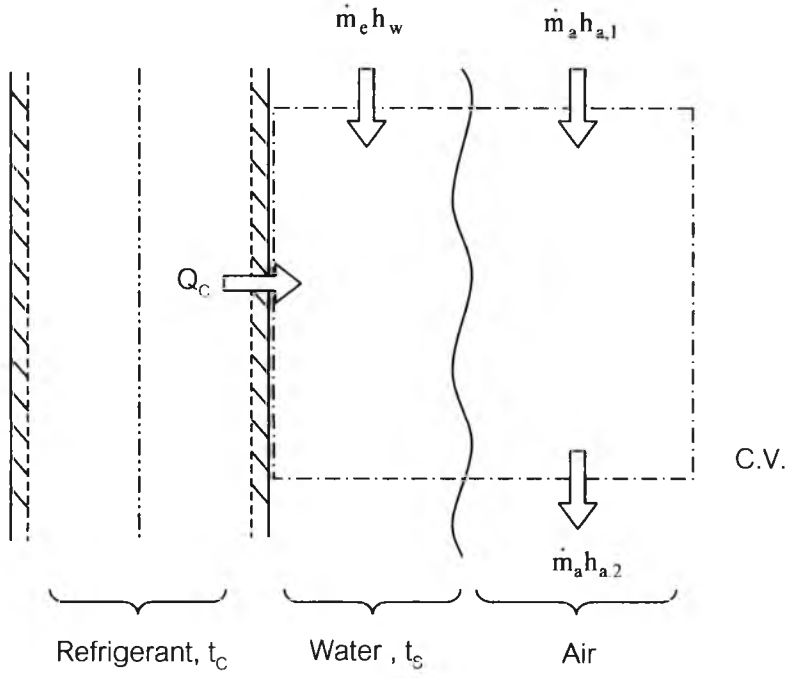
$\dot{m}_e$ = อัตราการระเหยของมวลน้ำ (kg/s)

$h_{a,1}$ = เอนทาลปีของอากาศที่เข้าสู่คอนเดนเซอร์ (J/kg)

$h_{a,2}$ = เอนทาลปีของอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ (J/kg)

h_w = เอนทาลปีของน้ำบนพื้นผิวท่อคอนเดนเซอร์ (J/kg)

แต่ในเทอม $\dot{m}_e h_w$ ถือว่าน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอมอื่นดังนั้นจึงไม่ต้องนำมาคำนวณ



รูปที่ 3.11 แสดงการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำ

ในส่วนของการหาอัตราการระเหยของมวลน้ำ ($\dot{m}_e$) สามารถหาได้จากสมการสมดุลมวล ดังนี้

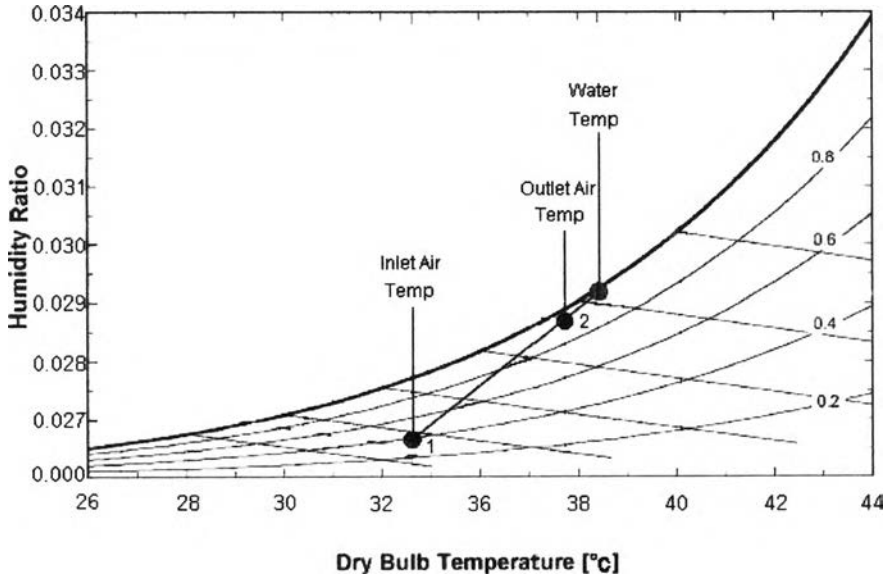
$$\dot{m}_e = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) \qquad [3.22]$$

โดย ω_1 = อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ (kg/kg)

ω_2 = อัตราส่วนความชื้นของอากาศที่ทางออกจากคอนเดนเซอร์ (kg/kg)

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศผ่านคอนเดนเซอร์ (kg/s)

จากสมการสมดุลความร้อนจากพื้นผิวน้ำไปยังอากาศจะเห็นว่าความร้อนจากคอนเดนเซอร์จะทำให้น้ำบนพื้นผิวท่อระเหยกลายเป็นไอด้วยความร้อนแฝงของน้ำ และความร้อนที่เหลือจะถูกถ่ายเทไปสู่อากาศ นั่นคือจะมีการถ่ายเททั้งความร้อนและมวลจากพื้นผิวน้ำไปให้อากาศ ทำให้สภาวะอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ มีค่าเอนทาลปี(h_{a2}) และค่าอัตราส่วนความชื้น(ω)เพิ่มขึ้น และจากเงื่อนไขของคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำจะประมาณได้ว่าอุณหภูมิของน้ำบนพื้นผิวท่อ(t_s) มีค่าคงที่ ดังนั้นสภาวะของอากาศที่ทางออก(จุด 2) จะวางตัวอยู่บนเส้นตรงที่ลากจากสภาวะอากาศที่ทางเข้า(จุด 1) ไปตัดเส้นอิ่มตัวของ Psychrometric chart ณ อุณหภูมิน้ำบนพื้นผิวท่อ(t_s) ดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 แสดงสภาวะอากาศบน Psychrometric chart

เนื่องจากคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างหนึ่งดังนั้นค่าที่แสดงถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนก็คือค่าประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ ซึ่งคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำนี้มีการถ่ายเทความร้อนทั้งในรูปของมวลหรือความร้อนแฝงและรูปของความร้อนสัมผัส ดังนั้นค่าประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์จึงต้องหาโดยอาศัยการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปีของอากาศมากกว่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศเพียงอย่างเดียว หรือกล่าวได้ว่าค่าประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์หาได้จากอัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ได้จริงต่อความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ได้สูงสุด ณ สภาวะเงื่อนไขเดียวกันนั่นคือ

$$\text{Effectiveness} = \frac{\text{Condenser Capacity}}{\text{Maximum Capacity}}$$

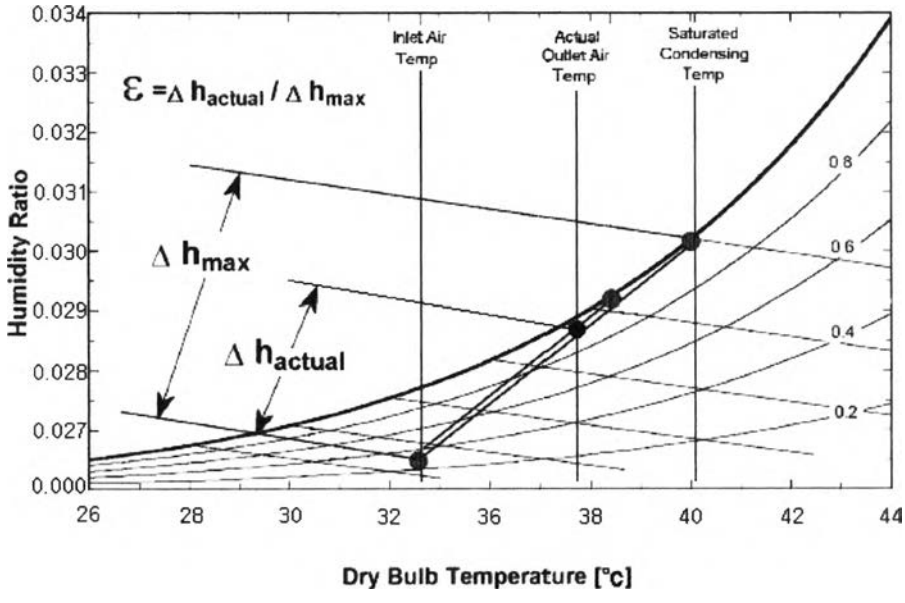
$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_a \left(h_{air,out} - h_{air,in} \right)}{\dot{m}_a \left(h_{air,out}\big|_{T_{c,Sat}} - h_{air,in} \right)} \qquad [3.23]$$

โดย ε = ค่า Effectiveness

$h_{air,in}$ = เอนทาลปีของอากาศที่เข้าคอนเดนเซอร์ (J/kg)

$h_{air,out}$ = เอนทาลปีของอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์ (J/kg)

$h_{air,out}\big|_{T_{c,Sat}}$ = เอนทาลปีของอากาศอิ่มตัว ณ อุณหภูมิสารทำความเย็น (J/kg)



รูปที่ 3.13 แสดงการหาประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์แบบระเหยน้ำ

3.7 **วิธีวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน**

ผลจากการปรับปรุงระบบจะใช้วิธีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จุดประสงค์เพื่อประเมินศักยภาพของระบบว่ามีความเป็นไปได้มากน้อยหรือเหมาะสมเพียงใด โดยพิจารณาจากผลตอบแทนการลงทุนและผลการดำเนินโครงการนี้สามารถคืนทุนได้ภายในระยะเวลาเท่าไร โดยทั่วไปแล้วเกณฑ์ที่ใช้ในการวิเคราะห์ได้แก่ ระยะเวลาคืนทุน มูลค่าปัจจุบันสุทธิ และอัตราผลตอบแทนการลงทุน

3.7.1 **ระยะเวลาคืนทุน** (Simple Payback Period)

ระยะเวลาคืนทุนคือ ระยะเวลาผลตอบแทนสุทธิสะสมจากการดำเนินงานมีค่าเท่ากับเงินลงทุน ผลที่ได้รับจากการประเมินการลงทุนวิธีนี้ก็คือ จะทำให้ทราบว่าจะได้รับเงินทุนคืนช้าหรือเร็วเท่าใด ถ้าคืนทุนได้เร็วเท่าใดก็จะดีมากขึ้นเท่านั้น เพราะโอกาสเสี่ยงต่อการขาดทุนในอนาคตมีน้อยลง และสามารถนำเงินที่คืนทุนไปลงทุนในกิจการอื่นได้ วิธีหาระยะเวลาคืนทุนเบื้องต้นเป็นวิธีแบบง่าย ๆ และเป็นที่นิยมใช้แต่มีข้อเสียคือ ไม่ได้พิจารณาถึงผลตอบแทนที่ได้รับหลังระยะเวลาคืนทุนแล้ว และไม่ได้พิจารณาการปรับมูลค่าเงินตามเวลา ซึ่งหาได้ดังนี้

สำหรับในกรณีที่ผลตอบแทน และค่าใช้จ่ายในแต่ละปีมีค่าเท่ากันทุกปี ระยะเวลาคืนทุนหาได้ดังนี้

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{ค่าใช้จ่ายในการลงทุน}}{\text{ผลตอบแทนสุทธิเฉลี่ยต่อปี}} \qquad [3.24]$$

โดยที่ ค่าใช้จ่ายในการลงทุน = ค่าลงทุนเริ่มแรก + ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน(ค่าแรง)

ผลตอบแทนสุทธิเฉลี่ยต่อปี = ผลตอบแทนที่ได้รับเฉลี่ยต่อปี – ค่าใช้จ่ายเฉลี่ยต่อปี

กรณีที่ผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับต่อปีไม่เท่ากัน จะรวมผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับแต่ละปีจนกระทั่งถึงปีที่ผลสะสมของผลตอบแทนสุทธิเท่ากับจำนวนเงินที่ลงทุน โดยจำนวนปีนี้คือ ระยะเวลาคืนทุน

3.7.2 **มูลค่าปัจจุบันสุทธิ** (Net Present Value ; NPV)

มูลค่าปัจจุบันสุทธิ หมายถึงผลต่างระหว่างมูลค่าปัจจุบันของรายรับ กับค่าใช้จ่ายตลอดอายุโครงการ ซึ่งหาได้จากการนำค่ากระแสเงินสดสุทธิของแต่ละปีตลอดอายุโครงการมาปรับให้เป็นมูลค่าปัจจุบัน โดยใช้ค่าอัตราผลตอบแทนต่ำสุดที่ยอมรับได้เป็นอัตราส่วนลดหรืออัตราดอกเบี้ยในการปรับมูลค่าเงิน เพื่อวัดว่าโครงการณ์ที่กำลังพิจารณาจะให้ผลตอบแทนที่คุ้มค่าหรือไม่ โดยเกณฑ์ในการตัดสินใจว่าจะลงทุนหรือไม่คือ ถ้าค่า NPV มีค่าเป็นบวกแสดงว่าเป็นการลงทุนที่คุ้มค่า แต่ถ้าค่า NPV มีค่าเป็นลบก็ไม่ควรที่จะลงทุน วิธีคำนวณหาได้ง่าย ดังสมการ

$$NPV = \sum_{n=0}^{N} \frac{R_n - C_n}{(1+i)^n} = \sum_{n=0}^{N} \frac{NCF_n}{(1+i)^n}$$

หรือ

$$NPV = \sum_{n=1}^{N} \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC \qquad [3.25]$$

เมื่อ TIC = ค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรก (บาท)

NCF_n = ผลตอบแทนสุทธิในปีที่ n (บาท/ปี)

i = อัตราส่วนลด

R_n = ผลตอบแทนที่ได้รับในปีที่ n

C_n = ค่าใช้จ่ายในปีที่ n

N = อายุของโครงการ , ปี

3.7.3 **อัตราผลตอบแทนการลงทุน** (Internal Rate of Return ; IRR)

อัตราผลตอบแทนการลงทุนหมายถึง อัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนจากการลงทุนเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของค่าใช้จ่ายในการลงทุน อัตราที่กล่าวถึงจึงเป็นอัตราความสามารถของเงินลงทุนที่จะก่อให้เกิดรายได้คุ้มกับเงินลงทุนพอดี ซึ่งวิธีการหาอัตราผลตอบแทนการลงทุนนี้จะพิจารณาได้ 2 แบบคือ แบบสุ่มค่า (Trial and Error) และแบบหาค่ากลาง (Interpolation) โดยหาอัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันของผลตอบแทนสุทธิที่ได้รับทุกปีรวมกันเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของค่าใช้จ่ายในการลงทุนเริ่มแรกที่จ่าย กล่าวคือ การหาอัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าเงินปัจจุบันสุทธิในการลงทุน (Net Present Value) เท่ากับศูนย์ หรือเข้าใกล้ศูนย์ ดังนั้นค่าอัตราส่วนลดที่หาได้ก็คือ IRR

เกณฑ์ในการตัดสินใจคือ ถ้าค่า IRR มีค่ามากกว่าอัตราขั้นต่ำของผลตอบแทนที่ยอมรับได้ก็ถือว่าคุ้มค่าที่จะลงทุน อย่างไรก็ดีถึงแม้ว่าค่า IRR จะเป็นเกณฑ์การตัดสินใจที่ดี และเป็นที่ยอมรับกันทั่วไป แต่ก็มีจุดอ่อนคือ อาจจะมีค่าของอัตราส่วนลดมากกว่าหนึ่งค่า ที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิเป็นศูนย์ ซึ่งอาจเกิดขึ้นได้กับโครงการที่ผลตอบแทนสุทธิในแต่ละปีเปลี่ยนจากบวกเป็นลบ

สมการที่ใช้คำนวณแบบสุ่มค่า (Trial and Error) มีดังนี้

$$NPV = \sum_{n=1}^{N} \frac{NCF_n}{(1+i)^n} - TIC = 0 \qquad [3.26]$$

เมื่อ i = IRR หรือ ค่าอัตราส่วนลดที่จะทำให้ NPV = 0

สมการคำนวณค่า IRR แบบหาค่ากลาง (Interpolation) มีดังนี้

IRR = อัตราส่วนลดค่าต่ำสุด

$$+ \text{ผลต่างระหว่างอัตราส่วนลดทั้งสอง} \times \frac{\text{NPV ที่ใช้อัตราส่วนลดค่าต่ำสุด}}{\text{ผลต่างของ NPV ที่ใช้อัตราส่วนลดทั้งสอง}} \qquad [3.27]$$