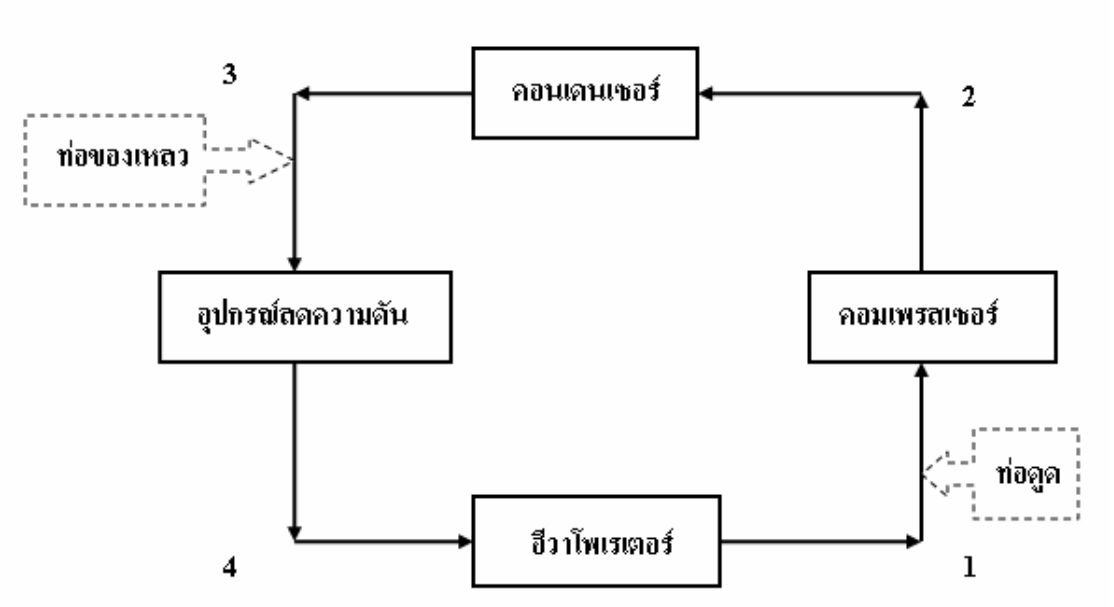
บทที่ 3
วิธีการออกแบบและวิธีการทดลอง

3.1 วิธีการออกแบบ

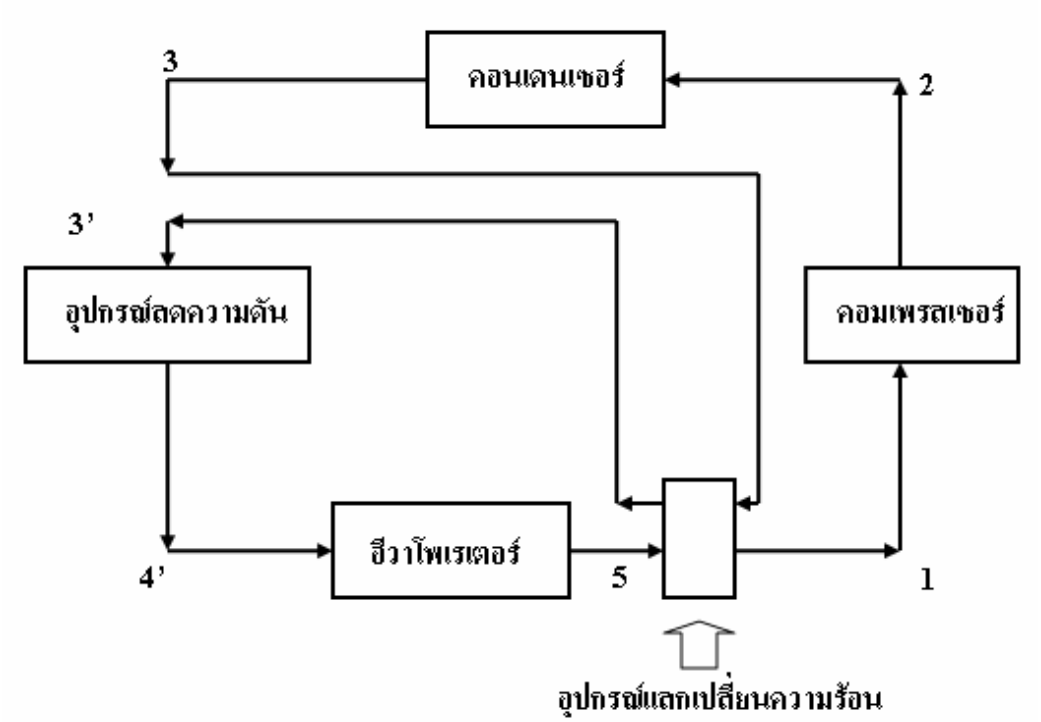
3.1.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อของเหลวและท่อดูด

เนื่องจากในสภาวะการทำความเย็นในระบบปรับอากาศ สารทำความเย็นที่บริเวณขาออกจากอีวาโพเรเตอร์จะเป็นไอร้อนยิ่งยวดเล็กน้อย และก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์จะมีการดูดความร้อนจากสิ่งแวดล้อมผ่านทางท่อดูดเข้าไป ทำให้ค่าองศาไอดง (Degree of Superheat) เพิ่มขึ้น ซึ่งหากสามารถทำการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อดูด (Suction Line) และท่อของเหลว (Liquid Line) เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกมาจากคอนเดนเซอร์ เพิ่มองศาความเย็นยิ่งยวด (Degree of Subcooling) ในขณะที่ยังรักษาค่าองศาไอดงในช่วงขาเข้าคอมเพรสเซอร์ไว้เท่าเดิม จะทำให้ระบบปรับอากาศมีค่าความจุความเย็น (Cooling Capacity) เพิ่มมากขึ้น

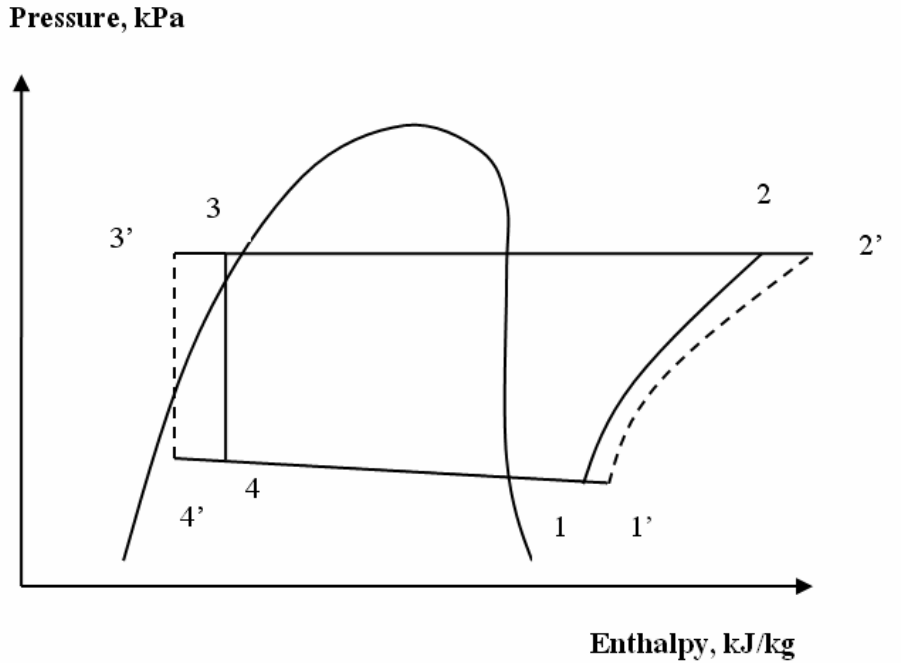
วิธีดังกล่าวคือการนำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หรือ Cross-cycle Heat Exchanger ไปติดตั้งระหว่างท่อของเหลวและท่อดูดของเครื่องปรับอากาศ แสดงได้ดังรูปที่ 3.1, 3.2 และแสดงในรูปแผนภูมิ ความดัน-เอนทาลปี ได้ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.1 แสดงท่อดูดและท่อของเหลวก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 3.2 แสดงระบบปรับอากาศที่ได้รับการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อของเหลวและท่อดูดของระบบปรับอากาศ

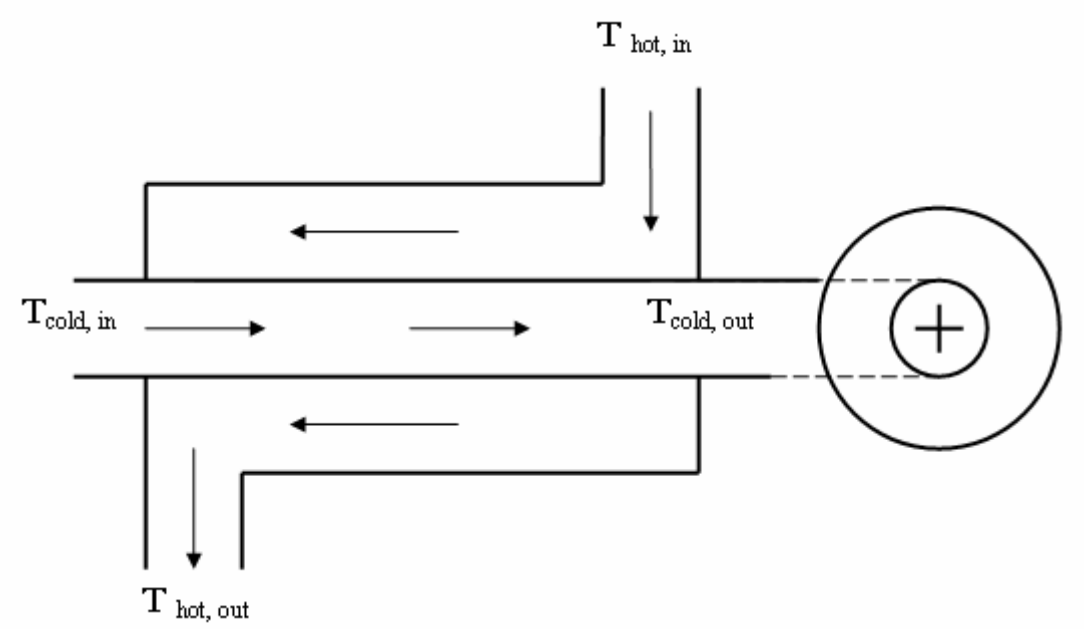


รูปที่ 3.3 แสดงการเปรียบเทียบแผนภูมิ ความดัน- เอนทาลปี (P-h Diagram) ของระบบปรับอากาศก่อนและหลังการติดตั้ง Cross-cycle Heat Exchanger

จากรูปที่ 3.3 จะเห็นว่าระบบปรับอากาศที่มี Cross-cycle Heat Exchanger จะมีค่าความจุความเย็นมากกว่าระบบที่ไม่มี Cross-cycle Heat Exchanger เป็นปริมาณเท่ากับ h_4-$h_{4'}$ ทำให้มีค่าสมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้นด้วย

3.1.2 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [8]

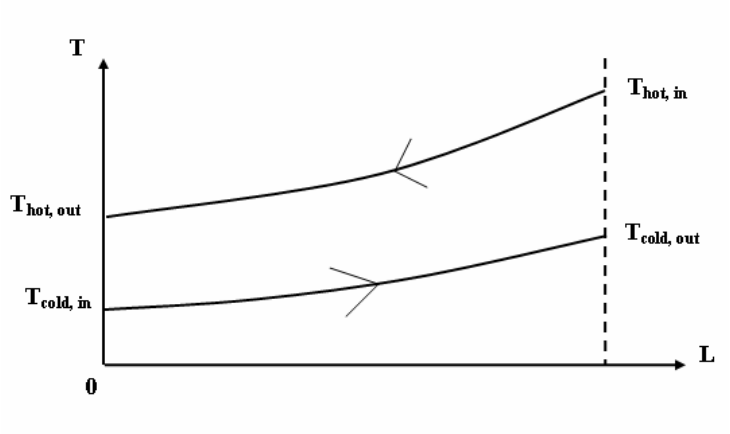
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในปริญญานิพนธ์นี้ จะเป็นชนิดไหลสวนทางกัน (Counterflow Heat Exchanger) แสดงได้ดังรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลสวนทางกัน

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีสมมติฐานดังนี้

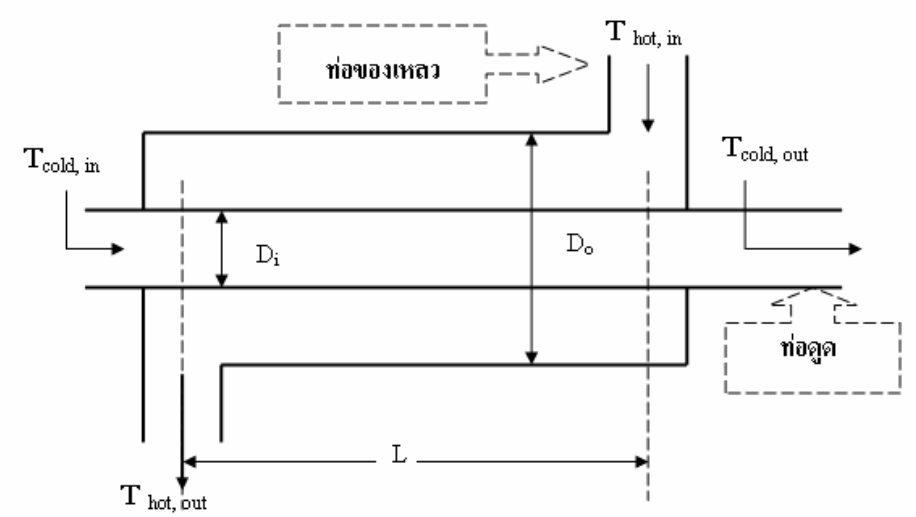
1. ไม่มีความร้อนสูญเสียให้กับสิ่งแวดล้อม
2. ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์และพลังงานจลน์
3. คุณสมบัติของสารทำความเย็นมีค่าคงที่
4. ไม่คิดผลของความต้านทานผนังท่อและผลของสิ่งอุดตันภายในท่อ
5. สารทำความเย็นอยู่ในสภาวะ Fully Developed (U เท่ากันตลอดความยาว L)
6. รักษาอุณหภูมิขาเข้าของคอมเพรสเซอร์ให้เท่าเดิมเพราะไม่ต้องการให้กำลังงานของคอมเพรสเซอร์เพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 3.5 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไหลสวนทางกัน

3.1.3 สมการที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ในเบื้องต้นจะต้องมีการทราบค่าอุณหภูมิ ความดัน ค่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ และความเร็วลมของอากาศ ที่จุดวัดต่างๆ ซึ่งจะแสดงไว้ในหัวข้อ 3.2 วิธีการทดลอง แล้วนำค่าที่ได้มาคำนวณเพื่อออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีขั้นตอนการคำนวณโดยใช้สมการดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.6 แสดงรายละเอียดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในงานโครงการ

1. การหาค่าอุณหภูมิขาออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นด้านท่อของเหลว ($T_{hot,out}$)

$T_{hot, in}$ = ค่าอุณหภูมิขาออกจากคอนเดนเซอร์

$T_{cold, in}$ = ค่าอุณหภูมิมิขาออกจากอีวาโพเรเตอร์

$T_{cold, out}$ = ค่าอุณหภูมิขาเข้าคอมเพรสเซอร์

สมการการหา $T_{hot,\,out}$ ได้จากการสมดุลความร้อนระหว่างท่อของเหลวและท่อดูด

$$Q = \dot{m}_r c_p \Delta T_{cold} = \dot{m}_r c_p \Delta T_{hot} \quad (3.1)$$

$$T_{hot,\,out} = T_{hot,\,in} - \frac{c_{p,\,cold}}{c_{p,\,hot}} (T_{cold,\,out} - T_{cold,\,in}) \quad (3.2)$$

2. การหาค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$)

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{(h_1 - h_4)} \quad (3.3)$$

$\dot{Q}_e$ = ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากอีวาโพเรเตอร์ (kJ/s)

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

h_1 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นขาเข้าคอมเพรสเซอร์ (kJ/kg)

h_4 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าอีวาโพเรเตอร์ (kJ/kg)

3. การหาค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทจากอีวาโพเรเตอร์ ($\dot{Q}_e$)

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ae} (h_{aei} - h_{aeo}) \quad (3.4)$$

$\dot{Q}_e$ = ความร้อนที่ถ่ายเทออกจากอีวาโพเรเตอร์ (kJ/s)

$\dot{m}_{ae}$ = อัตราการไหลของอากาศที่ผ่านอีวาโพเรเตอร์ (kg/s)

h_{aei} = เอนทาลปีของอากาศขาเข้าอีวาโพเรเตอร์ (kJ/kg air)

h_{aei} = เอนทาลปีของอากาศขาออกจากอีวาโพเรเตอร์ (kJ/kg air)

W_{act} = ได้จากการวัด (W)

4. สมการที่ใช้หาค่าเอนทาลปีของอากาศ (h_a)

$$h_a = T + \omega(2501 + 1.805T) \quad (3.5)$$

h_a = เอนทาลปีของอากาศ (kJ/kg air)

T = อุณหภูมิของอากาศ ($^{\circ}$C) ได้จากการทดสอบ

ω = ความชื้นจำเพาะของอากาศ

5. สมการที่ใช้หาค่าความชื้นจำเพาะของอากาศ (ω)

$$\omega = 0.62198\frac{Pw}{(P - Pw)} \quad (3.6)$$

P = ความดันบรรยากาศ (101,325 Pa)

Pw = ความดันไอน้ำในอากาศ (Pa)

6. สมการที่ใช้ในการหาค่าความดันไอน้ำในอากาศ (Pw)

$$Pw = Pws \bullet \varphi \quad (3.7)$$

φ = ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ (%) ได้จากการทดสอบ

Pws = ความดันอิ่มตัวของไอน้ำในอากาศ (Pa)

7. สมการที่ใช้ในการหาค่าความดันไอน้ำในอากาศ (Pws) [17]

$$\ln Pws = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T^1 + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13}T^4 + C_{14}\ln T \quad (3.8)$$

T = อุณหภูมิของอากาศ (K) ได้จากการทดสอบ

C_8 = -5800.2206, $C_9 = 1.3914993$, $C_{10} = -0.04860239$

C_{11} = 4.1764768×10^{-5}, $C_{12} = -1.4452093 \times 10^{-s}$, $C_{13} = 6.5459673$

8. สมการที่ใช้ในการหาอัตราการไหลของอากาศที่ผ่านอีวาโพเรเตอร์ ($\dot{m}_{ae}$)

$$\dot{m}_{ae} = \frac{VA_c}{v_{ai}} \tag{3.9}$$

V = ความเร็วของอากาศที่ผ่านอีวาโพเรเตอร์ (kg/s) ได้จากการทดสอบ

A_c = พื้นที่ผิวรับลมของอีวาโพเรเตอร์ (m^2) ได้จากการทดสอบ

v_{ai} = ปริมาตรจำเพาะของอากาศขาเข้าอีวาโพเรเตอร์ (m^3/kg)

9. สมการที่ใช้ในการหาค่าปริมาตรจำเพาะของอากาศขาเข้าอีวาโพเรเตอร์ (v_{ai})

$$v_{ai} = \frac{RT}{(P - Pw)} \tag{3.10}$$

R = ค่าคงที่ของก๊าซ 287.055 J/kg • K

T = อุณหภูมิของอากาศ (K) ได้จากการทดสอบ

P = ความดันบรรยากาศ 101,325 Pa

Pw = ความดันไอน้ำในอากาศ (Pa)

10. สมการที่ใช้หาเอนทาลปีของสารทำความเย็นขาเข้าคอมเพรสเซอร์ (h_1) [16]

$$h_1 = 4.186aT + 3.76812bT^2 + 4.521744cT^3 + 6.1043544dT^4 - 1.29222\frac{f}{T} + 2.326J$$

$$\frac{A_2}{16.01846327v - b} + \frac{A_3}{2(16.01846327v - b)^2} + \frac{A_4}{3(16.01846327v - b)^3} + \frac{A_5}{4(16.01846327v - b)^4}$$

$$+ 300.6946334 + 540.395101054JPv + 2.326Je^{-kT/Tc}\left(1 + \frac{kT}{Tc}\right)$$

$$\frac{C_2}{16.01846327v - b} + \frac{C_3}{2(16.01846327v - b)^2} + \frac{C_5}{4(16.01846327v - b)^4} \tag{3.11}$$

h1= เอนทาลปีของ R-22 ในสภาวะไอดง (kJ/kg)

P = ความดันของ R-22 ในสภาวะไอดง (bar) ได้จากการทดสอบ

T = อุณหภูมิของ R-22 ได้จากการทดสอบ (K)

v = ปริมาตรจำเพาะของ R-22 (m^3/kg)

a = 0.02812836, b = 2.255408 x10-5 , c = -6.509607 x 10-8

d = 0, f = 257.341, A2 = -4.353547

A3 = -0.017464, A4 = 2.310142 x 10-3 A5 = -3.724044 x10-5

J = 0.185053, k = 4.2 Tc = 369.167

C2 = -44.066868 C3 = 1.483763 C5 = -1.84505 x 10-4

11. สมการที่ใช้หาค่าปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นในสภาวะไอดง (v) [16]

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{A_2 + B_2 + T + C_2 e^{\frac{-kT}{Tcc}}}{(v-b)^2} + \frac{A_3 + B_3 T + C_3 e^{\frac{-kT}{Tcc}}}{(v-b)^3}$$

$$+ \frac{A_4 + B_4 T + C_4 e^{\frac{-kT}{Tcc}}}{(v-b)^4} + \frac{A_5 + B_5 T + C_5 e^{\frac{-kT}{Tcc}}}{(v-b)^5}$$

P = ความดันของสารทำความเย็น (psia) ได้จากการทดสอบ

T = อุณหภูมิของสารทำความเย็น (R) ได้จากการทดสอบ

v = ปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็น (ft^3/lb)

R = 0.124098, b = 0.002, k = 4.2, A2 = -4.353547,

A3 = -0.017464, A4 = 2.310142 x10-3, A5 = -3.724044 x 10-6, B2 = 2.407252 x 10-5,

B3 = 7.62789 x 10-5, B4 = -3.605723 x10-6, B5 = 5.355465 x 10-8, C2 = -44.066868

C3 = 1.483763, C4 = 0, C5 = -1.845051 x 10-4 , Tcc = 664.5

12. สมการในการคำนวณหาค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าอีวาโพเรเตอร์ (h_3) [17]

$$h_3 = 46.36 + 1.062333 \text{ x } T(3.355557 \text{ x}10\text{-}3T^2) \quad (3.13)$$

h_3 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นในสภาวะของเหลวอิ่มตัว (kJ/kg)

T = อุณหภูมิของ R-22 ที่ออกจากคอนเดนเซอร์ (°C) ได้จากการทดสอบ

$$h_4 = h_3 \quad (3.14)$$

h_4 = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่เข้าอีวาโพเรเตอร์ (kJ/kg)

13. การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อดูด (h_i) และท่อของเหลว (h_o) หาได้จากความสัมพันธ์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

ความสัมพันธ์ของ Colburn [5] ภายใต้เงื่อนไขที่ $0.7<Pr<160$ และ $Re>10000$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3} \quad (3.15)$$

Nu = เลขนัสเซลท์ (Nusselt Number)

Re = เลขเรโนลด์ (Reynolds Number)

Pr = เลขเพรนเทิล (Prandlt Number)

h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($W/m^2 \cdot K$)

D_h = เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิค (m)

= $D_o - D_i$ (สำหรับท่อของเหลว) ได้จากการทดสอบ

= D_i (สำหรับท่อดูด) ได้จากการทดสอบ

k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($W/m \cdot K$)

14. สมการที่ใช้ในการคำนวณหาค่าเลขเรโนลด์ (Re)

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (3.16)$$

Re = เลขเรโนลด์ (Reynolds Number)

v = ความเร็วของสารทำความเย็น (m/s)

D = เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m) ได้จากการทดสอบ

ρ = ความหนาแน่นของสารทำความเย็น (kg/m^3)

μ = ความหนืดของสารทำความเย็น (Pa·s)

15. สมการที่ใช้หาค่า (ρVD)

$$\rho VD = \frac{4\dot{m}_r}{\pi D} \tag{3.17}$$

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

D = เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m) ได้จากการทดสอบ

16. สมการที่ใช้คำนวณหาค่าเลขแพรนเทิล (Pr)

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \tag{3.18}$$

Pr = เลขแพรนเทิล

Cp = ค่าความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)

μ = ค่าความหนืด (Pa·s)

k = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (W/m·K)

17. เมื่อทราบค่า h_i และ h_o แล้วสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ได้

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \tag{3.19}$$

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($W/m^2 \cdot K$)

h_i = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อดูด ($W/m^2 \cdot K$)

h_o = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อของเหลว ($W/m^2 \cdot K$)

18. เมื่อทราบค่า U จะสามารถหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (A) ได้จาก

$$Q = \dot{m}_r c_p \Delta T = UA\Delta T_{ln} \quad (3.20)$$

Q = ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท (W)

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (W/m^2K)

ΔT_{ln} = Logarithmic Mean Temperature Difference

$$= \frac{(\Delta T_O - \Delta T_L)}{\ln \frac{\Delta T_O}{\Delta T_L}} \ (^\circ C) \quad (3.21)$$

$$\Delta T_L = T_{hot,in} - T_{cold,out} \ (^\circ C) \quad (3.22)$$

$$\Delta T_O = T_{hot,out} - T_{cold,in} \ (^\circ C) \quad (3.23)$$

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

c_p = ค่าความร้อนจำเพาะ (J/kgK)

19. เมื่อทราบค่าพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว สามารถหาความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (L) [4] ได้จาก

$$A = \pi \cdot D_1 \cdot L \quad (3.24)$$

A = พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (m^2)

D_1 = เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อดูด (m)

L = ความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (m)

3.1.4 ประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

(1) การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of Performance; COP) [16]

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{act}} \tag{3.25}$$

$\dot{Q}_e$ = ความสามารถในการทำความเย็น (W)

$\dot{W}_{act}$ = งานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบ (W)

(2) อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER) [7]

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{act}} \tag{3.26}$$

$\dot{Q}_e$ = ความสามารถในการทำความเย็น (Btu/h)

$\dot{W}_{act}$ = งานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบ (W)

(3) ค่าพลังงานจำเพาะ (Specific Energy Consumption, SEC)[16]

$$SEC = \frac{\dot{W}_{act}}{1{,}000\,\dot{Q}_e} \times (3516.85)$$

โดยที่

$\dot{Q}_e$ = ความสามารถในการทำความเย็น (TR)

$\dot{W}_{act}$ = งานจริงที่ใส่เข้าไปในระบบ (W)

3.1.5 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

ในการพิจารณาความคุ้มค่าในการลงทุนนั้น จะต้องทำการเปรียบเทียบว่าประสิทธิภาพเดิมของเครื่องปรับอากาศ กับประสิทธิภาพที่เพิ่มขึ้นเมื่อติดตั้ง Cross-Cycle Heat Exchanger มีค่าเท่าใด แล้วคำนวณหา ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดต่อปี เพื่อศึกษาว่าเมื่อมีการลงทุนติดตั้ง Cross-Cycle Heat Exchanger แล้ว ผลตอบแทนการลงทุนจะคุ้มค่าหรือไม่

1. ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ประหยัดได้ต่อปี

จำนวนชั่งโมงทำงานต่อวัน	=	8	ชั่วโมง / วัน
จำนวนวันทำงานต่อปี	=	300	วัน / ปี
แฟคเตอร์การทำงานของเครื่องปรับอากาศ	=	0.6	
ค่าพลังงานไฟฟ้าจากใบเสร็จรับเงินรายเดือน ของการไฟฟ้า ประเภทกิจการขนาดกลาง	=	2.695	บาท / kWh [21]
ค่า Ft	=	0.7842	บาท / kWh [22]

2. อัตราผลตอบแทน (Interest Rate of Return, IRR) จากสมการ Present worth (p/a) of a uniform series of amounts

$$P = A\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1-i)^n}\right]$$

โดยที่

P = จำนวนเงินที่ลงทุน (บาท)

A = จำนวนเงินที่ประหยัดได้ (บาท / ปี)

i = อัตราผลตอบแทน (IRR, %)

n = อายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศ (ปี)

3.2 วิธีการทดลอง

3.2.1 อุปกรณ์การทดลอง

ในการทดลองครั้งนี้ใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 Btu/hr เครื่องอัดไอแบบโรตารี่ โดยทดลองกับเครื่องปรับอากาศในสภาวะที่ใช้งานจริง เพื่อต้องการทราบว่าประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเพิ่มขึ้นหรือเปลี่ยนแปลงไปมากน้อยเท่าใด ซึ่งจะต้องใช้อุปกรณ์ในการทดลองเพื่อวัดค่าต่างๆ ในการทดลองดังนี้

1. เครื่องมือวัดพลังงานไฟฟ้า

เป็นเครื่องมือสำหรับวัดพลังงานไฟฟ้า (Power Meter Fluke 39) ความแม่นยำ ±0.1% แสดงผลออกมาเป็นตัวเลข สามารถอ่านค่าได้ละเอียดถึงทศนิยมสองตำแหน่ง

รูปที่ 3.7 ลักษณะตัวเครื่อง Power Meter Fluke 39

2. เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

เครื่องมือที่ใช้วัดอุณหภูมิในการทดลองในครั้งนี้ เป็นเครื่องมือวัดและบันทึกอุณหภูมิ CR23 Micrologger แบบเทอร์โมคับเปิลชนิด K- type แสดงผลออกมาเป็นตัวเลข ซึ่งอ่านค่าได้ละเอียดถึง 0.001 ºC

รูปที่ 3.8 ลักษณะตัวเครื่องมือวัดและบันทึกอุณหภูมิ CR23 Micrologger

3. เกจวัดความดัน

ในการทดลองในครั้งนี้ได้ทำการติดตั้งเกจวัดความดัน 4 ตำแหน่ง เป็นแบบวัดที่ความดันด้าน High Pressure 2 ตัว และวัดที่ความดัน Low Pressure 2 ตัว เกจวัดความดันสามารถอ่านค่าได้ทั้งสองระบบเป็นระบบอังกฤษ (psi) และระบบเมตริกซ์ (kg/cm^2) ในตัวเดียวกันและอ่านได้ละเอียด 1 psi

รูปที่ 3.9 ลักษะเกจวัดความดันทางด้าน High Pressure และ Low Pressure

4. เครื่องมือวัดความเร็วลม

ในการทดลองนี้ใช้เครื่องมือวัด Air Flow anemometer รุ่น LCA 6000 ความแม่นยำ ± 0.1 เปอร์เซ็นต์ แสดงผลออกมาเป็นตัวเลข สามารถอ่านค่าได้ละเอียดถึง 0.1 m/s ในการทดลองนี้ได้ทำการวัดความเร็วลมที่ออกมาจากคอยล์เย็นทั้งหมด 20 ตำแหน่งแล้วมาหาค่าความเร็วเฉลี่ย

รูปที่ 3.10 ลักษณะ Air Flow anemometer รุ่น LCA 6000

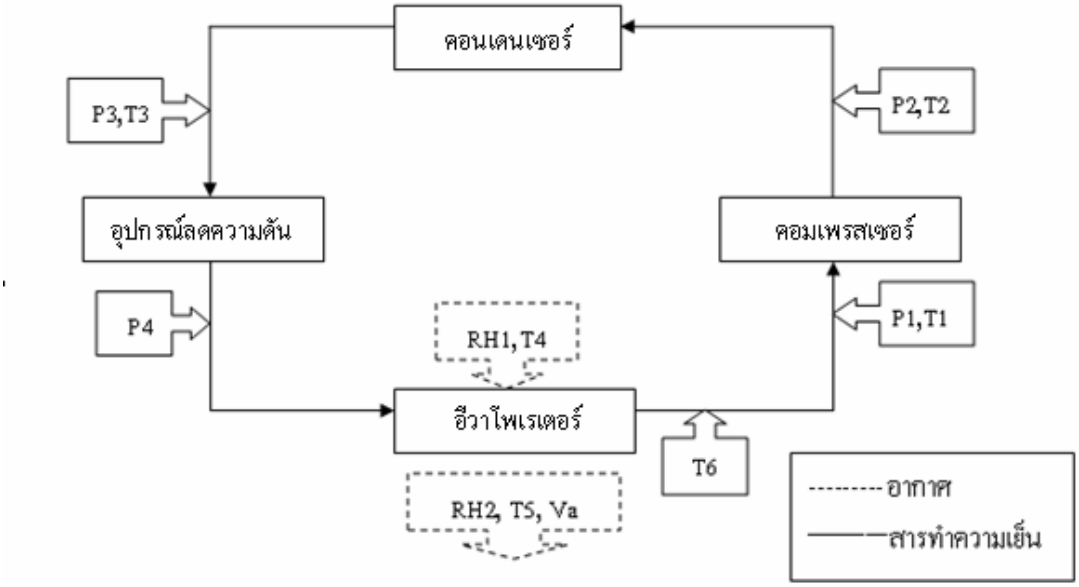
5. เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

ในการทดลองนี้ได้ใช้เครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ Testo 625 เพื่อหาค่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนและหลังจากเข้าคอยล์เย็น โดยหน่วยที่วัดจะมีหน่วยเป็น %

รูปที่ 3.11 ลักษณะของเครื่องมือวัดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ

3.2.2 วิธีการทดลองก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ในการทดลองครั้งนี้ ก่อนที่จะทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้าไประหว่างท่อดูดและท่อของเหลวของเครื่องปรับอากาศ จะต้องมีการวัดค่าอุณหภูมิ ความดัน ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ และค่าความเร็วลม ที่จุดวัดต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 แสดงจุดวัดค่าตัวแปรต่างๆ ก่อนการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

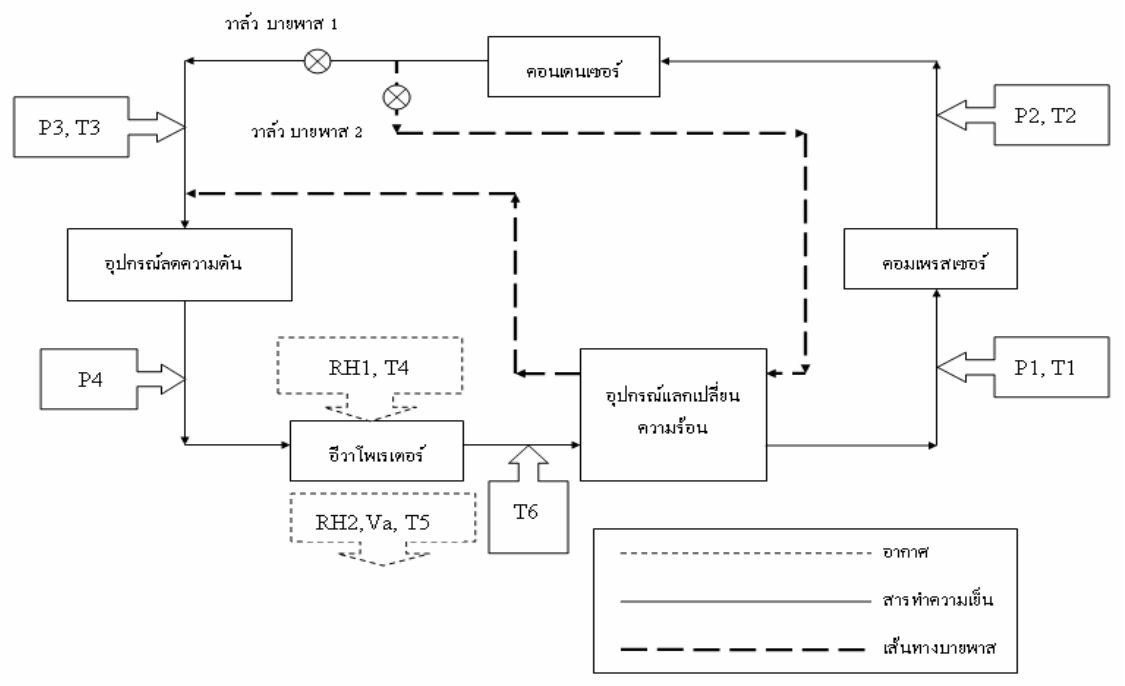
จากรูปที่ 3.12 ตัวแปรที่จุดวัดต่างๆ สามารถอธิบายได้ดังนี้

T1	คือ	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าคอมเพรสเซอร์ (°C)
T2	คือ	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกจากคอมเพรสเซอร์ (°C)
T3	คือ	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกจากคอนเดนเซอร์ (°C)
T4	คือ	อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าอีวาโพเรเตอร์ (°C)
T5	คือ	อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอีวาโพเรเตอร์ (°C)
T6	คือ	อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจาอีวาโพเรเตอร์ (°C)
P1	คือ	ความดันก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (psig)
P2	คือ	ความดันหลังออกจากคอมเพรสเซอร์ (psig)
P3	คือ	ความดันก่อนเข้าอุปกรณ์ลดความดัน (psig)
P4	คือ	ความดันหลังออกจากอุปกรณ์ลดความดัน (psig)
RH1	คือ	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนเข้าอีวาโพเรเตอร์ (%)
RH2	คือ	ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศหลังออกจากอีวาโพเรเตอร์ (%)
Va	คือ	ความเร็วของอากาศหลังออกจากอีวาโพเรเตอร์ (m/s)

หลังจากทราบค่าตัวแปรที่จุดวัดต่างๆ แล้ว ทำให้สามารนำค่าตัวแปรที่ได้ไปคำนวณเพื่อออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำมาติดตั้งในระบบปรับอากาศได้

3.2.3 วิธีการทดลองหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อมีการออกแบบขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำเร็จแล้ว จึงต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้าไประหว่างท่อดูดและท่อของเหลวของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน เพื่อให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกันระหว่างสารทำความเย็นที่อยู่ภายในท่อดูดกับสารทำความเย็นที่อยู่ภายในท่อของเหลว โดยวิธีการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นการติดตั้งเพิ่มเติมเข้าไปในระบบปรับอากาศเดิม ดังแสดงในรูปที่ 3.13 โดยใช้วาล์วเป็นตัวควบคุมการเปิดปิดของท่อสารทำความเย็น เพื่อควบคุมการไหลของสารทำความเย็นให้ไหลไปในทิศทางที่ต้องการ ซึ่งวิธีการดังกล่าวจะทำให้สามารถแบ่งระบบปรับอากาศที่ใช้ทำการทดลองได้เป็น 2 ระบบ คือ ระบบปรับอากาศธรรมดาที่ไม่มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และระบบปรับอากาศที่มีการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะการทำงานของระบบทั้ง 2 ระบบได้ง่ายยิ่งขึ้น



รูปที่ 3.13 แสดงระบบปรับอากาศหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากรูปที่ 3.13 ตัวแปรที่จุดวัดต่างๆ สามารถอธิบายได้ดังนี้

T1 คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าคอมเพรสเซอร์ (°C)

T2 คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกจากคอมเพรสเซอร์ (°C)

T3 คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นขาออกจากคอนเดนเซอร์ (°C)

T4 คือ อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าอีวาโพเรเตอร์ (°C)

T5 คือ อุณหภูมิอากาศที่ออกจากอีวาโพเรเตอร์ (°C)

T6 คือ อุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจาอีวาโพเรเตอร์ (°C)

P1 คือ ความดันก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (psig)

P2 คือ ความดันหลังออกจากคอมเพรสเซอร์ (psig)

P3 คือ ความดันก่อนเข้าอุปกรณ์ลดความดัน (psig)

P4 คือ ความดันหลังออกจากอุปกรณ์ลดความดัน (psig)

RH1 คือ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศก่อนเข้าอีวาโพเรเตอร์ (%)

RH2 คือ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศหลังออกจากอีวาโพเรเตอร์ (%)

Va คือ ความเร็วของอากาศหลังออกจากอีวาโพเรเตอร์ (m/s)

หลังจากทราบค่าตัวแปรที่จุดวัดต่างๆ แล้ว สามารถหาค่าสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศได้ เพื่อใช้เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน