



ภาคผนวก ก

4.1 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของแผ่นทำความเย็นแบบระเหย

	แผ่นทำความเย็น เซลลูโลส (°C)	แผ่นทำความเย็น ดินแบบ (°C)
อุณหภูมิกระเปาะแห้งก่อนเข้าแผ่นทำความเย็น (TDB)	31.89	31.76
อุณหภูมิกระเปาะเปียกก่อนเข้าแผ่นทำความเย็น (TWB)	26.25	25.89
อุณหภูมิกระเปาะแห้งหลังผ่านแผ่นทำความเย็น (Tsupply)	26.33	26.7

อัตราการไหลของน้ำ $m_w = 0.121 \frac{kg}{s}$

ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (c_p) $c_p = 1.004 \frac{kJ}{kg.K}$

จากสมการ 2.3.1

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left[(h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) \right]$$

สมมติฐาน

- ไม่พลังงานออกจากระบบ $\dot{W} = 0$
- ไม่มีการสูญเสียเนื่องจากพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์

จะได้ $\dot{Q} = \dot{m} \Delta h$ ดังนั้น $\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$

4.1.1 แผ่นทำความเย็นแบบระเหยเซลลูโลส

อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่สัมผัสกับน้ำ

$$\dot{Q} = m_{air} c_p \Delta T = 0.121 \frac{kg}{s} \times 1.004 \frac{kJ}{kg.K} \times (31.89 - 26.33) K = 0.677 kW$$

ประสิทธิภาพของแผ่นทำความเย็นแบบระเหย

$$\eta (\%) = \frac{TDB - T_{supply}}{TDB - TWB} = \frac{31.89 - 26.33}{31.89 - 26.25} = 0.986$$

4.1.2 แผ่นทำความเย็นดินแบบที่ทำจากกากมะพร้าว

$$\dot{Q} = m_{air} c_p \Delta T = 0.121 \frac{kg}{s} \times 1.004 \frac{kJ}{kg.K} \times (31.76 - 26.7) K = 0.615 kW$$

ประสิทธิภาพของแผ่นทำความเย็น

$$\eta (\%) = \frac{TDB - T_{supply}}{TDB - TWB} = \frac{31.76 - 26.7}{31.76 - 25.89} = 0.86$$

ตอนที่ 2.

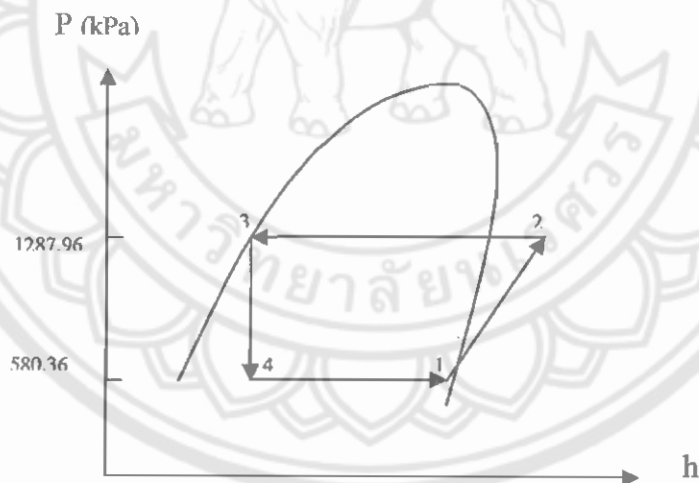
4.2 วิธีการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน กำลังที่ปั๊มคอมเพรสเซอร์ และ
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นที่ไม่ได้ติดตั้งแผ่นทำความเย็นแบบระเหย
ตารางที่ 4.1 ข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็นที่ไม่ได้ติดตั้งแผ่นทำความเย็นแบบระเหยที่อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ย
82.96 °F (28.31°C)

$T_{\text{evap,in}}$	46.16 °F	-	7.19 °C
$T_{\text{evap,out}}$	44.63 °F	-	7.02 °C
P_{evap}	69.5 Psig	84.2 Psia	580.36 kPa (abs)
P_{cond}	172.13 Psig	186.81 Psia	1,287.96 kPa (abs)
ΔP_{evap}	6 Psig	20.7 Psia	142.2 kPa (abs)

วิธีทำ จาก $\Delta P_{\text{evap}} = 142.2 \text{ kPa}$ เปิดชาร์ตได้อัตราการไหลของน้ำ $Q_w = 23.74 \frac{\text{l}}{\text{s}}$

$$m_w = \rho Q = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 23.74 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} = 23.74 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

จากค่า $P_{\text{evap}} = 580.36 \text{ kPa}$ และ $P_{\text{cond}} = 1,287.96 \text{ kPa}$



P-h diagram ของระบบที่ไม่ติดตั้งแผ่นทำความเย็น

จากตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ในภาคผนวก ง.

$$h_1 = h_{g@P=580\text{kPa}} = 407.07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad s_1 = s_2 = 1.745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$h_2 = 428 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad h_3 = h_4 = h_{f@P=1288\text{kPa}} = 240.52 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{ค่า } C_{p,\text{น้ำ}} = 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

จากสมการ 2.3.1
$$\dot{Q} - \dot{W} = \left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

สมมติฐาน

- ไม่พลังงานออกจากระบบ $\dot{W} = 0$
- ไม่มีการสูญเสียเนื่องจากพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์

จะได้สมการการถ่ายเทความร้อน

$$Q = \dot{m} \Delta h = \dot{m} C_p \Delta T$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์เย็นของเครื่องทำน้ำเย็นหาได้จาก

$$\begin{aligned} Q_w &= \dot{m}_w C_{p, \text{น้ำ}} \Delta T_{\text{น้ำ}} \\ &= 23.74 \times 4.19 \times (7.19 - 7.02) = 88.53 \text{ kW} \end{aligned}$$

ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ (Adiabatic process)

จะได้

$$Q_w = Q_1 = \dot{m}_r \Delta h$$

ดังนั้น อัตราการไหลของสารทำความเย็นหาได้จาก

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \frac{Q_1}{h_1 - h_4} \\ &= \frac{88.53}{407.07 - 240.52} = 0.53 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณคอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} Q_h &= \dot{m}_r (h_2 - h_3) \\ &= 0.53 \times (428 - 240.52) = 99.65 \text{ kW} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้แก่คอมเพรสเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} W_c &= \dot{m}_r (h_2 - h_1) \\ &= 0.53 \times (428 - 407.07) = 11.13 \text{ kW} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{Q_1}{W_c} \\ &= \frac{88.53}{11.13} = 7.95 \approx 8 \end{aligned}$$

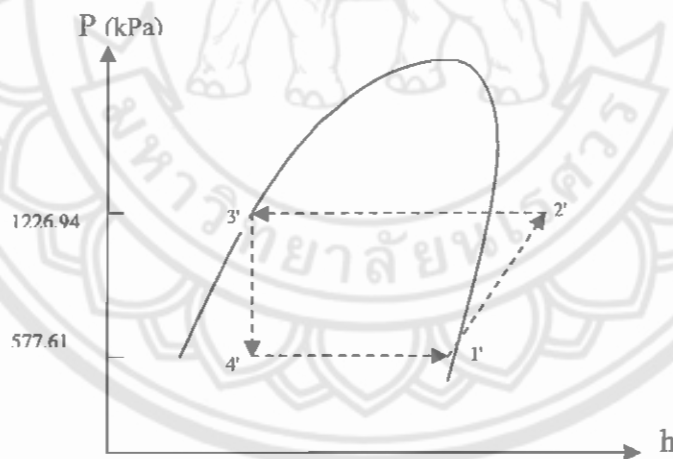
4.3 วิธีการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน กำลังที่ปั๊มคอมเพรสเซอร์ และ
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นเซลลูโลส
ตารางที่ 4.2 ข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นเซลลูโลสที่อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยเท่ากับ
83.56 °F (28.64°C)

$T_{\text{evap,in}}$	46.63 °F	-	8.13 °C
$T_{\text{evap,out}}$	44.78 °F	-	7.1 °C
P_{evap}	69.1 Psig	83.78 Psia	577.61 kPa (abs)
P_{cond}	163.28 Psig	177.96 Psia	1,226.94 kPa(abs)
ΔP_{evap}	6 Psig	20.7 Psia	142.2 kPa (abs)

วิธีทำ จาก $\Delta P_{\text{evap}} = 142.2 \text{ kPa}$ เปิดชาร์ตได้อัตราการไหลของน้ำ $Q_w = 23.74 \frac{\text{l}}{\text{s}}$

$$m_w = \rho Q = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 23.74 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} = 23.74 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

จากค่า $P_{\text{evap}} = 577.61 \text{ kPa}$ และ $P_{\text{cond}} = 1,226.94 \text{ kPa}$



P-h diagram ของระบบที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นน้ำแข็ง

จากตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ในภาคผนวก ง.

$$h_1 = h_{g@P=580\text{kPa}} = 407.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad s_1 = s_2 = 1.745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$h_2 = 424 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad h_3 = h_4 = h_{f@P=1288\text{kPa}} = 238.09 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{ค่า } C_{p\text{น้ำ}} = 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

จากสมการ 2.3.1

$$\dot{Q} - \dot{W} = \left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

สมมติฐาน

- ไม่พลังงานออกจากระบบ $\dot{W} = 0$
- ไม่มีการสูญเสียเนื่องจากพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์

จะได้สมการการถ่ายเทความร้อน

$$Q = \dot{m} \Delta h = \dot{m} c_p \Delta T$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์เย็นของเครื่องทำน้ำเย็นหาได้จาก

$$\begin{aligned} Q_w &= \dot{m}_w c_{p, \text{น้ำ}} \Delta T_{\text{น้ำ}} \\ &= 23.74 \times 4.19 \times (8.13 - 7.1) = 102.23 \text{ kW} \end{aligned}$$

ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ (Adiabatic process)

จะได้

$$Q_w = Q_1 = \dot{m}_r \Delta h$$

ดังนั้น อัตราการไหลของสารทำความเย็นหาได้จาก

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \frac{Q_1}{h_1 - h_4} \\ &= \frac{102.23}{407.02 - 238.09} = 0.6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณคอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} Q_h &= \dot{m}_r (h_2 - h_3) \\ &= 0.6 \times (424 - 238.09) = 112.51 \text{ kW} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้แก่คอมเพรสเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} W_c &= \dot{m}_r (h_2 - h_1) \\ &= 0.6 \times (424 - 407.02) = 10.28 \text{ kW} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{Q_1}{W_c} \\ &= \frac{102.23}{10.28} = 9.95 \approx 10 \end{aligned}$$

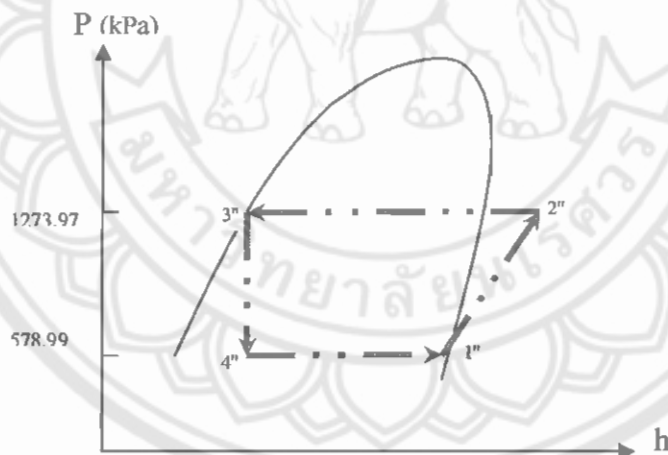
4.4.4.3 วิธีการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน กำลังที่ปั๊มคอมเพรสเซอร์ และ
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นต้นแบบ
ตารางที่ 4.3 ข้อมูลเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นต้นแบบที่อุณหภูมิภายนอกเฉลี่ยเท่ากับ
83.4 °F (28.56°C)

$T_{\text{evap,in}}$	46.73 °F	-	8.18 °C
$T_{\text{evap,out}}$	44.96 °F	-	7.2 °C
P_{evap}	69.3 Psig	83.98 Psia	578.99 kPa (abs)
P_{cond}	170.1 Psig	184.78 Psia	1,273.97 kPa(abs)
ΔP_{evap}	6 Psig	20.7 Psia	142.2 kPa (abs)

วิธีทำ จาก $\Delta P_{\text{evap}} = 142.2 \text{ kPa}$ เปิดชาร์ตได้อัตราการไหลของน้ำ $Q_w = 23.74 \frac{\text{l}}{\text{s}}$

$$m_w = \rho Q = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 23.74 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ l}} = 23.74 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

จากค่า $P_{\text{evap}} = 578.99 \text{ kPa}$ และ $P_{\text{cond}} = 1,273.97 \text{ kPa}$



P-h diagram ของระบบที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นต้นแบบ

จากตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 ในภาคผนวก ง.

$$h_1 = h_{g@P=580\text{kPa}} = 407.05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad s_1 = s_2 = 1.745 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$h_2 = 424 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad ; \quad h_3 = h_4 = h_{f@P=1288\text{kPa}} = 239.97 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{ค่า } C_{p,\text{น้ำ}} = 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

จากสมการ 2.3.1
$$\dot{Q} - \dot{W} = \left[(h_2 - h_1) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) \right]$$

สมมติฐาน

- ไม่พลังงานออกจากระบบ $\dot{W} = 0$
- ไม่มีการสูญเสียเนื่องจากพลังงานศักย์และพลังงานจลน์

จะได้สมการการถ่ายเทความร้อน

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} c_p \Delta T$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอยล์เย็นของเครื่องทำน้ำเย็นหาได้จาก

$$\begin{aligned} \dot{Q}_w &= \dot{m}_w c_{p,w} \Delta T_{น้ำ} \\ &= 23.74 \times 4.19 \times (8.18 - 7.2) = 97.81 \text{ kW} \end{aligned}$$

ไม่มีการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ (Adiabatic process)

จะได้

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_1 = \dot{m}_r \Delta h$$

ดังนั้น อัตราการไหลของสารทำความเย็นหาได้จาก

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \frac{\dot{Q}_1}{h_1 - h_4} \\ &= \frac{97.81}{407.05 - 239.97} = 0.59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณคอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h &= \dot{m}_r (h_2 - h_3) \\ &= 0.59 \times (424 - 239.97) = 107.74 \text{ kW} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้แก่คอมเพรสเซอร์ของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} \dot{W}_c &= \dot{m}_r (h_2 - h_1) \\ &= 0.6 \times (424 - 407.05) = 9.92 \text{ kW} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำน้ำเย็น

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_1}{\dot{W}_c} \\ &= \frac{97.81}{9.92} = 9.86 \approx 10 \end{aligned}$$

4.4 การคำนวณระยะเวลาคืนทุน

ตารางที่ 4.4 แสดงต้นทุนชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนและงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์

	ต้นทุนชุดอุปกรณ์และแผ่นทำความเย็น (บาท)	งานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์ (kW)
ไม่ได้ติดตั้งแผ่นทำความเย็น	-	10.62
แผ่นทำความเย็นเซลลูโลส	14,671	10.28
แผ่นทำความเย็นดันแบบ	4,831	9.92

การคำนวณระยะเวลาคืนทุน (PB)

จากสมการ 2.8.1

$$PB = \frac{R}{S}$$

เมื่อ R = เงินลงทุนในการสร้างอุปกรณ์ต้นแบบ S = ค่าไฟฟ้าที่ลดต่อปี

จำนวนเงินค่าไฟฟ้า (บาท/ชม.)

จากสมการ 2.8.2

$$\text{ค่าไฟฟ้า (บาท/ชม.)} = P \times t \times (\psi)$$

กรณีที่ ไม่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์

$$\begin{aligned} \text{ค่าไฟฟ้า} &= 10.26 \text{ kW} \times 2000 \frac{\text{hr}}{\text{year}} \times 3 \text{ บาท/หน่วย} \\ &= 63,717.1 \text{ บาท/ปี} \end{aligned}$$

กรณีที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นแบบประเหยเซลลูโลส

$$\begin{aligned} \text{ค่าไฟฟ้า} &= 10.28 \text{ kW} \times 2000 \frac{\text{hr}}{\text{year}} \times 3 \text{ บาท/หน่วย} \\ &= 61,656.1 \text{ บาท/ปี} \end{aligned}$$

กรณีที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นแบบประเหยที่ทำจากใยมะพร้าว

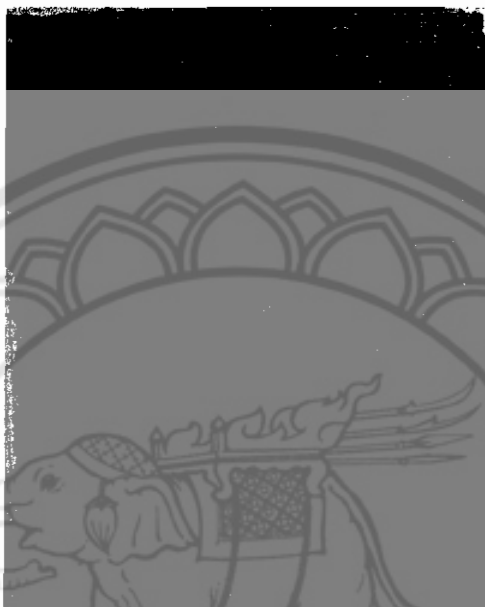
$$\begin{aligned} \text{ค่าไฟฟ้า} &= 9.92 \text{ kW} \times 2000 \frac{\text{hr}}{\text{year}} \times 3 \text{ บาท/หน่วย} \\ &= 59,537.7 \text{ บาท/ปี} \end{aligned}$$

$$PB_{\text{แผ่นทำความเย็นเซลลูโลส}} = \frac{14671}{(63717.1 - 59537.7)} = 7.12 \text{ ปี}$$

$$PB_{\text{แผ่นทำความเย็นที่ทำจากใยมะพร้าว}} = \frac{4831}{(63717.1 - 61656.1)} = 1.16 \text{ ปี}$$

ภาคผนวก ข.

รูปอุปกรณ์ทำความเย็นแบบระเหยและชิ้นส่วนประกอบ



ก. แผ่นทำความเย็นแบบระเหยเซลล์โลส

ลักษณะทางกายภาพของแผ่นทำความเย็นแบบระเหยเซลล์โลส (Cooling pad)

แผ่นทำความเย็นแบบระเหยเซลล์โลสผลิตจากการเชื่อมกระดาษแผ่นเซลล์โลสในลักษณะเป็นลอนเข้าด้วยกัน กระดาษลอนจะมีมุมทแยงไขว้กัน 2 ชุดเพื่อช่วยให้น้ำสัมผัสอากาศได้นานและสามารถดูดซับน้ำไว้ได้ดี จึงส่งผลให้แผ่นทำความเย็นแบบระเหยเซลล์โลสทำความเย็นได้มากและมีประสิทธิภาพสูง อีกทั้งยังผ่านการชุบสารเคมีพิเศษเพื่อให้วัสดุมีความแข็งแรงพอที่จะทนต่อการผุพังจากการย่อยสลายของน้ำและอากาศ อีกทั้งการออกแบบให้ไขว้กันเป็นมุมเอียงยังช่วยลดการอุดตันจากฝุ่นในอากาศอีกด้วย จึงลดปัญหาตะกอน และช่วยยืดอายุการใช้งานให้ยาวนานขึ้น แต่แผ่นทำความเย็นแบบระเหยเซลล์โลสนี้มีราคาสูงประมาณ 1,300 บาท/ตร.ม (ณ วันที่ 12 พฤศจิกายน 2551)

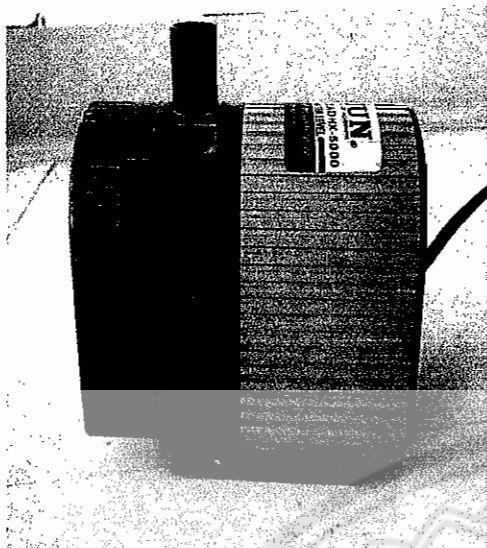


ข. แผ่นทำความเย็นแบบระเหยคั่นแบบ

ลักษณะทางกายภาพของแผ่นทำความเย็นแบบระเหยกามะพร้าว

กามะพร้าวจะมีลักษณะเป็นเส้นใยแข็งที่ได้มาจากกามะพร้าวมีการจัดเรียงตัวของเส้นใยภายในกาบไม่เป็นระเบียบเป็นเส้นใยที่แข็งแรงทนทาน เก็บความชื้นและน้ำได้ดีมีอายุการใช้งานที่ยาวนานและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม

แผ่นทำความเย็นแบบระเหยกามะพร้าวที่จัดทำขึ้นจะมีลักษณะการจัดเรียงตัวของแผ่นก่อนข้างไม่เป็นระเบียบและความหนาแน่นของวัสดุที่ใช้ต่อพื้นที่จะคำนวณได้ยากทำให้ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่าน รวมถึงการกระจายอุณหภูมิทั่วทั้งแผ่นไม่สม่ำเสมอ แต่แผ่นทำความเย็นแบบระเหยกามะพร้าวนี้นี้มีต้นทุนเพียง 70 บาท / ตร.ม. รวมไปถึงเป็นวัสดุที่หาได้ง่ายตามท้องถิ่นและยังสามารถจัดทำได้เอง



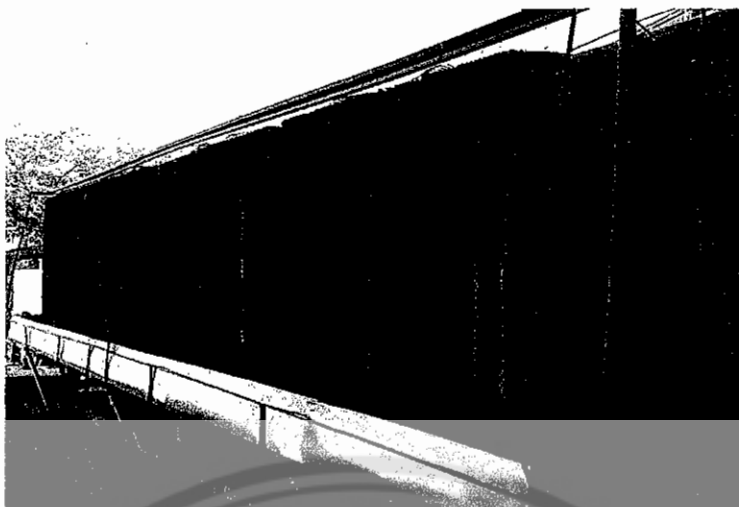
ค. เครื่องสูบน้ำ



ง. โครงสร้างอุปกรณ์ถาดเก็บน้ำสำหรับการทดลองตอนที่ 1



จ. โครงสร้างอุปกรณ์ถาดเก็บน้ำสำหรับติดตั้งกับเครื่องทำน้ำเย็น



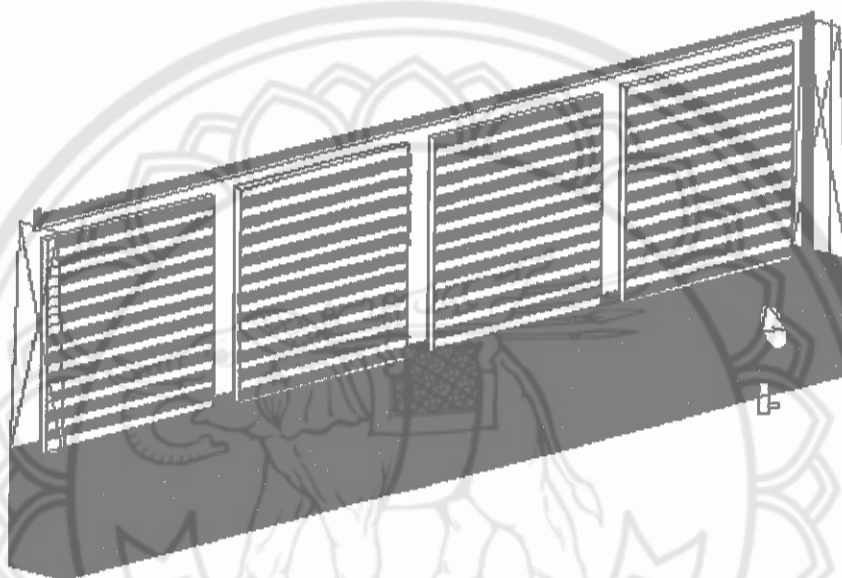
ฉ. โครงสร้างอุปกรณ์เมื่อติดตั้งกับเครื่องทำน้ำเย็นโดยใช้ทำความเย็นแบบระเหยเซลล์โลส



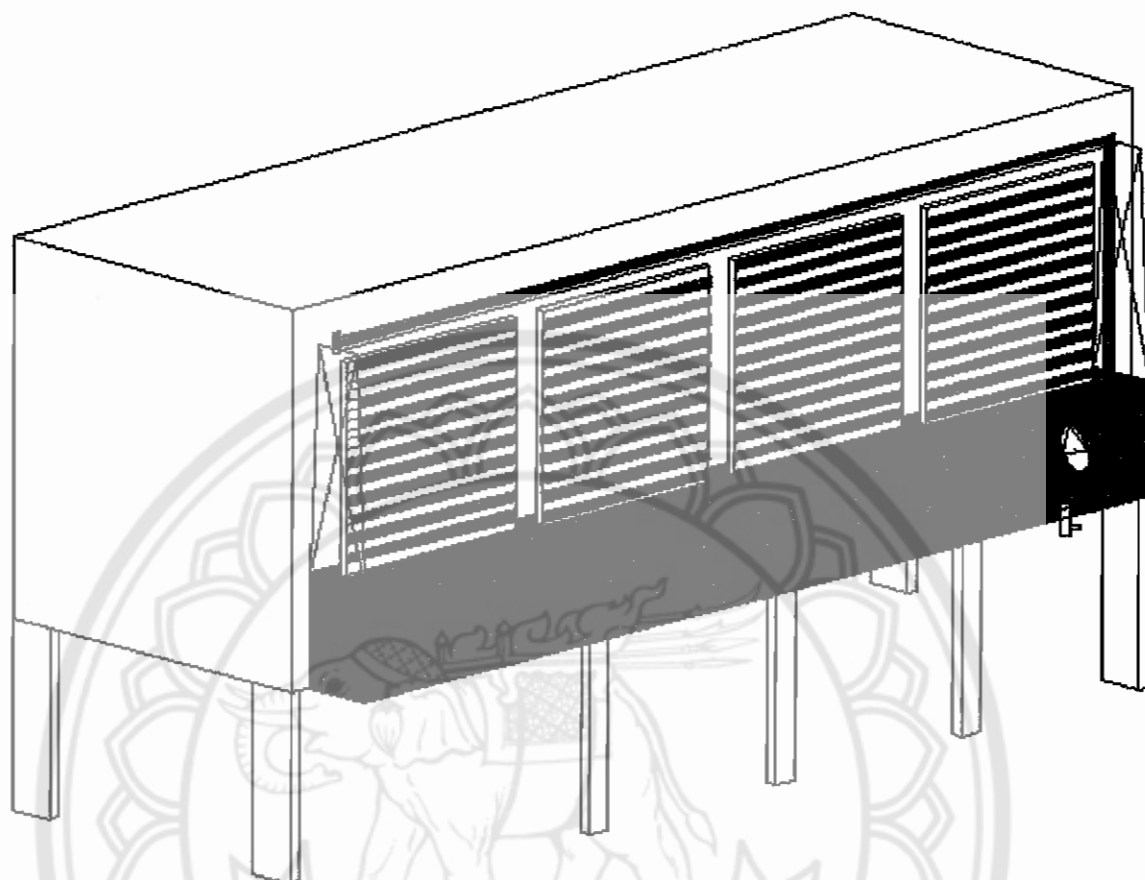
ช. โครงสร้างอุปกรณ์เมื่อติดตั้งกับเครื่องทำน้ำเย็นโดยใช้ทำความเย็นแบบระเหยต้นแบบ

ภาคผนวก ก.

รูป Drawing รูปโครงสร้างอุปกรณ์ดาดเก็บน้ำทำความสะอาดแบบระเหย
และชิ้นส่วนประกอบ



ก. โครงสร้างอุปกรณ์ดาดเก็บน้ำสำหรับติดตั้งกับเครื่องทำน้ำเย็น



ข. โครงสร้างเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้งแผ่นทำความเย็นแบบระเหย

ภาคผนวก ง.

ตารางคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22

426 REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING

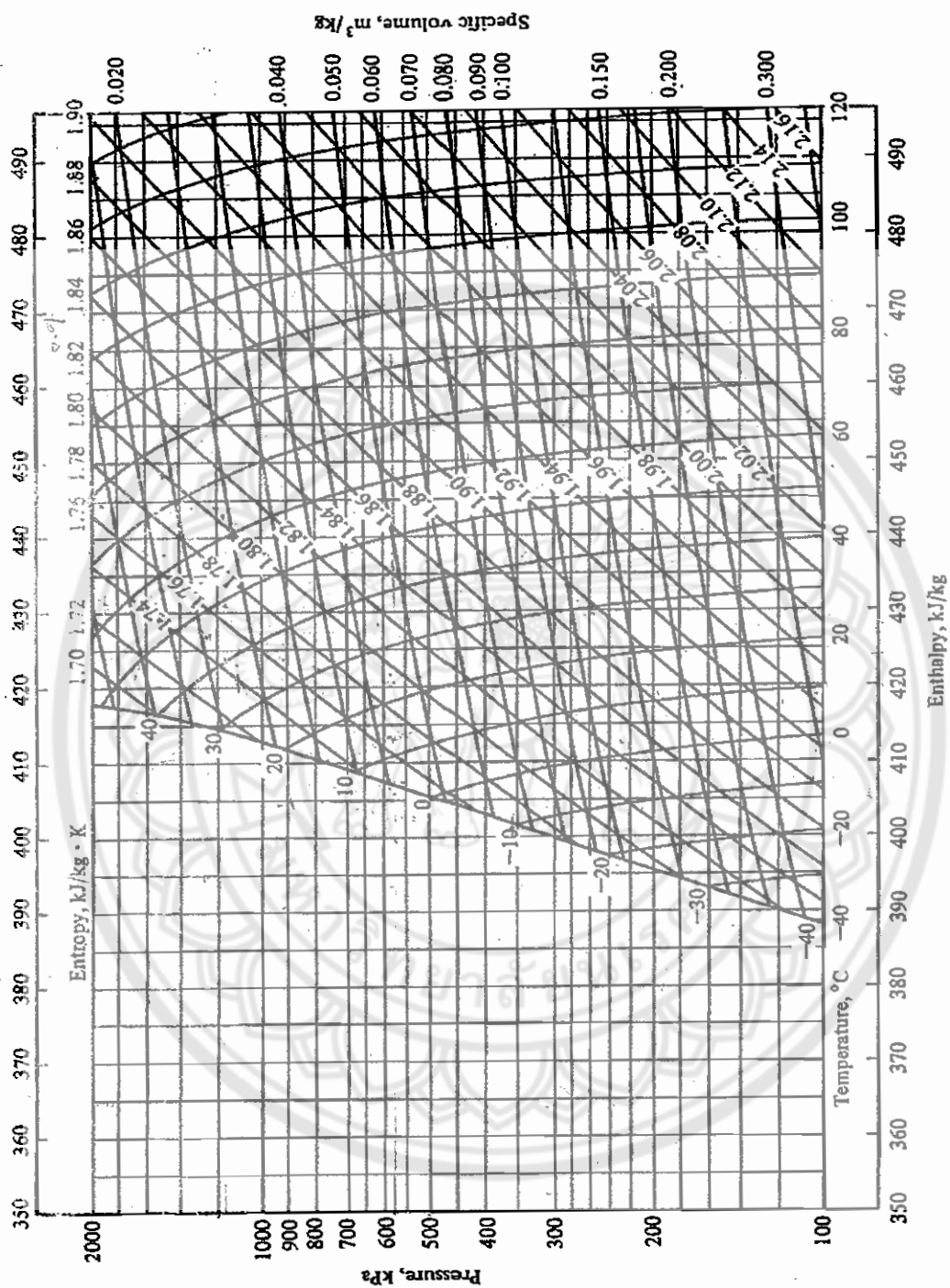
Table A-6 Refrigerant 22: properties of liquid and saturated vapor⁶

$t, ^\circ\text{C}$	P, kPa	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		Specific volume, L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
-60	37.48	134.763	379.114	0.73254	1.87886	0.68208	537.152
-55	49.47	139.830	381.529	0.75599	1.86389	0.68856	414.827
-50	64.39	144.959	383.921	0.77919	1.85000	0.69526	324.557
-45	82.71	150.153	386.282	0.80216	1.83708	0.70219	256.990
-40	104.95	155.414	388.609	0.82490	1.82504	0.70936	205.745
-35	131.68	160.742	390.896	0.84743	1.81380	0.71680	166.400
-30	163.48	166.140	393.138	0.86976	1.80329	0.72452	135.844
-28	177.76	168.318	394.021	0.87864	1.79927	0.72769	125.563
-26	192.99	170.507	394.896	0.88748	1.79535	0.73092	116.214
-24	209.22	172.708	395.762	0.89630	1.79152	0.73420	107.701
-22	226.48	174.919	396.619	0.90509	1.78779	0.73753	99.9362
-20	244.83	177.142	397.467	0.91386	1.78415	0.74091	92.8432
-18	264.29	179.376	398.305	0.92259	1.78059	0.74436	86.3546
-16	284.93	181.622	399.133	0.93129	1.77711	0.74786	80.4103
-14	306.78	183.878	399.951	0.93997	1.77371	0.75143	74.9572
-12	329.89	186.147	400.759	0.94862	1.77039	0.75506	69.9478
-10	354.30	188.426	401.555	0.95725	1.76713	0.75876	65.3399
-9	367.01	189.571	401.949	0.96155	1.76553	0.76063	63.1746
-8	380.06	190.718	402.341	0.96585	1.76394	0.76253	61.0958
-7	393.47	191.868	402.729	0.97014	1.76237	0.76444	59.0996
-6	407.23	193.021	403.114	0.97442	1.76082	0.76636	57.1820
-5	421.35	194.176	403.496	0.97870	1.75928	0.76831	55.3394
-4	435.84	195.335	403.876	0.98297	1.75775	0.77028	53.5682
-3	450.70	196.497	404.252	0.98724	1.75624	0.77226	51.8653
-2	465.94	197.662	404.626	0.99150	1.75475	0.77427	50.2274
-1	481.57	198.828	404.994	0.99575	1.75326	0.77629	48.6517
0	497.59	200.000	405.361	1.00000	1.75279	0.77834	47.1354
1	514.01	201.174	405.724	1.00424	1.75034	0.78041	45.6757
2	530.83	202.351	406.084	1.00848	1.74889	0.78249	44.2702
3	548.06	203.530	406.440	1.01271	1.74746	0.78460	42.9166
4	565.71	204.713	406.793	1.01694	1.74604	0.78673	41.6124
5	583.78	205.899	407.143	1.02116	1.74463	0.78889	40.3556
6	602.28	207.089	407.489	1.02537	1.74324	0.79107	39.1441
7	621.22	208.281	407.831	1.02958	1.74185	0.79327	37.9759
8	640.59	209.477	408.169	1.03379	1.74047	0.79549	36.8493
9	660.42	210.675	408.504	1.03799	1.73911	0.79775	35.7624
10	680.70	211.877	408.835	1.04218	1.73775	0.80002	34.7136
11	701.44	213.083	409.162	1.04637	1.73640	0.80232	33.7013
12	722.65	214.291	409.485	1.05056	1.73506	0.80465	32.7239
13	744.33	215.503	409.804	1.05474	1.73373	0.80701	31.7801
14	766.50	216.719	410.119	1.05892	1.73241	0.80939	30.8683
15	789.15	217.937	410.430	1.06309	1.73109	0.81180	29.9874
16	812.29	219.160	410.736	1.06726	1.72978	0.81424	29.1361
17	835.93	220.386	411.038	1.07142	1.72848	0.81671	28.3131
18	860.08	221.615	411.336	1.07559	1.72719	0.81922	27.5173
19	884.75	222.848	411.629	1.07974	1.72590	0.82175	26.7477
20	909.93	224.084	411.918	1.08390	1.72462	0.82431	26.0032

Table A-6 (continued)

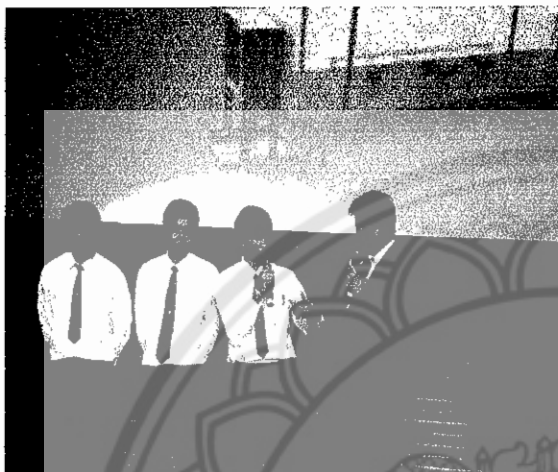
$t, ^\circ\text{C}$	P, kPa	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		Specific volume, L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
21	935.64	225.324	412.202	1.08805	1.72334	0.82691	25.2829
22	961.89	226.568	412.481	1.09220	1.72206	0.82954	24.5857
23	988.67	227.816	412.755	1.09634	1.72080	0.83221	23.9107
24	1016.0	229.068	413.025	1.10048	1.71953	0.83491	23.2572
25	1043.9	230.324	413.289	1.10462	1.71827	0.83765	22.6242
26	1072.3	231.583	413.548	1.10876	1.71701	0.84043	22.0111
27	1101.4	232.847	413.802	1.11290	1.71576	0.84324	21.4169
28	1130.9	234.115	414.050	1.11703	1.71450	0.84610	20.8411
29	1161.1	235.387	414.293	1.12116	1.71325	0.84899	20.2829
30	1191.9	236.664	414.530	1.12530	1.71200	0.85193	19.7417
31	1223.2	237.944	414.762	1.12943	1.71075	0.85491	19.2168
32	1255.2	239.230	414.987	1.13355	1.70950	0.85793	18.7076
33	1287.8	240.520	415.207	1.13768	1.70826	0.86101	18.2135
34	1321.0	241.814	415.420	1.14181	1.70701	0.86412	17.7341
35	1354.8	243.114	415.627	1.14594	1.70576	0.86729	17.2686
36	1389.2	244.418	415.828	1.15007	1.70450	0.87051	16.8168
37	1424.3	245.727	416.021	1.15420	1.70325	0.87378	16.3779
38	1460.1	247.041	416.208	1.15833	1.70199	0.87710	15.9517
39	1496.5	248.361	416.388	1.16246	1.70073	0.88048	15.5375
40	1533.5	249.686	416.561	1.16659	1.69946	0.88392	15.1351
41	1571.2	251.016	416.726	1.17073	1.69819	0.88741	14.7439
42	1609.6	252.352	416.883	1.17486	1.69692	0.89097	14.3636
43	1648.7	253.694	417.033	1.17900	1.69564	0.89459	13.9938
44	1688.5	255.042	417.174	1.18315	1.69435	0.89828	13.6341
45	1729.0	256.396	417.308	1.18730	1.69305	0.90203	13.2841
46	1770.2	257.756	417.432	1.19145	1.69174	0.90586	12.9436
47	1812.1	259.123	417.548	1.19560	1.69043	0.90976	12.6122
48	1854.8	260.497	417.655	1.19977	1.68911	0.91374	12.2895
49	1898.2	261.877	417.752	1.20393	1.68777	0.91779	11.9753
50	1942.3	263.264	417.838	1.20811	1.68643	0.92193	11.6693
52	2032.8	266.062	417.983	1.21648	1.68370	0.93047	11.0806
54	2126.5	268.891	418.083	1.22489	1.68091	0.93939	10.5214
56	2223.2	271.754	418.137	1.23333	1.67805	0.94872	9.98952
58	2323.2	274.654	418.141	1.24183	1.67511	0.95850	9.48319
60	2426.6	277.594	418.089	1.25038	1.67208	0.96878	9.00062
62	2533.3	280.577	417.978	1.25899	1.66895	0.97960	8.54016
64	2643.5	283.607	417.802	1.26768	1.66570	0.99104	8.10023
66	2757.3	286.690	417.553	1.27647	1.66231	1.00317	7.67934
68	2874.7	289.832	417.226	1.28535	1.65876	1.01608	7.27605
70	2995.9	293.038	416.809	1.29436	1.65504	1.02987	6.88899
75	3316.1	301.399	415.299	1.31758	1.64472	1.06916	5.98334
80	3662.3	310.424	412.898	1.34223	1.63239	1.11810	5.14862
85	4036.8	320.505	409.101	1.36936	1.61673	1.18328	4.35815
90	4442.5	332.616	402.653	1.40155	1.59440	1.28230	3.56440
95	4883.5	351.767	386.708	1.45222	1.54712	1.52064	2.55133

Figure Pressure-enthalpy diagram of superheated refrigerant 22 vapor.



ภาคผนวก จ.

รูปการประกวดโครงงานนิสิตของบริษัท ปตท.จำกัด มหาชนในหัวข้อโครงการ
 “ปตท.คลังนักคิด สิ่งประดิษฐ์เพื่อชุมชน”



ภาคผนวก จ. (ต่อ)

เอกสารประกอบในการประกวดโครงการ”ปตท.คลังนักคิด สิ่งประดิษฐ์เพื่อชุมชน”

ศึกษาความเป็นไปได้ในการนำเส้นใยมะพร้าวมาสร้างเป็นแผ่นทำความเย็นแบบระเหย สำหรับโรงเรือนเลี้ยงไก่ระบบปิด

ผู้จัดทำ

ณัฐดนัย ตันติเจริญการ¹⁾ รศศุพล แสงศิริเขต²⁾ และ เมธา เป้าช้าง³⁾

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร จังหวัดพิษณุโลก

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ศุภลักษณ์ แก่นลา

1.บทคัดย่อ

ในปัจจุบันเกษตรกรไทยนิยมเลี้ยงไก่ในโรงเรือนระบบปิดเพื่อป้องกันไข้หวัดนกและโรคระบาด อีกทั้งยังเป็นการช่วยเพิ่มผลผลิตของสัตว์เลี้ยงในโรงเรือน โดยทั่วไปแล้วโรงเรือนระบบปิดนี้จะต้องควบคุมสภาวะอากาศให้มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 27-32 °C และความชื้นสัมพัทธ์อยู่ในช่วง 60-85 %RH ซึ่งแผ่นทำความเย็นแบบระเหยที่ใช้ทั่วไปในโรงเรือนต้องนำเข้าจากต่างประเทศซึ่งมีราคาสูงกว่า 1300 บาท/ม² ดังนั้นกลุ่มผู้จัดทำจึงมีแนวคิดที่จะศึกษาความเป็นไปได้ในการนำเส้นใยมะพร้าวที่หาได้ทั่วไปมาทดแทนแผ่นทำความเย็นแบบระเหยที่นำเข้าจากต่างประเทศ โดยได้ทำการศึกษานเปรียบเทียบประสิทธิภาพของแผ่นทำความเย็นแบบระเหยทั้ง 2 ชนิด ขนาด 58 × 58 × 10 cm. พบว่าที่อัตราการไหลของน้ำ 0.15 kg/s แผ่นทำความเย็นแบบระเหยต้นแบบ(ใยมะพร้าว)และแผ่นทำความเย็นที่นำเข้าจากต่างประเทศสามารถลดอุณหภูมิอากาศลงได้ประมาณ 3.5 °C และ 4 °C ตามลำดับ อีกทั้งแผ่นทำความเย็นต้นแบบที่สร้างขึ้นมีต้นทุนเพียง 70 บาท/ม² ดังนั้นแผ่นทำความเย็นต้นแบบนี้จึงสามารถนำมาใช้ทดแทนแผ่นทำความเย็นแบบระเหยที่นำเข้าจากต่างประเทศได้

2.วัตถุประสงค์

2.1 ออกแบบและสร้างแผ่นทำความเย็นแบบระเหยต้นแบบที่ทำมาจาก “เส้นใยมะพร้าว”

2.2 วิเคราะห์เปรียบเทียบประสิทธิภาพแผ่นทำความเย็นแบบระเหยและอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้ง 2 ชนิด

3.ประโยชน์ที่ได้รับ

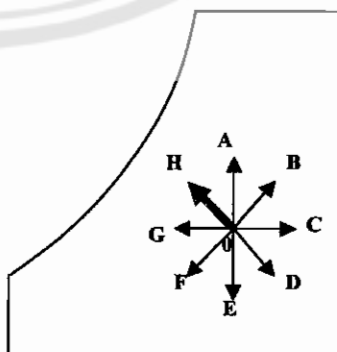
- 3.1 ลดต้นทุนของโรงเรือนเลี้ยงไก่ในส่วนของแผ่นทำความเย็นแบบระเหย
- 3.2 สร้างมูลค่าเพิ่มให้กับวัสดุเหลือใช้ทางการเกษตร
- 3.3 สร้างอาชีพเสริมให้กับเกษตรกรหลังจากฤดูเก็บเกี่ยว
- 3.4 สามารถประยุกต์ใช้กับสถานที่ต่างๆ ในการปรับสภาวะอากาศเพื่อความสะดวกสบายเชิงความร้อน

ส่งเสริมให้เกษตรกรพึ่งพาตนเองตามพระราชดำริขององค์พระบาทสมเด็จพระเจ้าอยู่หัว

4.ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

4.1 กระบวนการปรับอากาศ

การศึกษาไซโครเมตริกชาร์ต เป็นการศึกษาถึงคุณสมบัติของอากาศชื้นที่มีส่วนผสมของอากาศแห้งและไอน้ำ โดยแผนภูมินี้มีประโยชน์อย่างมากในการศึกษาการปรับสภาวะอากาศทั้ง 8 กระบวนการดังนี้

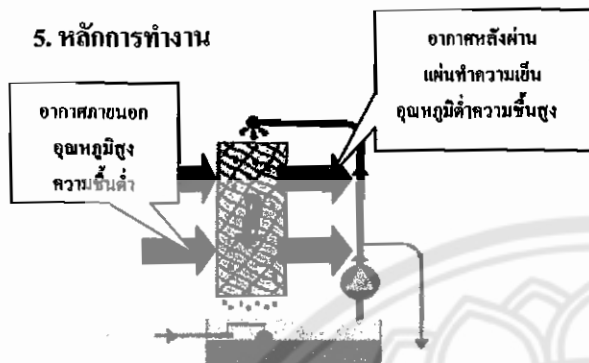


- 1.กระบวนการเพิ่มความชื้น (O → A)
- 2.กระบวนการทำความร้อนและเพิ่มความชื้น (O → B)
- 3.กระบวนการทำความร้อน (O → C)
- 4.กระบวนการทำความร้อนและลดความชื้น (O → D)
- 5.กระบวนการลดความชื้น (O → E)
- 6.กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้น (O → F)
- 7.กระบวนการทำความเย็น (O → G)
- 8.กระบวนการทำความเย็นและเพิ่มความชื้น (O → H)

รูปที่ 1 ไซโครเมตริกชาร์ต แสดงกระบวนการปรับอากาศต่างๆ

โดยทั่วไปโรงเรือนเลี้ยงไก่ระบบปิดจะทำการปรับสภาวะอากาศโดยวิธีการทำความชื้นแบบระเหย ดังนั้นในการศึกษานี้จะขออธิบายเฉพาะหลักการของกระบวนการทำความชื้นและเพิ่มความชื้น (การทำความชื้นแบบระเหย) พอสังเขปดังนี้

5. หลักการทำงาน



รูปที่ 2. แสดงหลักการ ทำงานของแผ่นทำความชื้นแบบระเหย

จากรูปที่ 2. เครื่องสูบน้ำจะสูบน้ำจากด้านล่างหมุนเวียนผ่านแผ่นทำความชื้น แล้วไหลลงสู่ถาดเก็บน้ำอีกครั้งหนึ่ง ส่วนอากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิสูงความชื้นต่ำจะถูกพัดลมดูดผ่านแผ่นทำความชื้นแบบระเหยส่งผลทำให้อากาศมีอุณหภูมิต่ำ ความชื้นสูงขึ้นตามกระบวนการ ($Q \rightarrow H$) ดังแสดงในรูปที่ 1

5.1 ค่าประสิทธิภาพของแผ่นทำความชื้นแบบระเหย

ความสามารถในการลดอุณหภูมิของระบบทำความชื้นแบบระเหยขึ้นอยู่กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก และประสิทธิภาพของตัวแผ่นทำความชื้นแบบระเหย หาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\eta (\%) = \frac{T_{db} - T_{apply}}{T_{db} - T_{wb}} \quad \dots\dots\dots(1)$$

T_{db} คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายนอก

T_{wb} คือ อุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอก

T_{apply} คือ อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศหลังผ่านแผ่นทำความชื้น

5.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นทำความชื้นแบบระเหย

$$Q = m c_p \Delta T \quad \dots\dots\dots(2)$$

โดยวิเคราะห์ภายใต้สมมติฐานต่างๆดังต่อไปนี้

5.2.1 เป็นการไหลคงตัว (steady state steady flow)

5.2.2 มีการถ่ายเทความร้อนภายในเท่านั้นคือ ความร้อนสัมผัสที่อากาศถ่ายเทเท่ากับความร้อนแฝงที่น้ำได้รับ โดยตลอดกระบวนการอุณหภูมิ กระเปาะเปียกคงที่

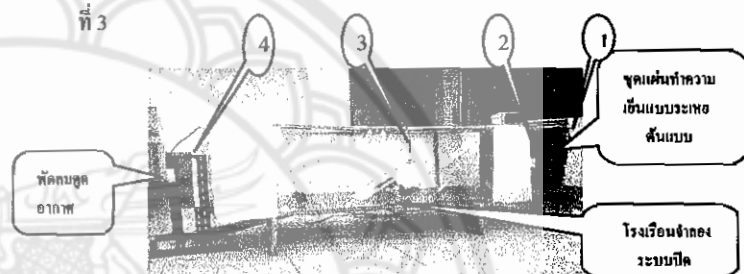
6. การออกแบบการทดลอง

ทำการศึกษาทดลองประสิทธิภาพของแผ่นทำความชื้นทั้ง 2 ชนิดขนาด $58 \times 58 \times 10$ cm. ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.15 kg/s และกำหนดให้สภาวะอากาศภายนอกก่อนเข้าแผ่นแตกต่างกันดังนี้

ตอนที่1. อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 29CDB, 24.4CWB ตามลำดับ โดยความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ 69%RH

ตอนที่2. อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 32CDB, 26CWBตามลำดับ โดยความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ 64%RH

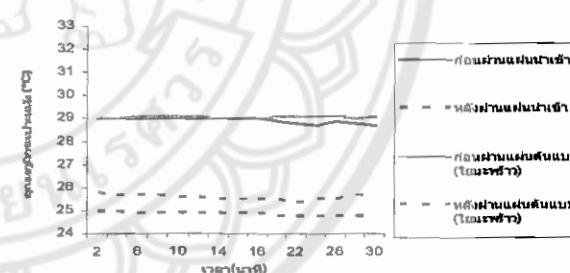
ซึ่งได้ติดตั้งเครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ดังในรูปที่ 3



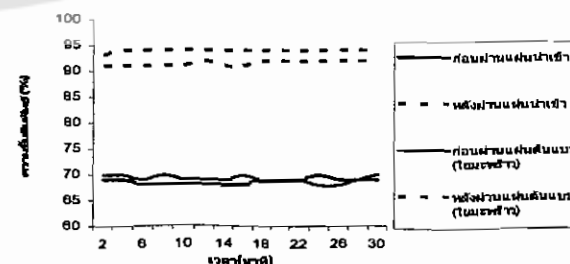
รูปที่ 3 แสดงตำแหน่งที่วัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์

ผลการทดลอง

ตอนที่ 1

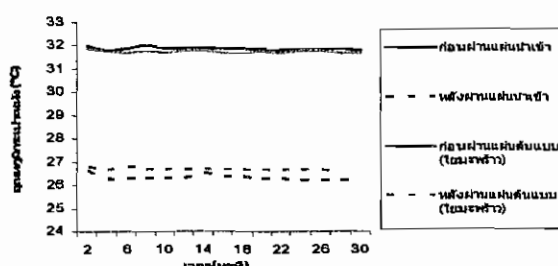


รูปที่ 4.1 แสดงอุณหภูมิก่อนและหลังผ่านแผ่นทำความชื้นที่อุณหภูมิภายนอกเท่ากับ 29 CDB / 24.4 CWB

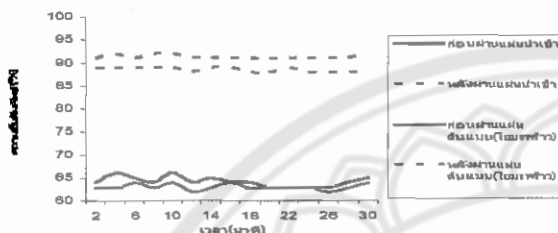


รูปที่ 4.2 แสดงความชื้นสัมพัทธ์ก่อนและหลังผ่านแผ่นทำความชื้นที่อุณหภูมิภายนอกเท่ากับ 29 CDB / 24.4 CWB

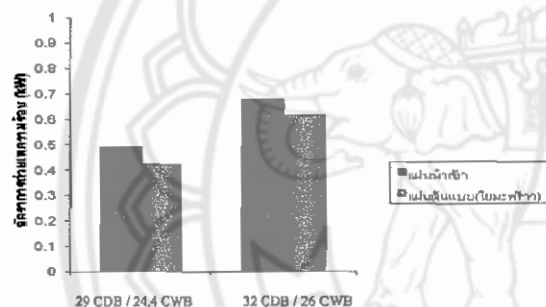
ตอนที่ 2



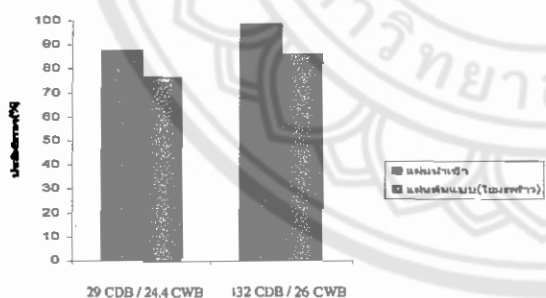
รูปที่ 4.3 แสดงอุณหภูมิก่อนและหลังผ่านแผ่นทำความเย็นที่อุณหภูมิภายนอกเท่ากับ 32 CDB / 26 CWB



รูปที่ 4.4 แสดงความชื้นสัมพัทธ์ก่อนและหลังผ่านแผ่นทำความเย็นที่อุณหภูมิภายนอกเท่ากับ 32 CDB / 26 CWB



รูปที่ 4.5 เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านแผ่นทำความเย็นแบบสองฝั่ง 2 ชนิด



รูปที่ 4.6 เปรียบเทียบประสิทธิภาพผ่านแผ่นทำความเย็นแบบสองฝั่ง 2 ชนิด

8. บทสรุป

แผ่นทำความเย็นต้นแบบที่สร้างขึ้นสามารถลดอุณหภูมิและเพิ่มความชื้นได้ใกล้เคียงกับแผ่นน้ำเข้าและมีอัตราการถ่ายเทความร้อนประสิทธิภาพต่ำกว่าประมาณ 12 % เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบต้นทุนของแผ่นทำความเย็นทั้ง 2 ชนิดพบว่าแผ่นน้ำเข้ามีราคาสูงกว่าแผ่นต้นแบบถึง 18 เท่า หมายความว่า

แผ่นน้ำเข้ามีราคา 1,300 บาท/ท² แต่แผ่นต้นแบบมีต้นทุนเพียง 70 บาท /ท² ดังนั้นแผ่นทำความเย็นต้นแบบที่สร้างขึ้นนี้จึงมีความเหมาะสมที่จะใช้ทดแทนแผ่นน้ำเข้าเมื่อพิจารณาถึงต้นทุนการสร้างโรงเรือนระบบปิด

9. อภิปรายและแนวทางการพัฒนา

1. อัตราการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของแผ่นน้ำเข้าสูงกว่าเพราะมีการเรียงตัวที่ทำให้น้ำและอากาศไหลผ่านได้ดี ดังนั้นควรศึกษาการจัดเรียงตัวของแผ่นต้นแบบเพื่อที่จะได้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงหรือสูงกว่าแผ่นน้ำเข้า

2. เมื่อทำความสะอาดแผ่นต้นแบบ โดยการฉีดน้ำด้วยปั๊มแรงดันสูง

แผ่นต้นแบบยังคงรักษาสภาพเดิมโดยไม่เสียรูป เมื่อเกษตรกรนำไปใช้ก็สามารถทำความสะอาดได้

10. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดทำโครงการขอขอบพระคุณ

1. อาจารย์ศศิษฐ์รักษ์ แคนลา ที่ให้ความรู้และคำแนะนำเกี่ยวกับระบบทำความเย็นแบบระเหย

2. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและกิจการนิสิต มหาวิทยาลัยนเรศวร พิษณุโลก ที่ให้ความอนุเคราะห์ สถานที่ทดสอบโครงการและเครื่องคอมพิวเตอร์มาใช้ในการเก็บข้อมูล