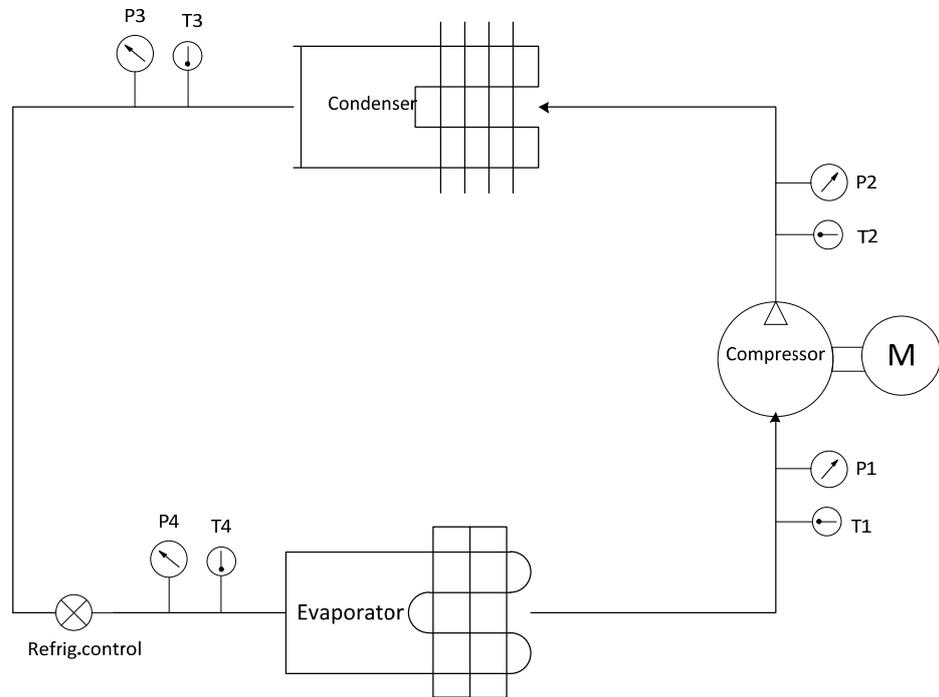


ภาคผนวก ข.

แสดงวิธีการคำนวณ

ข.1 การวิเคราะห์ระบบทำความเย็นแบบอัดไอจากผลการทดลองก่อนปรับปรุงระบบ



รูปที่ ข.1. air condition system schematic diagram

1) ผลที่ได้จากการทดลองก่อนปรับปรุง

1) ความดันและอุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_1 = 0.49 \text{ MPa}$ และ

$$T_1 = 7.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2) ความดันและอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_2 = 1.93 \text{ MPa}$ และ

$$T_2 = 95.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

3) ความดันและอุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์เท่ากับ $P_3 = 1.92 \text{ MPa}$ และ

$$T_3 = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

4) ความดันทางออกอุปกรณ์ลดความดัน $P_4 = 0.5 \text{ MPa}$

5) อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ไหลเวียน (\dot{m}_r) ในระบบมีค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 0.022 kg/s

2) การคำนวณวิเคราะห์ตามแผนภาพ P-h Diagram และ T-s Diagram

สถานะที่ 1: สารทำความเย็น R-22 ที่ความดัน $P_1 = 0.49 \text{ MPa}$, อุณหภูมิ $T_1 = 7.6 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_1 > T_{\text{sat}@P} \quad \text{อยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่ง}$$

$$\text{จะได้} \quad h_1 > h_g = 410.8 \text{ kJ/kg} , \quad s_1 > s_g = 1.773 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

สถานะที่ 2 : สารทำความเย็น R-22 ที่ความดัน $P_2 = 1.92 \text{ MPa}$, อุณหภูมิ $T_2 = 95.4 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_2 > T_{\text{sat}@P} \quad \text{อยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่ง}$$

จะได้

$$h_2 = 460.8 \text{ kJ/kg} , \quad s_2 = 1.812 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 0.03878 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

สถานะที่ 1 – 2 เป็นกระบวนการอัดไอแบบ Isentropic ที่เอนโทรปีคงที่ ดังนั้น $s_1 = s_2$

$$s_1 = s_2 = 1.773 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{2,\text{isen}} @ P_2, s_2 = 446.8 \text{ kJ/kg}$$

ประสิทธิภาพคอมเพรสเซอร์ (Isentropic Efficiency) ;

จากสมการที่ (2.13) จะได้

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{h_{2,\text{isen}} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{(446.8 - 410.8)}{(460.8 - 410.8)} = 0.72 = 72 \%$$

สถานะที่ 3: สารทำความเย็น R-22 ที่ความดัน $P_3 = 1.92 \text{ MPa}$, อุณหภูมิ $T_3 = 46 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_3 > T_{\text{sat}@P} \quad \text{อยู่ในสถานะของเหลวเย็นยิ่ง (Subcool Liquid)}$$

$$\text{จะได้} \quad h_3 = 257.8 \text{ kJ/kg} , \quad h_3 = h_4 = 257.8 \text{ kJ/kg} ,$$

ความสามารถในการทำความเย็น ;

จากสมการที่ (2.5) จะได้

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) = 0.022(410.8 - 257.8) = 3.365 \text{ kW}$$

งานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ ;

จากสมการที่ (2.1) จะได้

$$w_{\text{comp}} = h_2 - h_1 = 460.8 - 410.8 = 50 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_r w_{\text{comp}} = (0.022)(50) = 1.1 \text{ kW}$$

ความร้อนที่ถ่ายเทสู่บรรยากาศ;

จากสมการที่ (2.3) จะได้

$$q_{\text{cond}} = h_2 - h_3 = 460.8 - 257.8 = 203 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_r q_{\text{cond}} = (0.022)(203) = 4.46 \text{ kW}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น , COP (Coefficient of performance) ;

จากสมการที่ (2.9) จะได้

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = \frac{3.365}{1.1} = 3.058$$

ประสิทธิภาพด้านพลังงานในการให้ความเย็น ,EER (energy efficiency ratio) ;

จากสมการที่ (2.10) จะได้

$$\text{EER} = \text{COP} \times 3.412 = 3.06 \times 3.412 = 10.44$$

อัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat Ratio) ;

เมื่อ

อุณหภูมิสารทำความเย็นทางออกของท่อที่ออกจากเครื่องระเหย $t_{oh} = T_1 = 7.6 \text{ }^\circ\text{C}$

อุณหภูมิก๊าซทางเข้าเครื่องระเหย $t_{L1} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$

อุณหภูมิที่ความดันระเหย $t_o = T_{\text{sat}} @ P_1 = -0.505 \text{ }^\circ\text{C}$

ดังนั้นจากสมการที่ (2.14) จะได้

$$\frac{\Delta t_{oh}}{D_{t1}} = \frac{t_{oh} - t_o}{t_{L1} - t_o} = \frac{7.6 - (-0.505)}{29 - (-0.505)} = 0.27$$

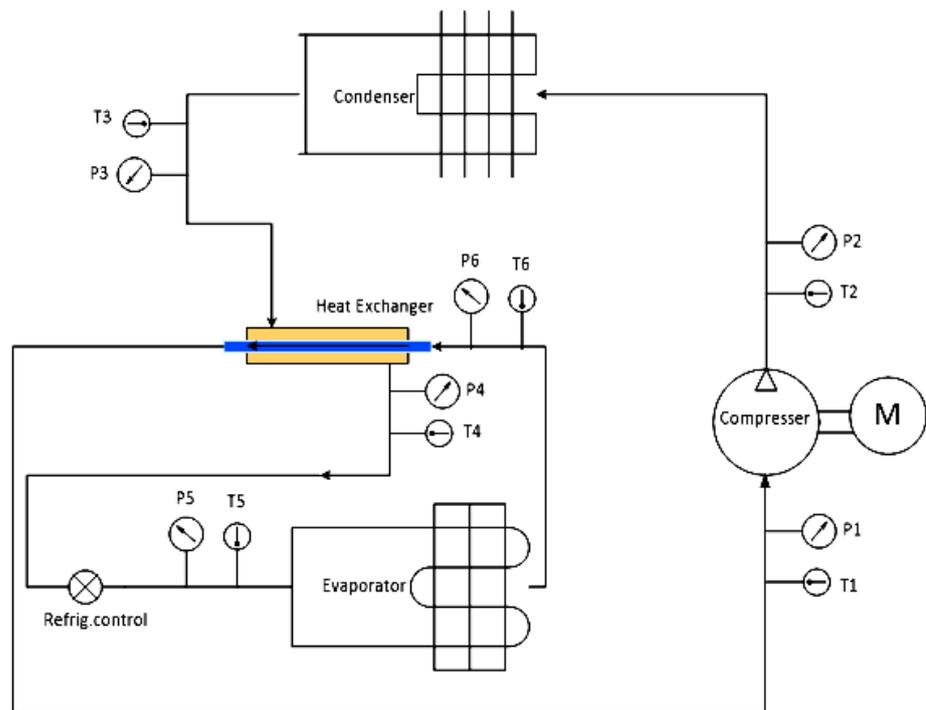
หมายเหตุ: ค่าอัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่งที่เหมาะสมคือ 0.65 หรือค่าอยู่ระหว่าง 0.5 ถึง 0.7

ข.2 การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มสมรรถนะของระบบ

หลักการเพิ่มสมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศด้วยวิธีการ Subcool ที่ท่อทางออกคอนเดนเซอร์ โดยทำการออกแบบสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นสถานะเป็นของเหลวอุณหภูมิสูงที่ท่อทางออก Condenser (Liquid Tube) กับสารทำความเย็นสถานะเป็นไอที่มีอุณหภูมิต่ำที่ท่อทางออก Evaporator (Suction Tube) มีผลทำให้เอนทัลปีของสารทำความเย็น R-22 ก่อนเข้าที่รูเข็มลดลงเกิดการ Subcool มากยิ่งขึ้นซึ่งจะมีผลทำให้เพิ่มค่า COP ของระบบการทำความเย็นมากขึ้นเช่นกัน ในงานวิจัยนี้ได้ดำเนินการออกแบบสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โดยที่ท่อด้านในเป็นท่อ Suction และท่อด้านนอกเป็นท่อที่ต่อมาจากท่อ Liquid หรือที่เรียกอีกชื่อหนึ่งว่า Liquid-Suction Heat Exchanger โดยให้สารทำความเย็นไหลภายในท่อทั้งสองเป็นแบบไหลสวนทางกัน (Counterflow) จากการคำนวณในการหาค่า COP จากผลการทดลองก่อนการปรับปรุงระบบข้างต้น จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น R-22 ที่ท่อทางออกคอนเดนเซอร์ก่อนเข้าที่รูเข็มมีค่าเท่ากับ $46 \text{ }^\circ\text{C}$ ดังนั้นผู้วิจัยได้ทำการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อต้องการลดค่าเอนทัลปีที่จุดนี้ลงด้วยการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นให้ต่ำลงอีก โดยคำนึงถึงค่าไอร้อนยวดยิ่งของระบบให้อยู่ในค่าที่เหมาะสมคือ 0.65 หรือค่าอยู่ระหว่าง 0.5 ถึง 0.7 ซึ่งเป็นจากการ Run โปรแกรม EES ที่ผู้วิจัยเขียนขึ้น ปรากฏว่าระบบสามารถลดอุณหภูมิได้อีก $4 \text{ }^\circ\text{C}$ ขนาดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 41 cm สำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบเครื่องปรับอากาศให้เพิ่มมากขึ้นดังรายละเอียดของการคำนวณดังนี้

สมมติกำหนดให้ค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลองวัดจากข้อมูลการคำนวณการหาค่า COP ของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอขนาด 12,301 Btu/h คือ

- 1) ความดันและอุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_1 = 0.49 \text{ MPa}$ และ $T_1 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$
- 2) ความดันและอุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์เท่ากับ $P_3 = 1.92 \text{ MPa}$ และ $T_3 = 46 \text{ }^\circ\text{C}$
- 3) อุณหภูมิสารทำความเย็นที่มีออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, $T_4 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$
- 4) ความดันทางออกท่อรูเข็ม $P_5 = 0.49 \text{ MPa}$



รูปที่ ข.2 Schematic Diagram Air Condition System with heat exchanger

5) อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น R-22 (\dot{m}_r) กำหนดให้คงที่ตลอดระบบ = 0.022 kg/s

6) ท่อที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับสารทำความเย็น R-22 เป็นท่อทองแดง (Copper), กำหนดให้ค่าการนำความร้อน, $k = 382 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

ก) ท่อด้านในที่เป็นท่อที่ต่อออกมาจากท่อ Suction เป็นท่อทองแดงขนาด 1/4 in Type K (actual 3/8 in) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ OD. = $9.525 \text{ mm} = 0.009525 \text{ m}$ และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ID. = $7.75 \text{ mm} = 0.00775 \text{ m}$

ข) ท่อด้านนอกที่เป็นท่อที่ต่อออกมาจากท่อ Liquid เป็นท่อทองแดงขนาด 3/8 in Type L (actual 5/8 in) ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ OD. = 15.88 mm = 0.01588 m และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ID. = 13.84 mm = 0.01384 m

การออกแบบหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนท่อไหลสวนทางกันที่เหมาะสมหาได้ดังนี้

1) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น R-22 (ของไหลเย็น) ที่ไหลในท่อด้านใน (h_i)

$$\text{คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่ } T_{f,c} \approx (2T_{\text{subcool}} + T_c) + T_c = ((2 \times 4) + 12) + 12 = 16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{c,i} = 0.49 \text{ MPa}$$

จะได้

$$\rho = 19.24 \text{ kg/m}^3, k = 0.01026 \text{ W/m}^\circ\text{C}, \mu = 12.22 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$C_p = 0.7228 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

จากสมการที่ (2.18) จะได้

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(0.7228 \times 10^3 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(12.22 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s})}{0.01026 \text{ W/m}^\circ\text{C}} = 0.86$$

จากสมการที่ (2.16) จะได้

$$\text{Re}_D = \frac{4 \dot{m}_r}{\pi D_i \mu} = \frac{4(0.022 \text{ kg/s})}{\pi(0.00775 \text{ m})(12.22 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s})} = 295773$$

$$\text{Re}_D > 4,000 \quad ; \text{ Turbulent Flow}$$

$$\text{Re} > 10^4 \quad , 0.7 < \text{Pr} < 160$$

จากสมการที่ (2.17) จะได้

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^{0.4} = 0.023(295773^{0.8})(0.86^{0.4}) = 515$$

จากสมการที่ (2.19) จะได้

$$\therefore h_i = \frac{Nu_D k}{D_i} = \frac{(515)(0.01026 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{0.00775 \text{ m}} = 681.8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

2) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น R-22 ที่ไหลในท่อด้านนอก (h_o)

คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ที่ $T_f = \frac{45+41}{2} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 1.92 \text{ MPa}$

จะได้

$$\rho = 1113 \text{ kg/m}^3 , k = 0.07607 \text{ W/m}^\circ\text{C} , \mu = 135.0 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s} , C_p = 1.362 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{(1.362 \times 10^3 \text{ J/kg}^\circ\text{C})(135.0 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s})}{0.07607 \text{ W/m}^\circ\text{C}} = 2.417$$

$$D_H = D_o - D_i = 0.01384 - 0.009525 = 0.0043 \text{ m}$$

$$u_m = \frac{4 \dot{m}_r}{\rho \pi (D_o^2 - D_i^2)} = \frac{4(0.022 \text{ kg/s})}{(1113 \text{ kg/m}^3) \pi (0.01384^2 - 0.009525^2) \text{ m}^2} = 0.25 \text{ m/s}$$

$$Re_D = \frac{\rho D_H u_m}{\mu} = \frac{(1113 \text{ kg/m}^3)(0.0043 \text{ m})(0.25 \text{ m/s})}{135.0 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 8862$$

$Re_D > 4,000$; Turbulent Flow

$Re > 10^4$, $0.7 < Pr < 160$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.3} = 0.023 (8862.9^{0.8}) (2.417^{0.3}) = 43.12$$

จากสมการที่ (2.20) จะได้

$$\therefore h_o = \frac{Nu_D k}{D_H} = \frac{(43.12)(0.07607 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{0.0043 \text{ m}} = 763 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

3) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U)

จากสมการที่ (2.34) จะได้

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{2k}\right) D_i \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \left(\frac{D_i}{D_o}\right) \frac{1}{h_o}}$$

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{681.8}\right) + \left(\frac{1}{2(382)}\right) 0.00775 \ln\left(\frac{0.009525}{0.00775}\right) + \left(\frac{0.00775}{0.009525}\right) \frac{1}{763}} = 394 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

4) ขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี LMTD

สมการที่ (2.39) $\dot{Q}_h = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out})$

สมการที่ (2.38) $\dot{Q}_c = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in})$

จะได้

Energy Balance ; $\dot{Q}_{he} = \dot{Q}_h = \dot{Q}_c$

$$\dot{Q}_{he} = \dot{Q}_h = \dot{m}_r C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = (0.022 \text{ kg/s})(1.362 \text{ kJ/kg°C})(46-42)\text{°C} = 0.12 \text{ kW}$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{\dot{Q}_{he}}{\dot{m}_r C_{p,c}} = 12 \text{ °C} + \frac{0.12 \text{ kW}}{(0.022 \text{ kg/s} \times 0.7228 \text{ kJ/kg°C})} = 19.55 \text{ °C}$$

จากสมการที่ (2.41) จะได้

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left[\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right]} = \frac{26.45 - 30}{\ln\left[\frac{26.45}{30}\right]} = \frac{-3.55}{-0.126} = 28.2 \text{ °C}$$

จากสมการที่ (2.36)

$$\dot{Q}_{he} = U A_s \Delta T_{LMTD} = U \pi D L \Delta T_{LMTD}$$

จะได้

$$A_s = \frac{\dot{Q}_{he}}{U \Delta T_{LMTD}} = \frac{0.12 \times 10^3 \text{ W}}{(394 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})(28.2 \text{ } ^\circ\text{C})} = 0.01 \text{ m}^2$$

ดังนั้นความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเท่ากับ

$$L = \frac{A_s}{\pi D_i} = \frac{0.01 \text{ m}^2}{\pi(0.00775 \text{ m})} = 0.41 \text{ m} = 41 \text{ cm}$$

5) ความดันสูญเสียในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทางทฤษฎี

1) ความดันตกคร่อมของท่อด้านใน

เมื่อ $Re_D = 285745$

ค่าความขรุขระของผิวท่อทองแดงเจดีย์ (ϵ) = 0.0015 mm

ค่าความขรุขระสัมพัทธ์ภายในท่อ (Relative roughness) = $\epsilon/D_i = 0.0015 / 7.75 = 0.0001935$

ค่าตัวประกอบความเสียดทานทางทฤษฎี (Friction factor)

จากสมการที่ (2.23) จะได้

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{0.0001935}{3.7} + \frac{5.74}{285745^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0.01635$$

$$u_m = \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi D^2} = \frac{4(0.022 \text{ kg/s})}{(19.24 \text{ kg/m}^3) \pi (0.00775^2) \text{ m}^2} = 24.24 \text{ m/s}$$

จากสมการที่ (2.25) จะได้

$$\Delta P = \frac{fL\rho u_m^2}{2D} = \frac{(0.01635)(0.41 \text{ m})(19.24 \text{ kg/m}^3)(24.24 \text{ m/s})^2}{2(0.00775 \text{ m})}$$

$$\Delta P = 4889 \text{ N/m}^2 = 0.004889 \text{ MPa}$$

กำลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อน ;

จากสมการที่ (2.29) จะได้

$$P_d = \frac{(0.022 \text{ kg/s})(4889 \text{ Pa})}{19.24 \text{ kg/m}^3} = 7.55 \text{ W}$$

2) ความดันตกคร่อมของท่อด้านนอก (วงแหวน)

ก. ความดันสูญเสียหลัก

$$Re_D = 8862$$

$$\text{Relative roughness} = \frac{\varepsilon}{D_H} = \frac{0.0015 \text{ mm}}{4.3 \text{ mm}} = 0.00035$$

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_H} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} = \frac{1.325}{\left[\ln \left(\frac{0.00035}{3.7} + \frac{5.74}{8862^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0.0326$$

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_H} = \frac{4(0.022 \text{ kg/s})}{(1113 \text{ kg/m}^3)\pi(0.01384^2 - 0.009525^2) \text{ m}^2} = 0.25 \text{ m/s}$$

จากสมการที่ (2.26) จะได้

$$\Delta P = \frac{\rho u_m^2}{2} \left[\frac{fL}{D_H} + 1 \right] = \frac{(1113 \text{ kg/m}^3)(0.25^2) \text{ m}^2/\text{s}^2}{2} \times \left[\frac{(0.0326)(0.41 \text{ m})}{0.0043 \text{ m}} + 1 \right]$$

$$\Delta P = 142 \text{ N/m}^2 = 0.00014 \text{ MPa}$$

ข. ความดันสูญเสียตรง

ค่าความดันสูญเสียเนื่องจากข้อต่อทางเข้าของไหลเย็นในการแลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อ $K = 0.9 \times 4 = 3.6$

จากสมการที่ (2.28) จะได้

$$\Delta P = \frac{K \rho v_m^2}{2} = \frac{(3.6)(1117 \text{ kg/m}^3)(0.25^2) \text{ m}^2/\text{s}^2}{2}$$

$$\Delta P = 125.66 \text{ Pa} = 0.000126 \text{ MPa}$$

ดังนั้นค่าความดันสูญเสียของของไหลที่ท่อด้านนอก(วงแหวน)รวมทั้งหมด

$$\Delta P = 0.000142 + 0.000126 = 0.000268 \text{ MPa}$$

และกำลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อน ;

$$P_d = \frac{(0.022 \text{ kg/s})(268 \text{ Pa})}{1117 \text{ kg/m}^3} = 0.005 \text{ W}$$

ข. 3 การวิเคราะห์ระบบทำความเย็นแบบอัดไอหลังปรับปรุงติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทางทฤษฎี

การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนความยาว $41 \text{ cm} = 0.41 \text{ m}$ เข้าในระบบทำให้สภาวะค่าความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ท่อทางต่างๆ เปลี่ยนแปลงไปจากค่าเดิม โดยมีค่าความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น ณ จุดที่เปลี่ยนแปลงไปที่ได้จากการคำนวณดังนี้

เมื่อความดัน และอุณหภูมิในระบบหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีดังนี้

ความดันและอุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_1 = 0.485 \text{ MPa}$, $T_1 = 19.55 \text{ }^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_2 = 1.934 \text{ MPa}$, $T_2 = 105.9 \text{ }^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์เท่ากับ $P_3 = 1.92 \text{ MPa}$, $T_3 = 46 \text{ }^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิสารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลวออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, $P_4 = 1.919 \text{ MPa}$, $T_4 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิทางออกเครื่องระเหย $P_6 = 0.49 \text{ MPa}$, $T_6 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$

จะเห็นว่าเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนจะทำให้ความดันของสารทำความเย็นทางเข้าคอมเพรสเซอร์ลดลงเล็กน้อย เนื่องจากความดันของสารทำความเย็นที่สูญเสียไปกับท่อทางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งเพิ่มในระบบ ซึ่งถ้าความดันลดลงมากก็จะมีผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นของระบบ ดังนั้นจากค่าความดันและอุณหภูมิในระบบหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนข้างต้นสามารถวิเคราะห์หาค่า COP และ EER ของระบบเครื่องปรับอากาศได้ดังนี้

เอนทาลปีจำเพาะ(Specific Enthalpy) ของสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศ

$$h_1 = 419.5 \text{ kJ/kg}, h_2 = 469.8 \text{ kJ/kg}, h_4 = h_5 = 252.2 \text{ kJ/kg}, h_6 = 414 \text{ kJ/kg}$$

ความสามารถในการทำความเย็น

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}(h_6 - h_5) = 0.022(414 - 252.2) = 3.56 \text{ kW}$$

งานที่ใช้ขับคอมเพรสเซอร์ได้หาได้จากสมการ

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.022)(469.8 - 419.5) = 1.106 \text{ kW}$$

ความร้อนที่ถ่ายเทสู่บรรยากาศ

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}(h_2 - h_4) = (0.022)(469.8 - 252.2) = 4.787 \text{ kW}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบการทำความเย็น (Coefficient of performance, COP)

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = \frac{3.56}{1.106} = 3.22$$

ประสิทธิภาพด้านพลังงานในการให้ความเย็น ,EER (energy efficiency ratio)

$$EER = COP \times 3.412 = 3.22 \times 3.412 = 10.98$$

ดังนั้นเมื่อมีการปรับปรุงโดยการลดเอนทาลปี ด้วยวิธีการ Subcool ลงอีก จะทำให้ค่า COP เพิ่มขึ้น จาก 3.058 เป็น 3.22 คิดเป็น

$$COP_{inc} = \left[\frac{3.22 - 3.058}{3.058} \right] \times 100 = 5.3 \%$$

อัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat Ratio)

$$\text{โดยที่ } t_o = T_{sat} @ P_1 = -0.809 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{ดังนั้น } \frac{\Delta t_{oh}}{D_{tl}} = \frac{t_{oh} - t_o}{t_{L1} - t_o} = \frac{19.55 - (-0.809)}{29 - (-0.809)} = 0.68$$

พลังงานที่ใส่คอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นจาก 1.1 kW เป็น 1.106 kW คิดเป็น

$$\dot{W}_{comp,inc} = \left[\frac{1.106 - 1.1}{1.1} \right] \times 100 = 0.545 \%$$

ข. 4 การวิเคราะห์ระบบทำความเย็นแบบอัดไอหลังปรับปรุงติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากผลการทดลอง

ผลของความดัน และอุณหภูมิในระบบ

ความดันและอุณหภูมิทางเข้าคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_1 = 0.49 \text{ MPa}$, $T_1 = 20.9 \text{ } ^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์เท่ากับ $P_2 = 1.97 \text{ MPa}$, $T_2 = 107.6 \text{ } ^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิทางออกคอนเดนเซอร์เท่ากับ $P_3 = 1.95 \text{ MPa}$, $T_3 = 45.7 \text{ } ^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิก่อนเข้าท่อรูเข็ม $P_4 = 1.90 \text{ MPa}$, $T_4 = 41.8 \text{ } ^\circ\text{C}$

ความดันและอุณหภูมิทางออกเครื่องระเหย $P_6 = 0.497 \text{ MPa}$, $T_6 = 14.4 \text{ } ^\circ\text{C}$

เอนทาลปีจำเพาะ(Specific Enthalpy) ของสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศ

$$h_1 = 420.4 \text{ kJ/kg}, h_2 = 470.9 \text{ kJ/kg}, h_4 = h_5 = 252 \text{ kJ/kg}, h_6 = 415.5 \text{ kJ/kg}$$

ความสามารถในการทำความเย็น

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}(h_6 - h_5) = 0.022(415.5 - 252) = 3.597 \text{ kW}$$

งานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ได้หาได้จากสมการ

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.022)(470.9 - 420.4) = 1.11 \text{ kW}$$

ความร้อนที่ถ่ายเทสู่บรรยากาศ

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}(h_2 - h_4) = (0.022)(470.9 - 252) = 4.816 \text{ kW}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบการทำความเย็น (Coefficient of performance, COP)

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} = \frac{3.597}{1.11} = 3.24$$

ประสิทธิภาพด้านพลังงานในการให้ความเย็น ,EER (energy efficiency ratio)

$$\text{EER} = \text{COP} \times 3.412 = 3.24 \times 3.412 = 11.05$$

ดังนั้นเมื่อมีการปรับปรุงโดยการลดเอนทาลปี ด้วยวิธีการ Subcool ลงอีก จะทำให้ค่า COP เพิ่มขึ้น จาก 3.058 เป็น 3.24 คิดเป็น

$$\text{COP}_{\text{inc}} = \left[\frac{3.24 - 3.058}{3.058} \right] \times 100 = 5.95 \%$$

อัตราส่วนไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat Ratio)

$$\text{โดยที่ } t_o = T_{\text{sat}} @ P_1 = -0.4959 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{\Delta t_{\text{oh}}}{D_{t1}} = \frac{t_{\text{oh}} - t_o}{t_{L1} - t_o} = \frac{20.9 - (-0.4959)}{29 - (-0.4959)} = 0.72$$

พลังงานที่ใส่คอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้นจาก 1.1 kW เป็น 1.1132 kW คิดเป็น

$$\dot{W}_{\text{comp,inc}} = \left[\frac{1.11 - 1.1}{1.1} \right] \times 100 = 0.9 \%$$