บรรณานุกรม

1 WILBERT F. STOECKER, JENOLD W. JONES , **Refrigeration and Air Condition**, 2nd ed., Mc. Graw - Hill, Singapore, 1984

2. PREDRAG POPOVIC, HOWARD N. SHAPIRO , **A Semi - empirical method for Modelling a Reciprocating Compressor in Refrigeration systems**, ASHRAE Transaction : Research , Part 1, pp.367-382, 1992

3. FAYE C. MCQUISTON, JERAL D. PARKER , **Heating , Ventilating and Air Conditioning ANALYSIS and DESIGN**, 2 nd ed., JOHN WILEY & SONS., 1982

3. R.C. DOWNING, **REFRIGERANT EQUATIONS** , ASHRAE Transaction : Research, Part 2 pp.158-169, 1980

4. GORDON J. VAN WYLEN, RICHARD E. SONNTAG, CLAUS BORGNAKKE, **FUADAMENTALS OF CLASICALS THERMODYNAMICS**, 4 th ed., John Wiley & Sons. Inc., 1994.

5. ASHRAE HAND BOOK SERIES, **PSYCHROMETRICS**, Chapter 5, 1981 Fundamentals.

7. WILBERT F. STOECKER, **DESIGN OF THERMAL SYSTEMS**, 3rd ed., Mc. Graw - Hill Singapore, pp.32-33, 1989

8. Rittidech, S., Boonyaem, A. and Tipnet, P. **CPU cooling of desktop PC by closed-end oscillating heat pipe(CEOHP).** Am.J.Appl.Sci., Vol.2 No.12,PP 1574-1577,2005.

9. Paramatthanuwat, T.,Boothaisong, S., Rittidech, S. and Booddachan, K. **Heat transfer charecteristics of two-phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano.** Heat Mass Trans. Vol.46, pp 281-285, 2010.

10. Pipatpaiboon, N. **Correlation to Predict Heat Transfer of a Closed-looped Oscillating Heat-pipe with Check Valves (CLOHP/CV).** Master Thesis Maha Sarakham : Mahasarakham University, 2005.

11. Pipatpaiboon, N., and others. **"Effect of Inclination Angles and Number of Check Vales on Heat Transfer Characteristics of a Closed-looped Oscillating Heat-pipe with Check Valves,"** Proceedings of the 1st International Seminar on Heat Pipes and Heat Recovery Systems Kuala Lumpur, Malaysia 8-9 December 2004.

12. Rittidech, S., W. Dangeton, S. Soponronnarit. **"Closed-ended Oscillating Heat-pipe (CEOHP) Air-preheater for Energy Thrift in Dryer,"** Applied Energy. 81 : 198-208 ; January, 2005.

13. Terdtoon, P., **Heat Pipe.** Chaing Mai : Department of Mechanical Engineering, Chaing Mai University, 1993.

14. สัมพันธ์ ฤทธิเดช, **เทคโนโลยีท่อความร้อน** สำนักพิมพ์มหาวิทยาลัยมหาสารคาม, พิมพ์ครั้งที่ 1 พฤษภาคม 2553

15. สันติ เกื้อกูลกิจการ, **การปรับปรุง EER ของเครื่องปรับอากาศชนิดติดผนังห้อง**, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี , 2530

16 กิตติชัย ณ. ถลาง , **การศึกษาสมรรถนะของฮีทปั๊ม เมื่อใช้สารทำความเย็นประสม R 22/ R124 / R152a** , วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีการ จัดการพลัง-งาน, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี , 2537

17.เทียบ เอื้อกิจ, **การศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศรถยนต์ซึ่งใช้สารทำความเย็นผสม R22 / R 152a / R124** , วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตร์ดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลัง-งาน, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี, 2539

18. มนตรี พิรุณเกษตร, **การออกแบบระบบทางความร้อน การสร้างสมการจากข้อมูลในแคตาล็อก** วารสารเทคนิค, ฉบับที่ 118, หน้า 98-104, ธันวาคม, 2537

19. เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ, **การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยการหล่อเย็นที่แผงระบายความร้อน** วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยขอนแก่น, 2542

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก
ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างการคำนวณ

1.0 ก่อนปรับปรุง

1.1 อัตราการทำความเย็นของคอยล์เย็น

อุณหภูมิอากาศขาเข้า, t_{aei} = 28.5 °C

ความชื้นสัมพัทธ์, RH_i = 83.5 %

อุณหภูมิอากาศขาออก, t_{aeo} = 16.7 °C

ความชื้นสัมพัทธ์, RH_o = 86.27 %

ความเร็วของอากาศขาออก = 1.0 m/s

พื้นที่ช่องลม 790 x90 mm = 0.0711 m^2

คิดเป็นปริมาตรอากาศ 0.0711x1.0 = 0.0711 m^3/s

ความดันไออิ่มตัวของไอน้ำในอากาศ

ขาเข้า

$$P_{ws} = \exp\left(\frac{-5800.2206}{(28.5+273.15)} + 1.3914993 - 0.04860239(28.5+273.15) + 4.1764768E5(28.5+273.15)^2 \right.$$
$$\left. -1.4452093E8(28.5+273.15)^3 + 6.549673(\ln(28.5+273.15)\right)$$

= 3938.53 Pa

ขาออก

$$P_{ws} = \exp\left(\frac{-5800.2206}{(16.7+273.15)} + 1.3914993 - 0.04860239(16.7+273.15) + 4.1764768E5(16.7+273.15)^2 \right.$$
$$\left. -1.4452093E8(16.7+273.15)^3 + 6.549673(\ln(16.7+273.15)\right)$$

= 1922.37 Pa

ความดันไอของไอน้ำในอากาศขณะนั้น $P_w = P_{ws}\phi$

ขาเข้า $P_w = 3938.53(0.835)$ = 3288.67 Pa

ขาออก $P_w = 1922.37(0.8627)$ = 1658.36 Pa

อัตราส่วนความชื้นในอากาศ $w = \frac{0.62198P_w}{(P-P_w)}$

ขาเข้า $w = \frac{0.62198(3288.67)}{(101325-3288.67)}$ = 0.020870 kg/kg air

ขาออก $w = \frac{0.62198(1658.36)}{(101325-1658.36)}$ = 0.010352 kg/kg air

ปริมาตรจำเพาะ $v = \frac{RT}{(P-P_w)}$

ขาเข้า $v = \frac{287.055(273.15+28.5)}{(101325-3288.67)}$ = 0.883471 m^3/kg

ขาออก $v = \frac{287.055(273.15+16.7)}{(101325-1658.36)}$ = 0.835021 m^3/kg

มวลของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น $\dot{m}_{ae} = \frac{VA}{v}$

$\dot{m}_{ae} = \frac{1.0(0.0711)}{0.883471}3600$ = 289.72 kg/h

เอนทาลปีของอากาศ $h_a = t + w(2501 + 1.805t)$

ขาเข้า $h_{aei} = 28.5 + 0.02087(2501 + 1.805(28.5))$ = 81.77 kJ/kg

ขาออก $h_{aeo} = 16.7 + 0.010352(2501 + 1.805(16.7))$ = 42.90 kJ/kg

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

$\dot{Q}_e = 289.72(81.77 - 42.90)$ = 11260.71 kJ/h

= 10673.29 Btu/h

ปริมาณน้ำที่กลั่นตัว $\dot{m}_w = \dot{m}_{ae}(w_i - w_o)$

$\dot{m}_w = 289.72(0.02087 - 0.010352)$ = 3.04733 kg/h

1.3 เอ็นทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์เย็น (h_1)

อุณหภูมิ = 20.0 °C

ความดันเฉลี่ยของคอยล์เย็น (70+90)/2 = 80 Psig

(80x0.6894757)+101.325 = 652.91 kPa(abs)

คำนวณโดยวิธีการคำนวณซ้ำ จนได้ค่าปริมาตรจำเพาะค่าที่ต้องการ โดยเปรียบเทียบกับค่าความดัน ที่ท่อทางออกของคอยล์เย็น 652.91 kPa(abs) ซึ่งจะต้องแปลงอุณหภูมิและความดันให้อยู่ในระบบอังกฤษเสียก่อน แล้วจึงค่อยแปลงหน่วยให้กลับมาเป็น SI- Unit ทีหลัง

จากสมการสถานะของ R22 (Equation of state)

$$P = \frac{RT}{V-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-KT/T_C}}{(V-b)^2} + A_3 + B_3T + C_3e^{-KT/T_C} + \frac{A_4 + B_4T}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-KT/T_C}}{(V-b)^5}$$

จะได้ปริมาตรจำเพาะของ R22 ที่ออกจากคอยล์เย็น = 0.043583 m^3/kg

= 0.698129 ft^3/lb

แทนค่าปริมาตรจำเพาะของ R22 ลงในสมการเอนทาลปีของ R22

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JPV + J\left[\frac{A_2}{V-b} + \frac{A_3}{2(V-b)^2} + \frac{A_4}{3(V-b)^3} + \frac{A_5}{4(V-b)^4} + \frac{A_6}{a'e^{av}}\right]$$
$$+ Je^{-KT/T_C}\left(1 + \frac{KT}{T_C}\right)\left[\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_5}{4(V-b)^4}\right] + X$$

h_1 = 262.82 kJ/kg

1.4 เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าแผงระบายความร้อน (h_2)

อุณหภูมิ = 75.0 °C

ความดันเฉลี่ยแผงระบายความร้อน(245+235)/2 = 240 Psig = 1756.07 kPa(abs)

ทำนองเดียวกับการหา h_1 ใช้สมการสถานะ และสมการเอนทาลปีของ R22 หา h_2 ได้จาก

$$P=\frac{RT}{V-b}+\frac{A_2+B_2T+C_2e^{-KT/T_C}}{(V-b)^2}+A_3+B_3T+C_3e^{-KT/T_C}+\frac{A_4+B_4T}{(V-b)^4}+\frac{A_5+B_5T+C_5e^{-KT/T_C}}{(V-b)^5}$$

จะได้ปริมาตรจำเพาะของ R22 ก่อนเข้าแผงระบายความร้อน = 0.015446 m^3/kg

= 0.247415 ft^3/lb

แทนค่าปริมาตรจำเพาะของ R22 ที่ได้ลงในสมการเอนทาลปี

$$h=aT+\frac{bT^2}{2}+\frac{cT^3}{3}+\frac{dT^4}{4}-\frac{f}{T}+JPV+J\left[\frac{A_2}{V-b}+\frac{A_3}{2(V-b)^2}+\frac{A_4}{3(V-b)^3}+\frac{A_5}{4(V-b)^4}+\frac{A_6}{a'e^{av}}\right]$$

$$+Je^{-KT/T_C}\left(1+\frac{KT}{T_C}\right)\left[\frac{C_2}{V-b}+\frac{C_3}{2(V-b)^2}+\frac{C_5}{4(V-b)^4}\right]+X$$

h_2 = 289.07 kJ/kg

1.5 อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นในคอยล์เย็น

ความดันเฉลี่ย (70+90)/2+14.69597 = 94.696 Psia

(94.696x6.894757) = 652.91 kPa(abs)

สมมุติค่าอุณหภูมิแทนค่าลงในสมการความดันไอ (vapor pressure) ของ R22 โดยจะต้องแปลงหน่วยให้เป็นองศา R นำค่าความดันที่ได้เทียบกับความดันเฉลี่ย ในคอยล์เย็น 652.91 kPa(abs) ทำการคำนวณซ้ำ จนได้ค่าที่ต้องการ

$$\log_{10}P=A+\frac{B}{T}+C\log_{10}T+DT+E\left(\frac{F-T}{T}\right)\log_{10}(F-T)$$

จะได้อุณหภูมิอิ่มตัวของ R22ในคอยล์เย็น, t_{es} = 8.62 °C

ใช้อุณหภูมินี้หาเอนทาลปีของ R22 จาก

$h_g = 249.9578+0.3635554(8.62)-1.822206E-3(8.62)^2$ = 252.96 kJ/kg

$h_f = 44.57667+1.172667(8.62)+1.599993E-3(8.62)^2$ = 54.81 kJ/kg

1.6 อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นในแผงระบายความร้อน

ความดันเฉลี่ย (245+235)/2+14.69597 = 254.696 Psia

(254.696x6.894757) = 1756.07 kPa(abs)

สมมุติค่าอุณหภูมิแทนค่าลงในสมการความดันไอ (vapor pressure) ของ R22 โดยจะต้องแปลงหน่วยให้เป็นองศา R นำค่าความดันที่ได้เปรียบเทียบกับความดันเฉลี่ยในแผงระบายความร้อน (254.696 Psia) ทำการคำนวณซ้ำ จนได้ค่าที่ต้องการ

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C\log_{10} T + DT + E\left(\frac{F-T}{T}\right)\log_{10}(F-T)$$

จะได้อุณหภูมิอิ่มตัวของ R22 ในแผงระบายความร้อน t_{cs} = 45.66 °C

ใช้อุณหภูมินี้หาเอนทาลปีของ R22 จาก

$h_g = 247.56 + 0.5186669(45.66) - 4.444448E - 3(45.66)^2$ = 261.98 kJ/kg

$h_f = 46.36 + 1.062333(45.66) + 3.355557E - 3(45.66)^2$ = 101.86 kJ/kg

1.7 เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากแผงระบายความร้อน (h_3)

เอนทาลปีของ R22 ที่ออกจากแผงระบายความร้อน (h_3) หาได้จากสมการของ h_f ของแผงระบายความร้อน ซึ่งได้จากการสร้างสมการ Polynomial กำลังสอง จากตาราง R 22

$$h_f = 46.36 + 1.062333t + 3.355557E - 3t^2$$

อุณหภูมิ R22 ที่ออกจากแผงระบายความร้อน = 43.9 °C

$h_f = 46.36 + 1.062333(43.9) + 3.355557E - 3(43.9)^2$

$h_3 = h_4$ = 99.46 kJ/kg

1.8 ปริมาณสารทำความเย็นที่หมุนเวียน

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} = \frac{\dot{m}_{ae}(h_{aei} - h_{aeo})}{(h_1 - h_4)}$$

$$\dot{m}_r = \frac{11260.71}{(262.82 - 99.46)3600}$$ = 0.019148 kg/s

1.9 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แผงระบายความร้อน

$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = 0.021439(289.07 - 99.46)$ = 13069.53 kJ/h

= 12387.52 Btu/h

1.10 ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{act}} = \frac{11260.71}{1.034(3600)}$$ = 3.03

$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{act}} = \frac{10673.09}{1034}$$ = 10.32 Btu/h/W

$$\text{SEC} = \frac{W_{act}}{1000\dot{Q}_e}12000 = \frac{1.034}{10673.09}12000$$ = 1.16 kW/TR

2.0 เมื่อทำการติดตั้งท่อความร้อน

2.1 อัตราการทำความเย็นของคอยล์เย็น

อุณหภูมิอากาศขาเข้า, t_{aei} = 28.5 °C

ความชื้นสัมพัทธ์, RH_i = 83.5 %

อุณหภูมิอากาศขาออก, t_{aeon} = 15.70 °C

ความชื้นสัมพัทธ์, RH_{on} = 88.73 %

ความดันไออิ่มตัวของไอน้ำในอากาศ

ขาเข้า

$$P_{ws} = \exp\left(\begin{array}{l}\frac{-5800.2206}{(28.5+273.15)} + 1.3914993 - 0.04860239(28.5+273.15) + 4.1764768E5(28.5+273.15)^2 \\ -1.4452093E8(28.5+273.15)^3 + 6.549673(\ln(28.5+273.15)\end{array}\right)$$

= 3938.53 Pa

ขาออก

$$P_{ws} = \exp\left(\begin{array}{l}\frac{-5800.2206}{(15.70+273.15)} + 1.3914993 - 0.04860239(15.70+273.15) + 4.1764768E5(15.70+273.15)^2 \\ -1.4452093E8(15.70+273.15)^3 + 6.549673(\ln(15.70+273.15)\end{array}\right)$$

= 1803.48 Pa

ความดันไอของไอน้ำในอากาศขณะนั้น $P_w = P_{ws}\phi$

ขาเข้า $P_w = 3938.53(0.835)$ = 3288.67 Pa

ขาออก $P_w = 1803.48(0.8873)$ = 1600.29 Pa

อัตราส่วนความชื้นในอากาศ $w = \frac{0.62198P_w}{(P - P_w)}$

ขาเข้า $w = \frac{0.62198(3288.67)}{(101325 - 3288.67)}$ = 0.020870 kg/kg air

ขาออก $w = \frac{0.62198(1600.29)}{(101325 - 1600.29)}$ = 0.009983 kg/kg air

ปริมาตรจำเพาะ $v = \frac{RT}{(P - P_w)}$

ขาเข้า $v = \frac{287.055(273.15 + 28.5)}{(101325 - 3288.67)}$ = 0.883471 m^3/kg

ขาออก $v = \frac{287.055(273.15 + 15.70)}{(101325 - 1600.29)}$ = 0.831656 m^3/kg

มวลของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น $\dot{m} = \frac{VA}{v}$

$\dot{m}_{ae} = \frac{1.0(0.0711)}{0.883471}3600$ = 289.72 kg/h

เอนทาลปีของอากาศ $h = t + w(2501 + 1.805t)$

ขาเข้า $h_{aei} = 28.5 + 0.02087(2501 + 1.805(28.5))$ = 81.77 kJ/kg

ขาออก $h_{aeon} = 15.70 + 0.009983(2501 + 1.805(15.70))$ = 40.95 kJ/kg

ความร้อนที่ถ่ายเทได้จากคอยล์เย็น $\dot{Q}_e = \dot{m}_a(h_i - h_o)$

$\dot{Q}_{en} = 289.72(81.77 - 40.95)$ = 11825.75 kJ/h

= 11208.65 Btu/h

2.3 เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์เย็น (h_1)

อุณหภูมิ = 17.00 °C

ความดันเฉลี่ยของคอยล์เย็น (50+70)/2 = 60.0 Psig = 515.01 kPa(abs)

ทำนองเดียวกันคำนวณหาปริมาตรจำเพาะของ R22 ที่ออกจากคอยล์เย็น จากสมการสถานะของ R22 โดยวิธีการคำนวณซ้ำ โดยใช้ความดัน 515.01 kPa(abs) เป็นตัวเทียบจากสมการสถานะของ R22

$$P = \frac{RT}{V-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-KT/T_C}}{(V-b)^2} + A_3 + B_3T + C_3e^{-KT/T_C} + \frac{A_4 + B_4T}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-KT/T_C}}{(V-b)^5}$$

จะได้ปริมาตรจำเพาะของ R22 ที่ออกจากคอยล์เย็น = 0.057828 m^3/kg

= 0.926317 ft^3/lb

แทนค่าที่ได้ลงในสมการเอนทาลปีของ R22

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JPV + J\left[\frac{A_2}{V-b} + \frac{A_3}{2(V-b)^2} + \frac{A_4}{3(V-b)^3} + \frac{A_5}{4(V-b)^4} + \frac{A_6}{a'e^{av}}\right]$$
$$+ Je^{-KT/T_C}\left(1 + \frac{KT}{T_C}\right)\left[\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_5}{4(V-b)^4}\right] + X$$

h_1 = 263.11 kJ/kg

2.4 เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าแผงระบายความร้อน (h_2)

อุณหภูมิ = 72.0 °C

ความดันเฉลี่ยแผงระบายความร้อน(218+210)/2 = 214 Psig = 1576.80 kPa(abs)

ทำนองเดียวกันคำนวณหาปริมาตรจำเพาะของ R22 ที่ท่อทางเข้าของแผงระบายความร้อน จากสมการสถานะของ R22 โดยวิธีการคำนวณซ้ำ โดยใช้ ความดัน 1576.80 kPa(abs) เป็นตัวเทียบจากสมการสถานะของ R22

$$P = \frac{RT}{V-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-KT/T_C}}{(V-b)^2} + A_3 + B_3T + C_3e^{-KT/T_C} + \frac{A_4 + B_4T}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-KT/T_C}}{(V-b)^5}$$

จะได้ปริมาตรจำเพาะของ R22 ก่อนเข้าแผงระบายความร้อน = 0.017225 m^3/kg

= 0.275919 ft^3/lb

แทนค่าที่ได้ลงในสมการเอนทาลปีของ R22

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JPV + J\left[\frac{A_2}{V-b} + \frac{A_3}{2(V-b)^2} + \frac{A_4}{3(V-b)^3} + \frac{A_5}{4(V-b)^4} + \frac{A_6}{a'e^{av}}\right]$$
$$+ Je^{-KT/T_C}\left(1+\frac{KT}{T_C}\right)\left[\frac{C_2}{V-b} + \frac{C_3}{2(V-b)^2} + \frac{C_5}{4(V-b)^4}\right] + X$$

h_2 = 288.75 kJ/kg

2.5 อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นในคอยล์เย็น

ความดันเฉลี่ย (50+70)/2+14.69597 = 74.696 Psia

(74.696x6.894757) = 515.01 kPa(abs)

อุณหภูมิท่อที่ออกจากคอยล์เย็น = 17.0 °C

สมมุติค่าอุณหภูมิอิ่มตัวของ R22 โดยจะต้องแปลงหน่วยให้เป็นองศา R ลงในสมการความดันไออิ่มตัวทำการคำนวณซ้ำ จนได้ความดันเท่ากับ 515.01 kPa(abs)

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C\log_{10} T + DT + E\left(\frac{F-T}{T}\right)\log_{10}(F-T)$$

จะได้อุณหภูมิอิ่มตัวของ R22 ในคอยล์เย็น, t_{es} = 1.06 °C

ใช้อุณหภูมินี้หาเอนทาลปีของ R22 จาก

$h_g = 249.9578 + 0.3635554(1.06) - 1.822206E - 3(1.06)^2$ = 250.34 kJ/kg

$h_f = 44.57667 + 1.172667(1.06) + 1.599993E - 3(1.06)^2$ = 45.82 kJ/kg

2.6 อุณหภูมิอิ่มตัวของสารทำความเย็นในแผงระบายความร้อน

ความดันเฉลี่ย (218+210)/2+14.69597 = 228.696 Psia

(228.696x6.894757) = 1576.80 kPa(abs)

อุณหภูมิ R 22 ที่ออกจากเครื่องอัดไอ = 72 °C

สมมุติค่าอุณหภูมิอิ่มตัวของ R22 โดยจะต้องแปลงหน่วยให้เป็นองศา R ลงในสมการความดันไออิ่มตัวทำการคำนวณซ้ำ จนได้ความดันเท่ากับ 1576.80 kPa(abs)

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C\log_{10} T + DT + E\left(\frac{F-T}{T}\right)\log_{10}(F-T)$$

จะได้อุณหภูมิอิ่มตัวของ R22 ในแผงระบายความร้อน, t_{cs} = 41.15 °C

ใช้อุณหภูมินี้หาเอนทาลปีของ R22 จาก

$h_g = 247.56 + 0.5186669(41.15) - 4.444448E - 3(41.15)^2$ = 261.38 kJ/kg

$h_f = 46.36 + 1.062333(41.15) + 3.355557E - 3(41.15)^2$ = 95.75 kJ/kg

2.7 เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากแผงระบายความร้อน (h_3)

เอนทาลปีของ R22 ที่ออกจากแผงระบายความร้อน (h_3) หาได้จากสมการของ h_f ของแผงระบายความร้อน

$$h_f = 46.36 + 1.062333t + 3.355557E-3t^2$$

อุณหภูมิ R22 ที่ออกจากแผงระบายความร้อน = 41.15 °C

$$h_f = 46.36 + 1.062333(41.15) + 3.355557E-3(41.15)^2$$

$h_3 = h_4$ = 91.57 kJ/kg

2.8 ปริมาณสารทำความเย็นที่หมุนเวียน

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{q_e} = \frac{\dot{m}_{ae}(h_{aei} - h_{aeo})}{(h_1 - h_4)} = \frac{11825.75}{(263.11-91.57)3600}$$ = 0.01915 kg/s

2.9 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แผงระบายความร้อน

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$$

$\dot{Q}_{cn} = 0.01915(288.75-91.57)3600$ = 13592.80 kJ/h

= 12883.49 Btu/h

2.10 ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{act}} = \frac{11825.75}{0.946(3600)}$$ = 3.47

$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_e}{W_{act}} = \frac{11208.65}{946}$$ = 11.85 Btu/h/W

$$\text{SEC} = \frac{W_{act}}{1000\dot{Q}_e}12000 = \frac{0.946}{11208.65}12000$$ = 1.01 kW/TR

2.13 การประหยัดต่อปี

จำนวนชั่วโมงทำงานต่อวัน	=	8	h/day
จำนวนวันทำงานต่อปี	=	300	day/y
แฟคเตอร์การทำงานของเครื่องปรับอากาศ	=	0.7	
ค่าพลังงานไฟฟ้า(จากใบเสร็จรับเงินรายเดือนของการไฟฟ้าฯ)	=	3.00	Baht/kW h
ค่าพลังงานไฟฟ้า/ตัน/ปี (ก่อน)=1.16x8x300x0.7x3.00	=	5859.25	Baht/y/TR
ค่าพลังงานไฟฟ้า/ตัน/ปี (หลัง)=1.01x8x300x0.7x3.00	=	5104.46	Baht/y/TR
การประหยัดต่อปี (คิดจาก 1 ตันความเย็น)	=	754.79	Baht/y/TR

2.14 การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

ในการพิจารณาความคุ้มค่าในทางเศรษฐศาสตร์นั้น เพื่อที่จะศึกษาว่า เมื่อมีการลงทุนติดตั้งระบบฉีดน้ำที่แผงระบายความร้อนจะคุ้มค่าในทางเศรษฐกิจหรือไม่ จากสมการ

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

โดยที่

P = จำนวนเงินที่ลงทุน	=	2000	บาท
A = จำนวนเงินที่ประหยัดได้/ปี/ตัน	=	754.79	บาท
n = อายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศ	=	15	ปี

$2000 = 754.79\left[\frac{(1+i)^{15} - 1}{i(1+i)^{15}}\right]$ สมมุติค่า i ทำการคำนวณซ้ำ จนได้คำตอบที่ต้องการคือ

i = IRR	=	37	%
การหา ระยะเวลาคืนทุน, BP = $\frac{2000}{754.79}$	=	2.65	ปี

ภาคผนวก ข.
ขนาดของเครื่องปรับอากาศและข้อมูลจากการทดลอง

ขนาดของเครื่องปรับอากาศ

ชนิด	Split-type	
ยี่ห้อ	Snow Sea	
ขีดความสามารถทำความเย็น	13,000	Btu/h
ระบบไฟ	240/220	Volt
Phase	1	Phase
Frequency	50	Hz
Compressor	Mitsubishi	
กระแส	6.0	Amp.
มอเตอร์แผงระบายความร้อน	80	Watt
มอเตอร์คอยล์เย็น	70	Watt

ข้อมูลจากการทดลอง

ความดัน	P1	P2	P3	P4	P5
ก่อน	245	235	70	90	245
แบบที่ 1	224	214	52	73	224
แบบที่ 2	220	210	50	70	218

อุณหภูมิ	T1	T2	T3	T4	T5
ก่อน	75	39	20	16	72
แบบที่ 1	73	39	17.5	14	65
แบบที่ 2	72	38	17	13	51

อุณหภูมิ	Te1	Te2	Te3	Tm	Tamb
ก่อน	16.4	17.2	16.5	16.7	28.5
แบบที่ 1	15.2	16.2	15.8	15.73	
แบบที่ 2	14.8	16.5	15.8	15.7	

ความชื้นสัมพัทธ์	RH1	RH2	RH3	RHm	RHamb
ก่อน	85.2	88.5	81.5	86.27	83.5
แบบที่ 1	91.5	85.3	88.7	88.5	
แบบที่ 2	92.5	85.0	88.7	88.73	

ความเร็วอากาศคอยล์เย็น	V1	V2	V3	Vm
ก่อน	1.4	1.1	0.5	1.0
แบบที่ 1	1.4	1.1	0.5	1.0
แบบที่ 2	1.4	1.1	0.5	1.0

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ-นามสกุล นายเรืองฤทธิ์ ลำมะยศ
ตำแหน่ง ครูชำนาญการพิเศษ อันดับ คศ.3
สถานที่อยู่ปัจจุบัน บ้านเลขที่ 2/1 สารคาม-วาปีปทุม ต. ตลาด
อ.เมือง จ. มหาสารคาม รหัสไปรษณีย์ 44000
โทรศัพท์ /โทรสาร 043-725142 มือถือ 086-2187157 ruangritl@hotmail.com
สถานที่ทำงานปัจจุบัน แผนกช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม
460 ถนนนครสวรรค์ ตำบลตลาด
อ.เมือง จ. มหาสารคาม รหัสไปรษณีย์ 44000
โทรศัพท์ /โทรสาร 043-711403/043-722010

ประวัติการศึกษา

2542 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต(วิศวกรรมเครื่องกล)
มหาวิทยาลัยขอนแก่น
2523 ครุศาสตร์อุตสาหกรรมบัณฑิต(วิศวกรรมเครื่องกล)
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปัจจุบันกำลังศึกษาต่อปริญญาเอก สาขาเทคโนโลยีพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม และอยู่ระหว่างการทำวิทยานิพนธ์เรื่อง"การอนุรักษ์พลังงานในการผลิตเกลือโดยใช้ความร้อนสะสมในสระแสงอาทิตย์" (Energy conservation in salt production by using stored heat in solar pond)

ประสบการณ์/ผลงาน

1. ผู้รับผิดชอบพลังงานประจำวิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม
2. Cert.in JAPAN "Renovation of Industrial Equipment" by JICA, 1991

วิทยานิพนธ์

1 . "การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยการหล่อเย็นที่แผงระบายความร้อน" วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) มหาวิทยาลัยขอนแก่น2542

การศึกษาปัญหาพิเศษ

1. การประหยัดพลังงานในโรงงานอาหารหลวงที่ 3 อ. เต่างอย จ. สกลนคร
2. ความหนาที่เหมาะสมของฉนวนกันความร้อนสำหรับท่อด้านดูดของเครื่องปรับอากาศ

ชื่อ-นามสกุล นายชาญณรงค์ พาประโยชน์
ตำแหน่ง ครูชำนาญการอันดับ คศ.2

สถานที่อยู่ปัจจุบัน บ้านเลขที่ 82 หมู่ 2 ต.ขามเฒ่าพัฒนา อ.กันทรวิชัย
จังหวัด มหาสารคาม รหัสไปรษณีย์ 44000
โทรศัพท์/โทรสาร 043 –711403 / มือถือ 089-8413988
สถานที่ทำงานปัจจุบัน แผนกช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม
460 ถนนนครสวรรค์ ตำบลตลาด
อ.เมือง จ. มหาสารคาม รหัสไปรษณีย์ 44000
โทรศัพท์ /โทรสาร 043-711403/043-722010

ประวัติการศึกษา

2544 การศึกษามหาบัณฑิต (บริหารการศึกษา)
มหาวิทยาลัยมหาสารคาม
2523 ครุศาสตร์อุตสาหกรรมบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ประสบการณ์/ผลงาน

1. ผู้รับผิดชอบพลังงานประจำวิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม
2. สิ่งประดิษฐ์ฯ," เครื่องกลั่นน้ำมันเชื้อเพลิงจากน้ำมันเครื่องเก่าที่ใช้แล้ว"ได้รับรางวัลชนะเลิศสิ่งประดิษฐ์ฯ สำนักงานการอาชีวศึกษาปี พ.ศ.2550

ที่ปรึกษาโครงการ

1 นายสมใจ เชาว์พานิช
ผู้อำนวยการวิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม

2 นายประยุทธ ทะสุนทร
รองผู้อำนวยการวิทยาลัยเทคนิคมหาสารคาม