

# ระบบปรับอากาศ ป้อนน้ำ และระบบท่อน้ำดับเพลิง

โดย

รศ.ดร.วิทยา ยงเจริญ กรรมการสาขาวิศวกรรมเครื่องกล วสท.

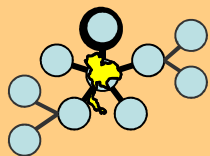
รศ.ดร.จิตติน แดงเที่ยง อาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

โทร.02 218 6625 ,086 8989486

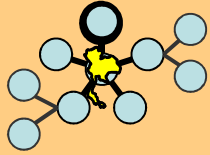
E-mail : [yongchareon@gmail.com](mailto:yongchareon@gmail.com)

Reference: ASHRAE Handbook



## วันเสาร์ที่ 4 สิงหาคม, 2018

- 9.00-10.30 น. สารทำความเย็น และ วัฏจักรการทำความเย็น  
ระบบปรับอากาศและประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น
- 10.30-10.45 น. พักรับประทานอาหารว่าง
- 10.45-12.15 น. พัดลม เครื่องส่งลมเย็น และระบบท่อลม
- 12.15-13.15 น. พักรับประทานอาหารกลางวัน
- 13.15-14.45 น. การตรวจสอบสมรรถนะเครื่อง
- 14.45-15.00 น. พักรับประทานอาหารว่าง
- 15.00-16.30 น. **Cooling Load**



# วันอาทิตย์ที่ 5 สิงหาคม ,2018

9.00-10.30 น. **Psychrometric Chart**

10.30-10.45 น. พักรับประทานอาหารว่าง

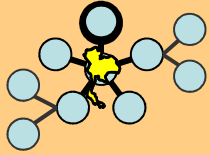
10.45-12.15 น. ปั๊มน้ำ หอระบายความร้อน และสมรรถนะ

12.15-13.15 น. พักรับประทานอาหารกลางวัน

13.15-14.45 น. ระบบท่อน้ำเย็นและท่อน้ำดับเพลิงและ **System Curve**

14.45-15.00 น. พักรับประทานอาหารว่าง

15.00-16.30 น. การทดสอบการทำงานของปั๊มน้ำเย็นและปั๊มน้ำดับเพลิง



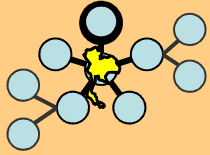
# 1.สารทำความเย็นและวัฏจักรทำความเย็น

สารทำความเย็น เช่น R-22,R410a ,R32  
R134a และR290 มีคุณสมบัติ

ระเหยกลายเป็นไอได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่า  
บรรยากาศและ

กลั่นตัวกลายเป็นของเหลวได้ที่อุณหภูมิสูงกว่า  
บรรยากาศ

สารทำความเย็นจะถูกบรรจุไว้ในท่อและอุปกรณ์  
ที่เป็นระบบปิด สถานะของสารทำความเย็นจะ  
เปลี่ยนไปตามอุปกรณ์หรือกระบวนการที่  
ประกอบเป็นวัฏจักรทำความเย็น

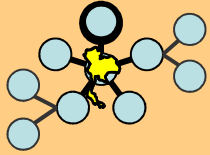


## ชนิดสารทำความเย็น

**น้ำR718 แอมโมเนียR717** เป็นสารทำความเย็นในระบบ  
ปรับอากาศแบบดูดซับ (Absorption Refrigeration)  
อุณหภูมิ 10°C

**R22 ,R134a ,R407C,R 410A,R32,R290** (propane)  
เป็นสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศแบบใช้  
คอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิ 10°C

**R502,R404A,R600a** (Isobutane) เป็นสารทำความเย็น  
ในระบบห้องเย็นหรือ  
ตู้เย็น อุณหภูมิ -10°C



## คุณสมบัติของสารทำความเย็น

### ความดันและอุณหภูมิอิ่มตัว (Saturated Temperature)

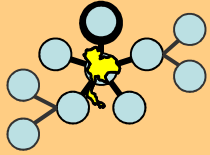
คือความดันหรืออุณหภูมิที่ของเหลวกลายเป็นไอหรือไอควบแน่นเป็นของเหลว ในเครื่องระเหย

(Evaporator) เรียกอุณหภูมิระเหย  $T_E$  ในเครื่องควบแน่น (Condenser) เรียกอุณหภูมิควบแน่น  $T_C$

ความหนาแน่น  $\rho$  คือ มวลต่อหน่วยปริมาตร  $\text{kg/m}^3$

ปริมาตรจำเพาะ  $v$  คือส่วนกลับของความหนาแน่น หน่วยปริมาตรต่อหน่วยมวล  $\text{m}^3/\text{kg}$

$v = 1 / \rho$  (ถ้าความหนาแน่นน้อยปริมาตรจะมาก คอมเพรสเซอร์จะดูด-อัดมวลต่อหน่วยเวลาได้น้อย)



## คุณสมบัติของสารทำความเย็น(ต่อ)

**เอนทัลปี (Enthalpy)  $h$**  คือพลังงานภายในตัวสารรวมกับพลังงานในรูปของความดันและปริมาตรจำเพาะ ( $u+PV$ )

หน่วย SI- $\rightarrow$  kJ/kg    หน่วยอังกฤษ(PI)- $\rightarrow$  Btu/lb

**เอนโทรปี(Entropy)  $s$**  คือคุณสมบัติที่แสดงความสมบูรณ์ของการถ่ายทอดพลังงานโดยทั่วไป ถ้ามีค่ามากขึ้นโดยไม่ได้ให้ความร้อนเข้าหรือออก จะแสดงถึงความไม่สมบูรณ์ของกระบวนการหรือคือต้องใช้พลังงานมากขึ้น หรือได้พลังงานน้อยลง (ประสิทธิภาพน้อยกว่า 100%)

หน่วย SI- $\rightarrow$  kJ/(kg.K)    อังกฤษ(PI)- $\rightarrow$  Btu/(lb.R)

**กรณีทั่วไป** ความร้อนเข้า  $s$  จะ เพิ่ม ส่วน ความร้อนออก  $s$  จะลด

$$Q = T(S_2 - S_1)$$

# ผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

| สารทำความเย็น       | Safety Class | ODP   | GWP   |
|---------------------|--------------|-------|-------|
| CFC-12              | A1           | 1     | 10900 |
| HCFC-22             | A1           | 0.055 | 1810  |
| HFC-410A            | A1           | 0     | 2088  |
| HFC-134a            | A1           | 0     | 1300  |
| HFC-32              | A2L          | 0     | 675   |
| R-290               | A3           | 0     | 4     |
| HFO-1234ze          | A2L          | 0     | 6     |
| HFO-1234yf          | A2L          | 0     | 4     |
| Carbon dioxide R744 | A1           | 0     | 1     |
| Ammonia R717        | B2L          | 0     | 0     |

GWP Global Warming Potential

ODP Ozone Depletion Potential

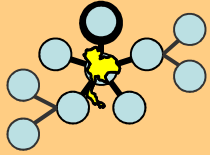
## ตัวอย่างการจัดชั้นความปลอดภัยตาม ASHRAE

| ชั้นความปลอดภัย              | ชั้น 3           | ชั้น 2 | ชั้น 2L |                  | ชั้น 1  |
|------------------------------|------------------|--------|---------|------------------|---------|
|                              | A3               | A2     | A2L     | B2L              | A1      |
| สารทำความเย็น                | Propane<br>R-290 | R-152a | HFC-32  | Ammonia<br>R-717 | HCFC-22 |
| ความเร็วการลามไฟ<br>,cm/s    | 39               | 23     | 6.7     | 7.2              | -       |
| ความร้อนการเผาไหม้<br>,MJ/kg | 46               | 16     | 9       | 18.6             | -       |

ชั้น 1 ไม่ลามไฟ      ชั้น 2, LFL > 0.1 kg/m<sup>3</sup> หรือ combustion heat < 19 MJ/kg

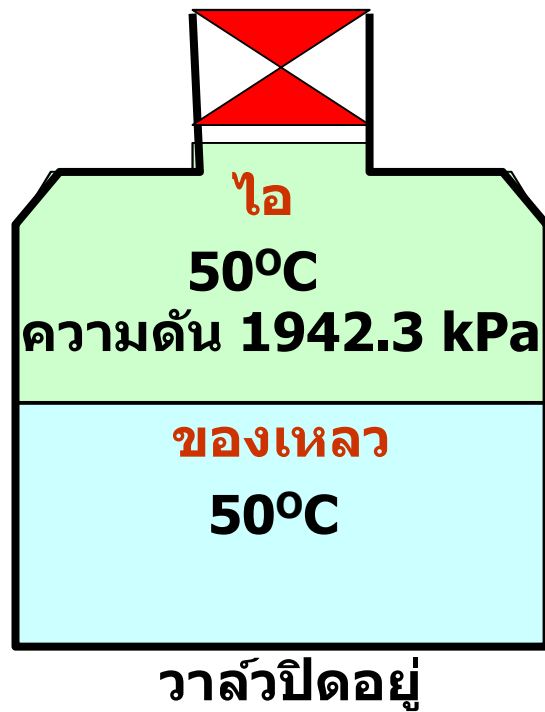
ชั้น 3, LFL ≤ 0.1 kg/m<sup>3</sup> หรือ combustion heat ≥ 19 MJ/kg

A ไม่เป็นพิษ    B เป็นพิษ



## คุณสมบัติสารทำความเย็น R-22

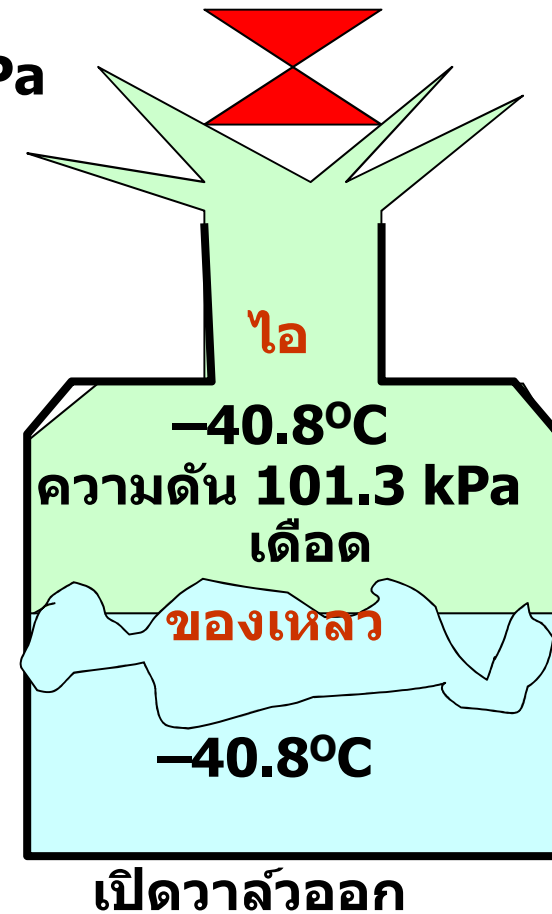
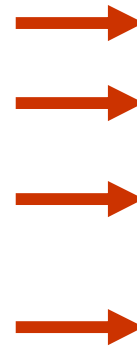
เมื่อเปิดวาล์วความดันในถังลดจาก 1942.3 kPa เหลือ 101.3 kPa

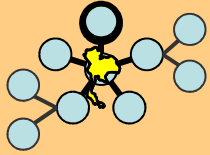


บรรยากาศ  
ความดัน 101.3 kPa

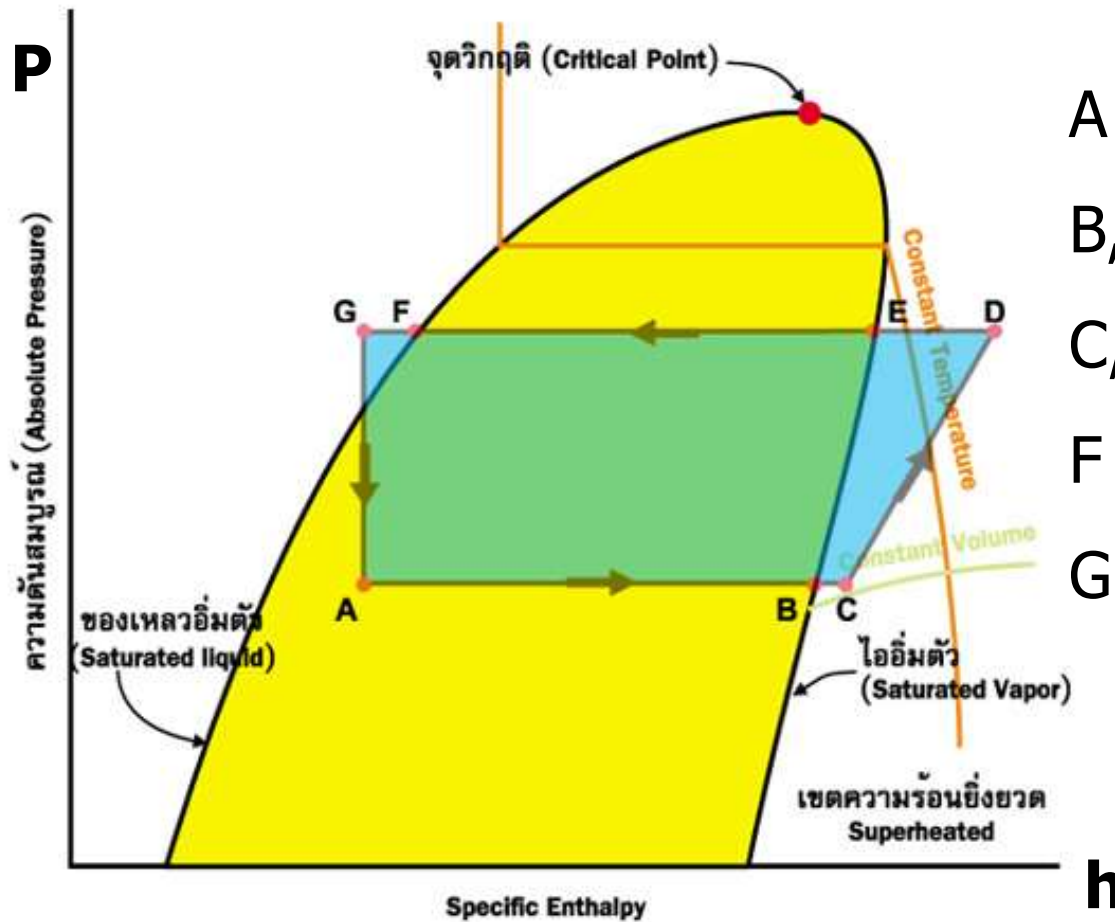
อุณหภูมิ 50°C

ความร้อน





## สถานะสารทำความเย็นในแผนภูมิ P-h



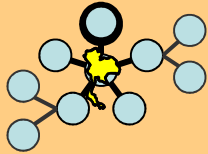
A ของเหลวผสมไอ

B,E ไออิ่มตัว

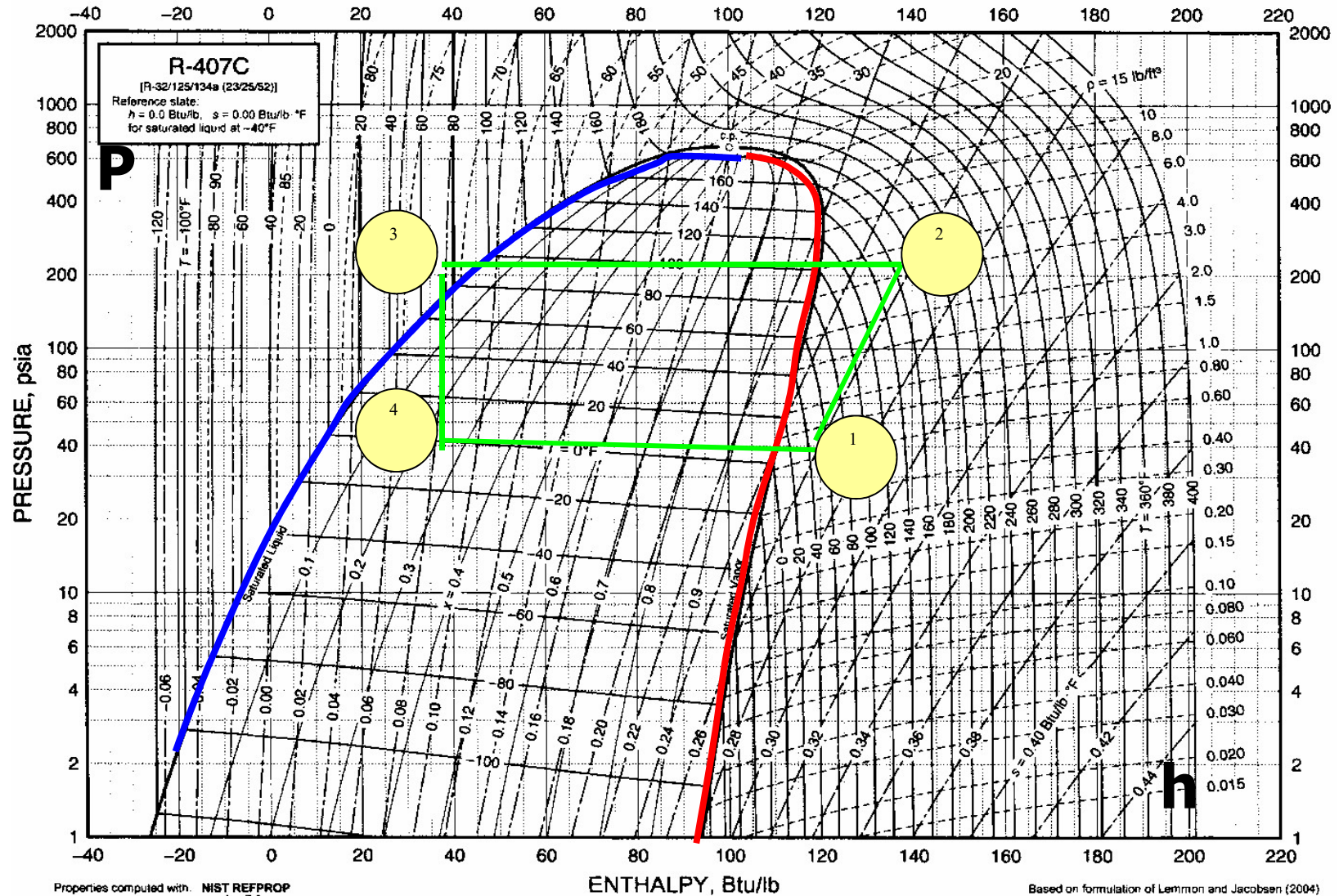
C,D ไอร้อนยิ่งยวด

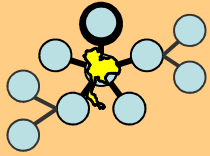
F ของเหลวอิ่มตัว

G ของเหลวเย็นเยือก



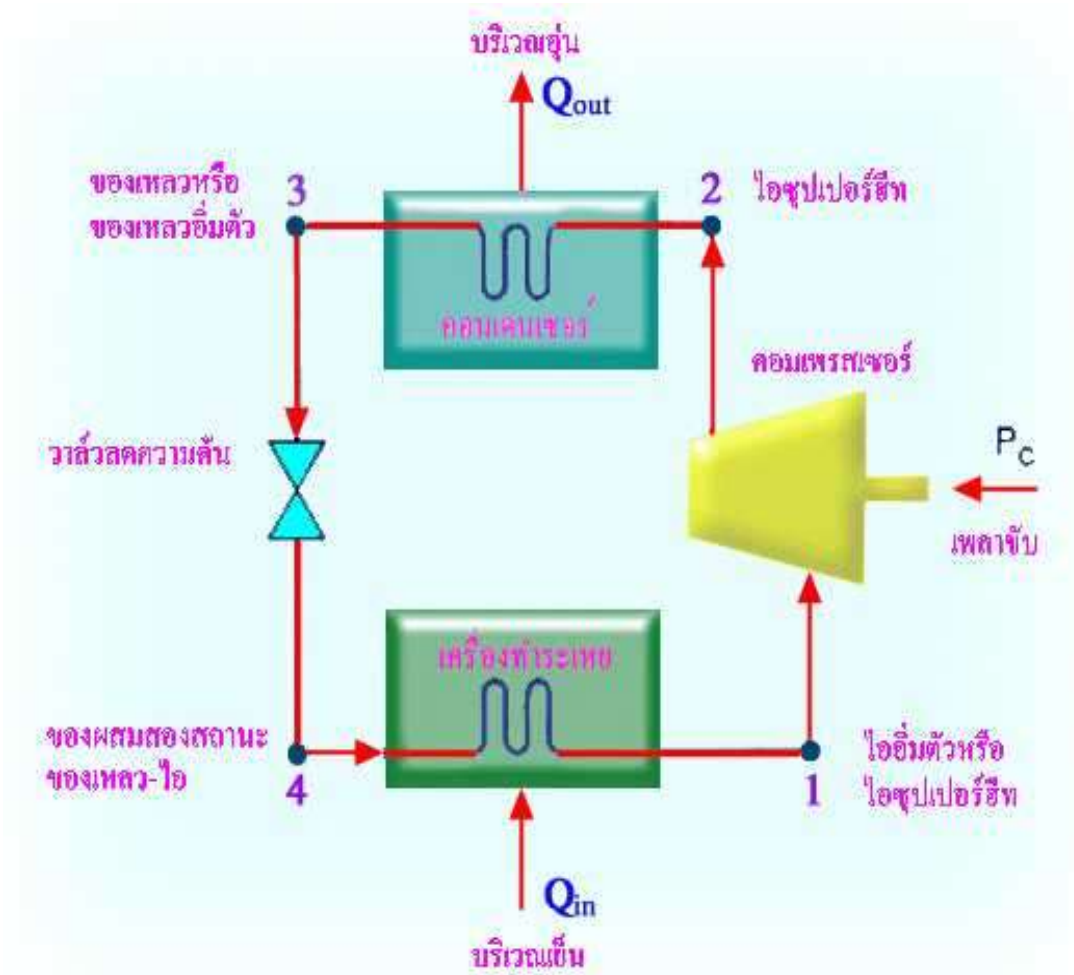
# P-h Diagram R407C



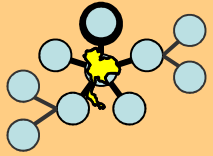


# เครื่องปรับอากาศแบบอัดไอ

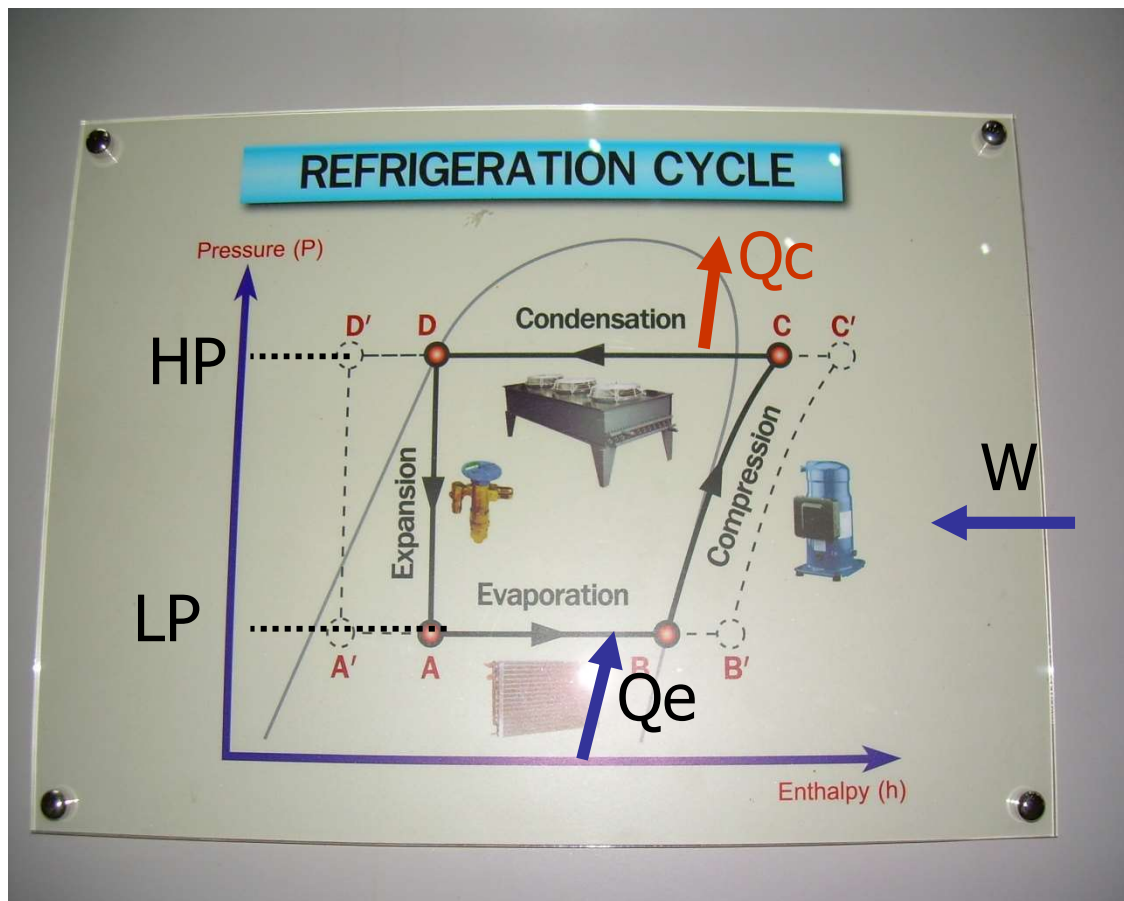
- 1 เครื่องอัดไอ  
Compressor
- 2 คอนเดนเซอร์  
Condenser
- 3 วาล์วขยาย  
Expansion Valve
- 4 อีวาพอเรเตอร์  
Evaporator



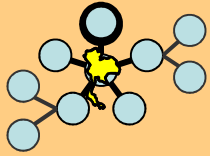
$$Q_{in} = Q_{out} + P_c$$



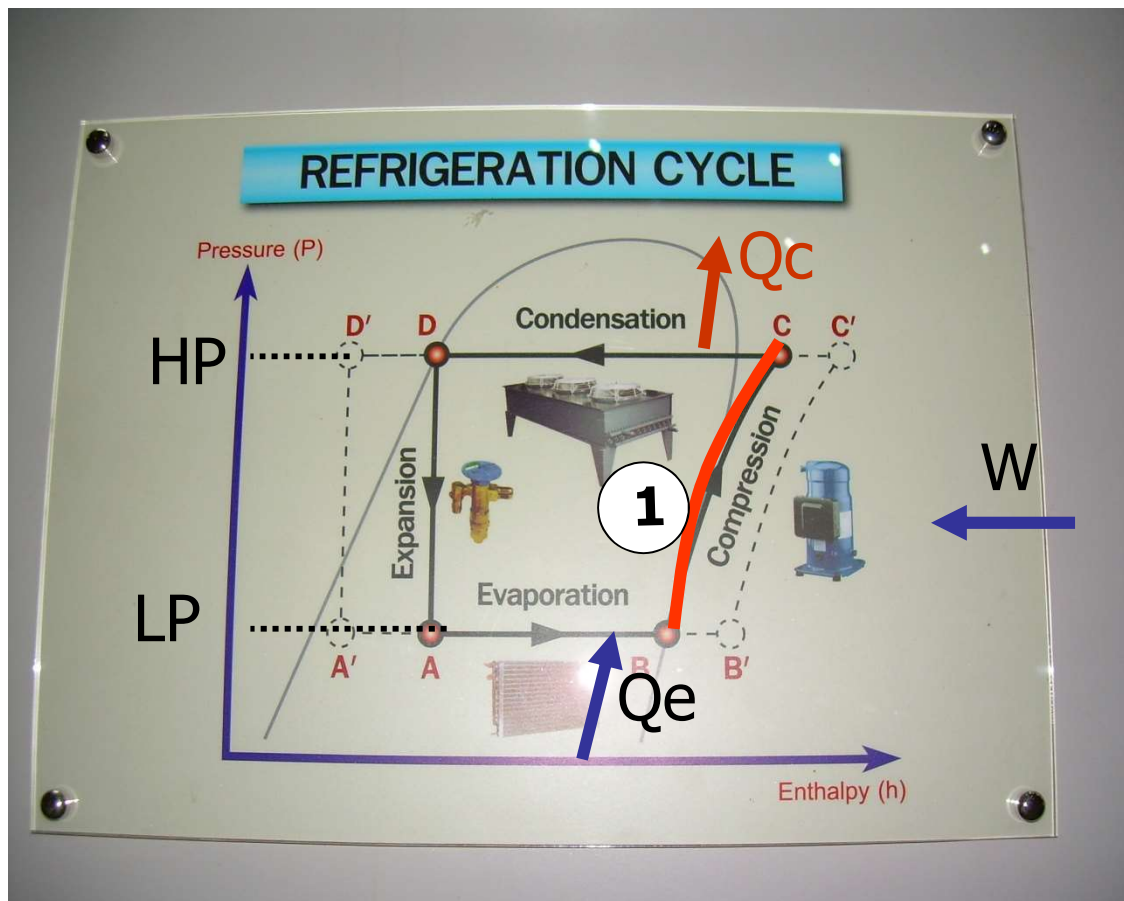
# วัฏจักรการทำความเย็นบนแผนภูมิ P-h



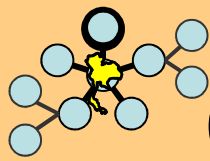
- 1 กระบวนการอัดB-C  
Compression
- 2 กระบวนการกลั่นC-D  
Condensation
- 3 กระบวนการขยายD-A  
Expansion
- 4 กระบวนการระเหยA-B  
Evaporation



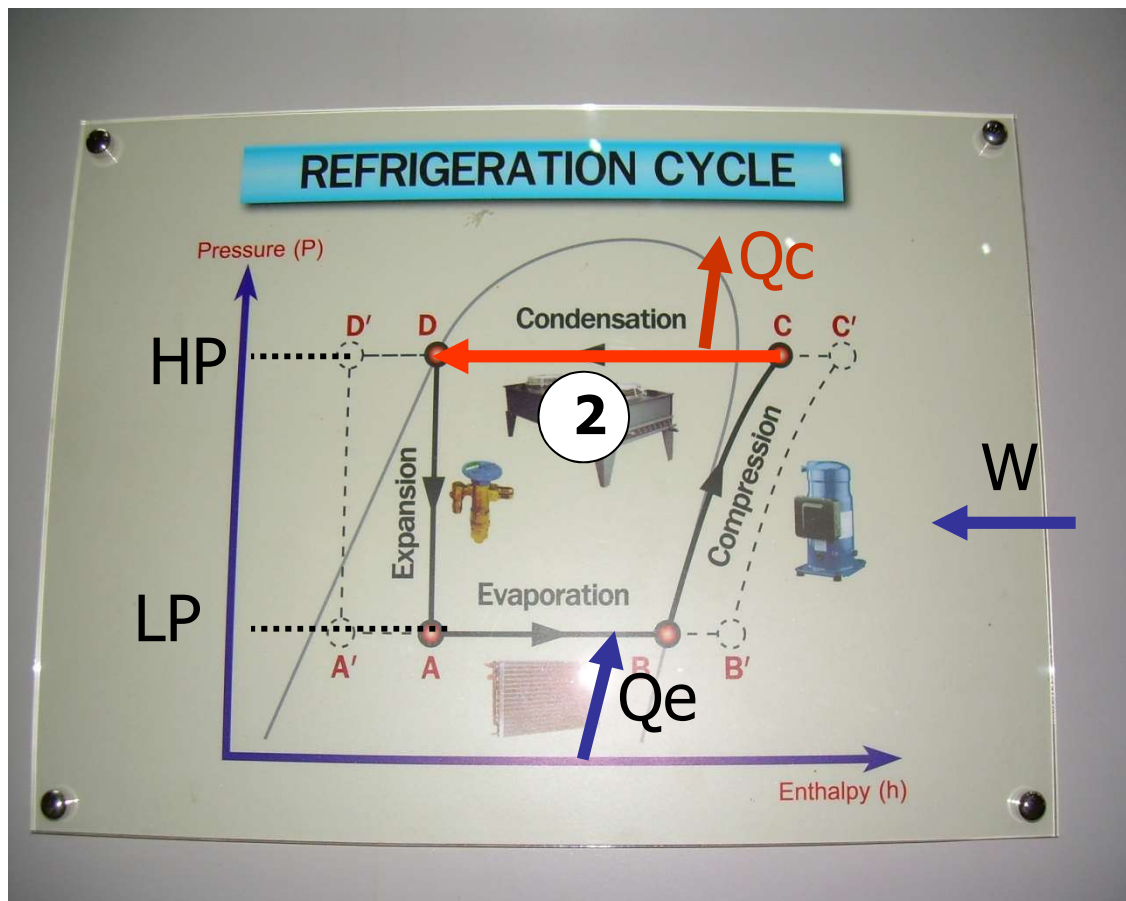
# 1 กระบวนการอัดB-C (Compression)



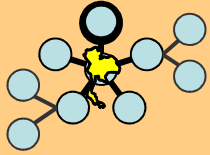
เป็นการอัดไอสารทำความเย็นจากความดันต่ำไปยังความดันสูง โดยต้องใส่งาน  $W$  ที่คอมเพรสเซอร์



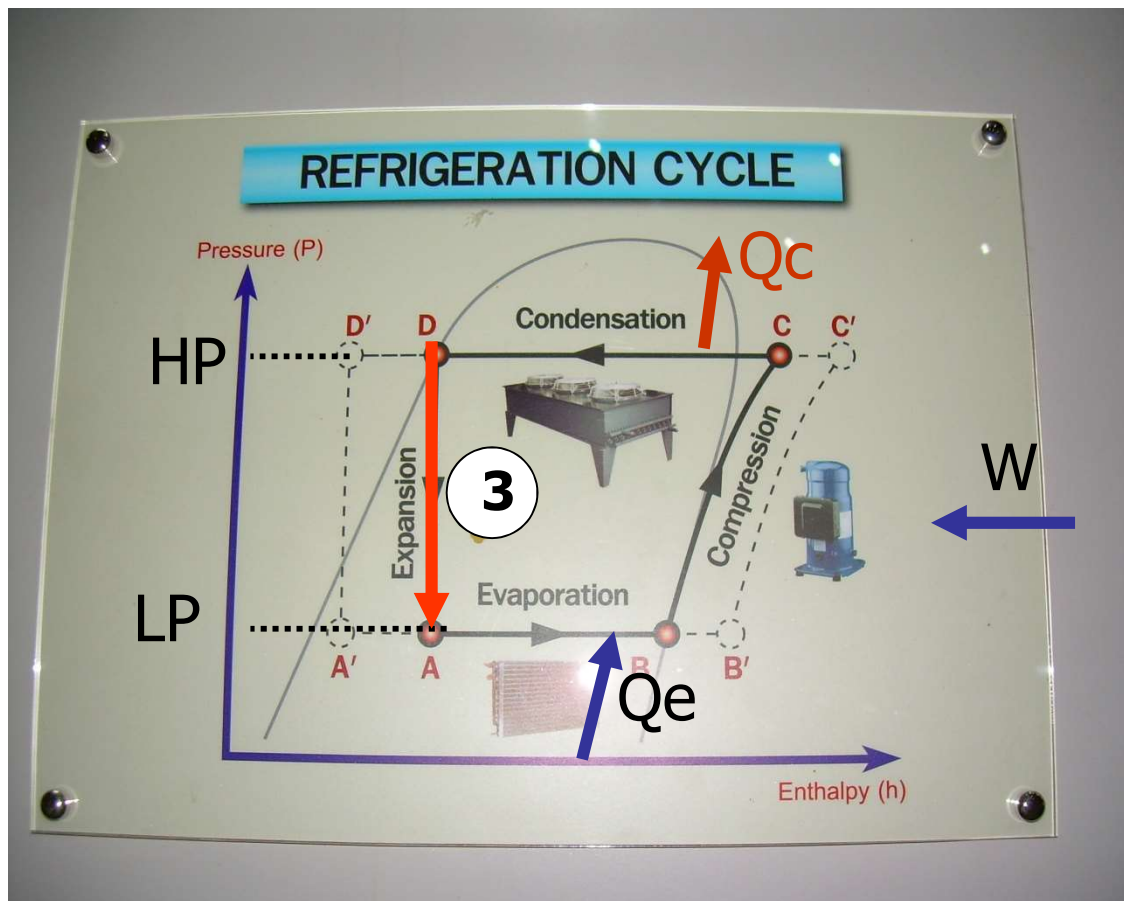
## 2 กระบวนการกลั่นหรือควบแน่น C-D (Condensation)



ไอสารทำความเย็นที่  
อุณหภูมิสูงจะถ่ายเท  
ความร้อน  $Q_c$  ให้กับ  
บรรยากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า

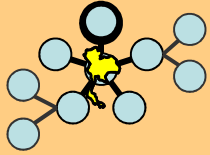


### 3 กระบวนการขยาย D-A (Expansion)

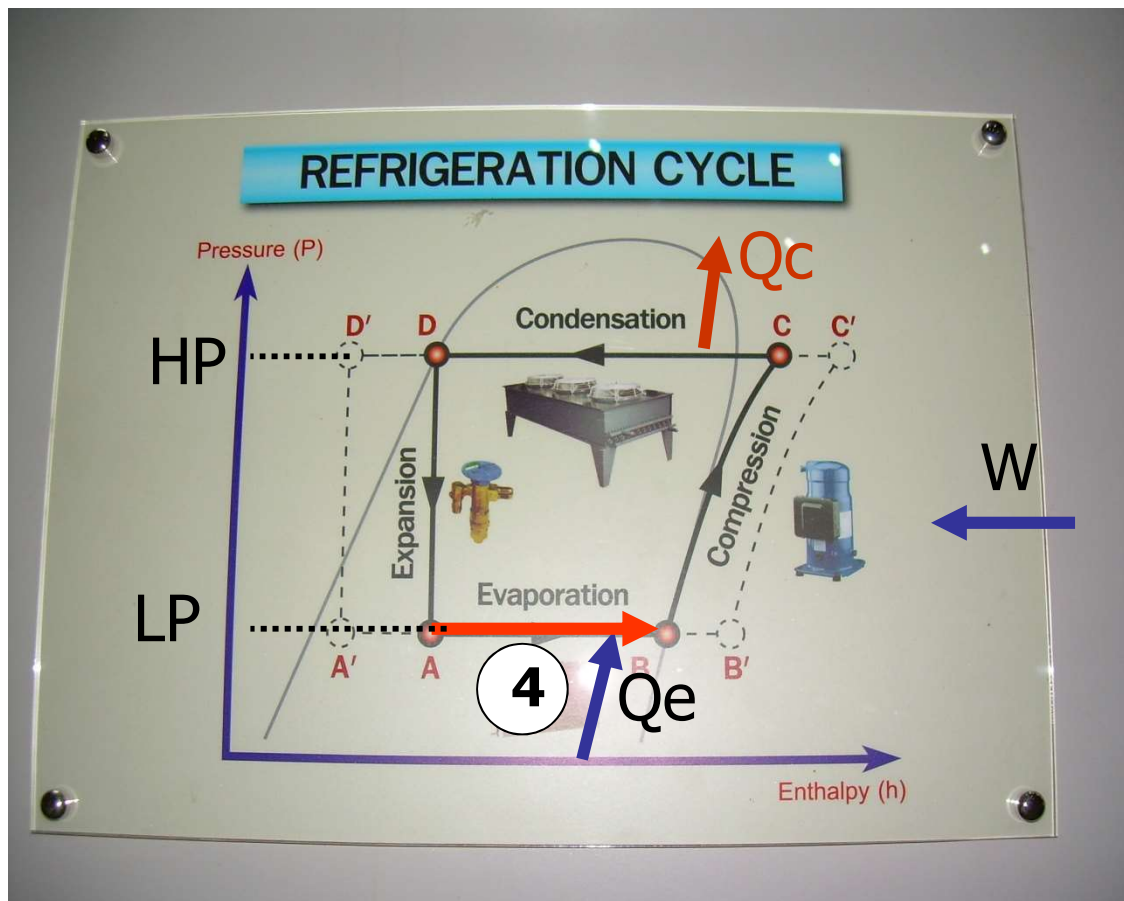


สารทำความเย็นเหลวจะไหลผ่านรูขนาดเล็กทำให้ความดันลดจากความดันสูงเป็นความดันต่ำ

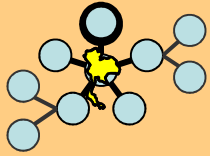
$$h_D = h_A$$



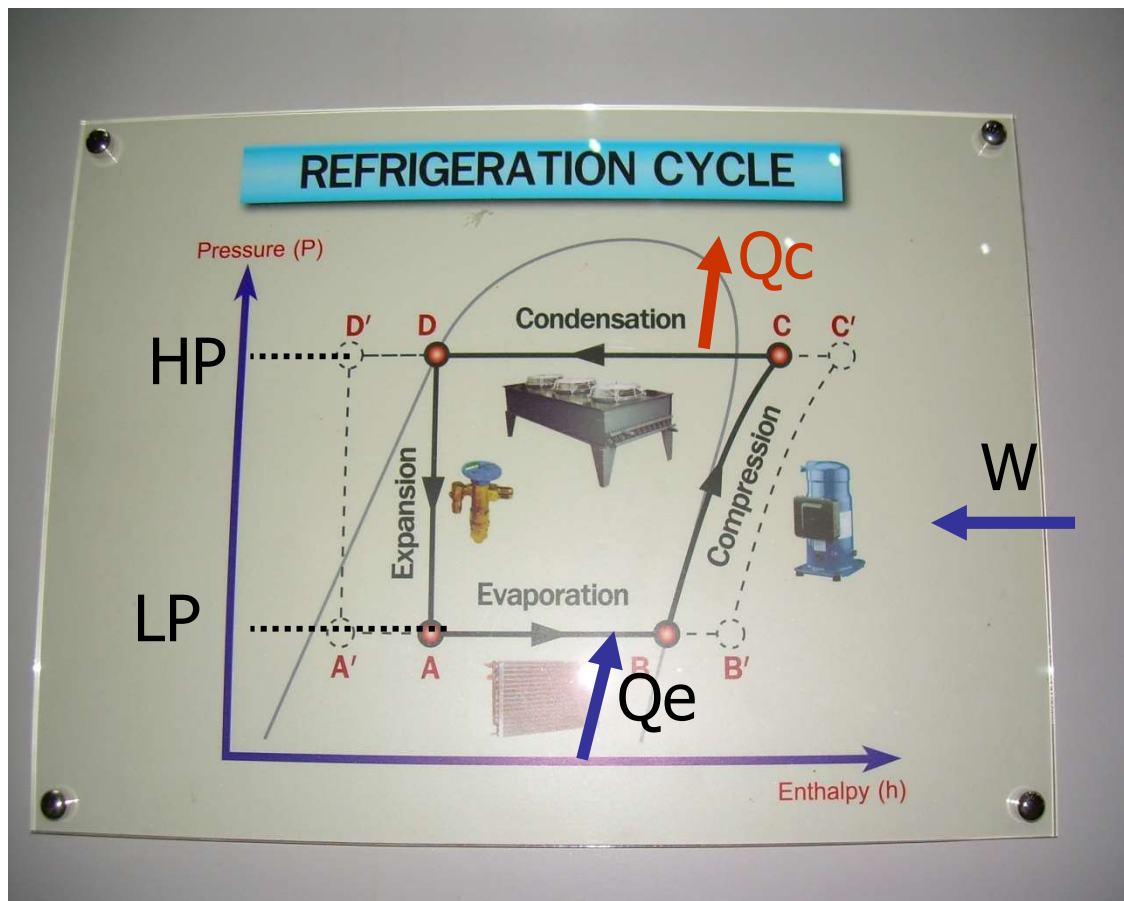
## 4 กระบวนการระเหยA-B (Evaporation)



สารทำความเย็น  
เหลวที่ความดันต่ำ  
จะระเหยเป็นไอทำ  
ให้มีอุณหภูมิต่ำ  
ความร้อน  $Q_e$  ใน  
ห้องปรับอากาศจะ  
ถ่ายเทให้กับสารทำ  
ความเย็นจึงทำให้ใน  
ห้องมีอุณหภูมิต่ำลง



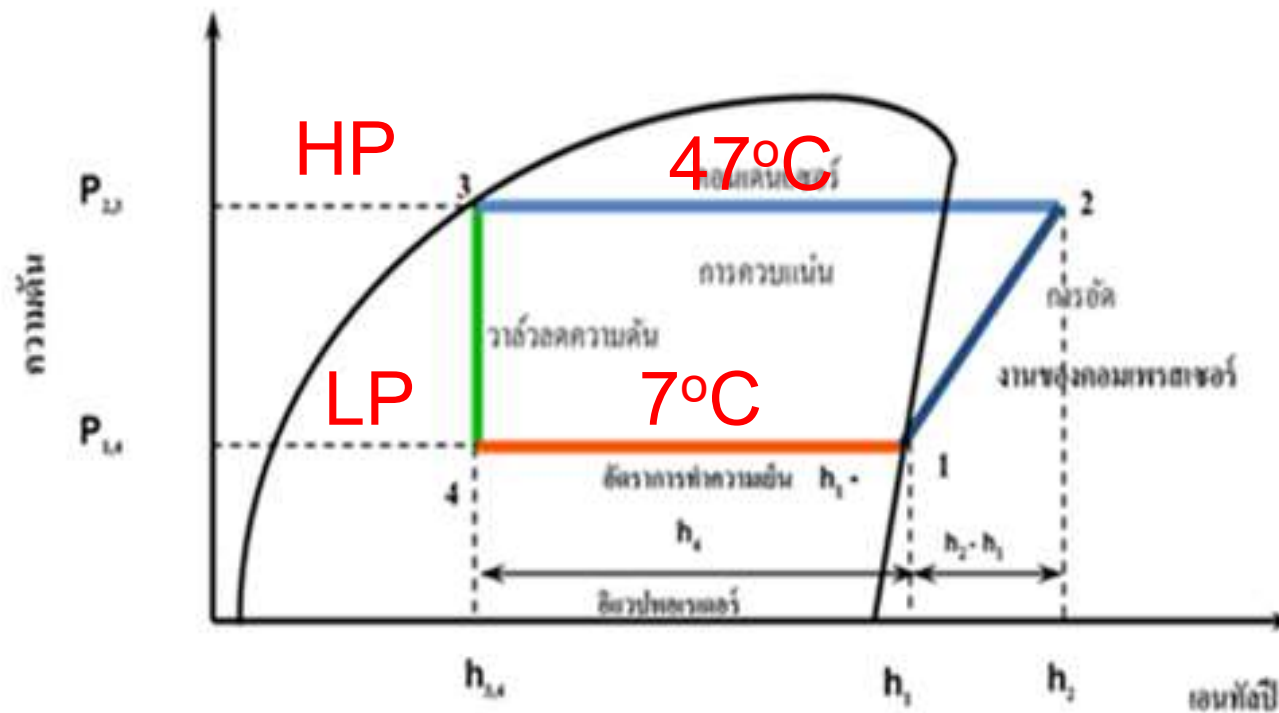
## วัฏจักรการทำความเย็นในทางปฏิบัติ B'C'D'A'



**BB'** เป็นไอร้อน  
ยิ่งยวดเพื่อป้องกัน  
ไม่ให้สารทำความ  
เย็นเหลวเข้าไปใน  
คอมเพรสเซอร์โดย  
Evaporator จะมี  
ขนาดใหญ่ขึ้น

**DD'** เป็นของเหลว  
เย็นเยือกป้องกัน  
ไม่ให้ไอสารทำความ  
เย็นไหลผ่าน  
Expansion Valve  
โดย Condenser จะมี  
ขนาดใหญ่ขึ้น

# Refrigeration Cycle Efficiency



Air conditioner

Cooling Capacity ,  $q_c = h_1 - h_3$

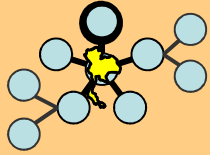
Heat Pump

Heating Capacity ,  $q_h = h_2 - h_3 = q_c + W$

Work,  $W = h_2 - h_1$

$$COP_{COOLING} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$$

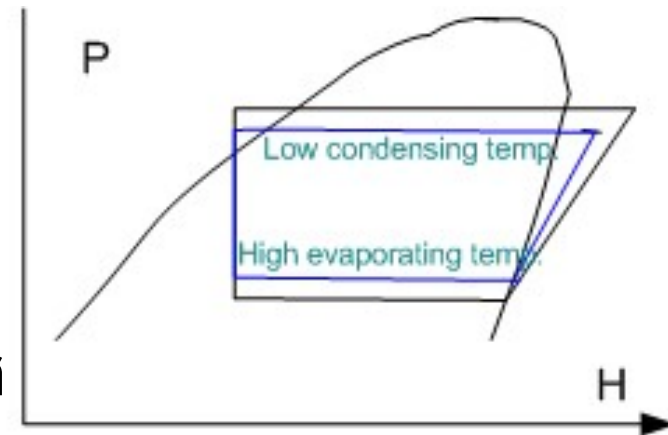
$$COP_{HEATING} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$



# มาตรการประหยัดพลังงาน

## 1. เพิ่มอุณหภูมิด้าน Evaporator

เพิ่มอุณหภูมิอากาศในห้องปรับอากาศ  
ทำความสะอาดแผ่นกรอง คอยล์เย็นและพัดลม



## 2. ลดอุณหภูมิด้าน Condenser

ลดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

ทำความสะอาดคอยล์ร้อนและพัดลม

เปลี่ยนการระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นการระบายความร้อนด้วยน้ำ

# การเปรียบเทียบประสิทธิภาพ

| สารทำความเย็น | เอนทัลปี |       | ขนาดทำความเย็น |     | งานที่ให้ | COP  |     |
|---------------|----------|-------|----------------|-----|-----------|------|-----|
|               | h        | kJ/kg | kJ/kg          | %   |           | w/w  | %   |
| R-22          | h1       | 308   | 150            | 100 | 28        | 5.36 | 100 |
|               | h2       | 336   |                |     |           |      |     |
|               | h3       | 158   |                |     |           |      |     |
| R-32          | h1       | 516   | 225            | 157 | 44        | 5.11 | 95  |
|               | h2       | 560   |                |     |           |      |     |
|               | h3       | 291   |                |     |           |      |     |
| R-410A        | h1       | 424   | 143            | 139 | 28        | 5.11 | 95  |
|               | h2       | 452   |                |     |           |      |     |
|               | h3       | 281   |                |     |           |      |     |
| R-290         | h1       | 580   | 255            | 81  | 46        | 5.54 | 108 |
|               | h2       | 626   |                |     |           |      |     |
|               | h3       | 325   |                |     |           |      |     |

Evap Sat Temp 7°C

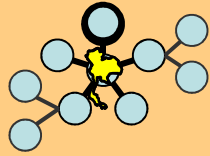
Cond Sat Temp 47 °c

# การเปรียบเทียบความเย็นจำเพาะ(ขนาดลูกสูบ)

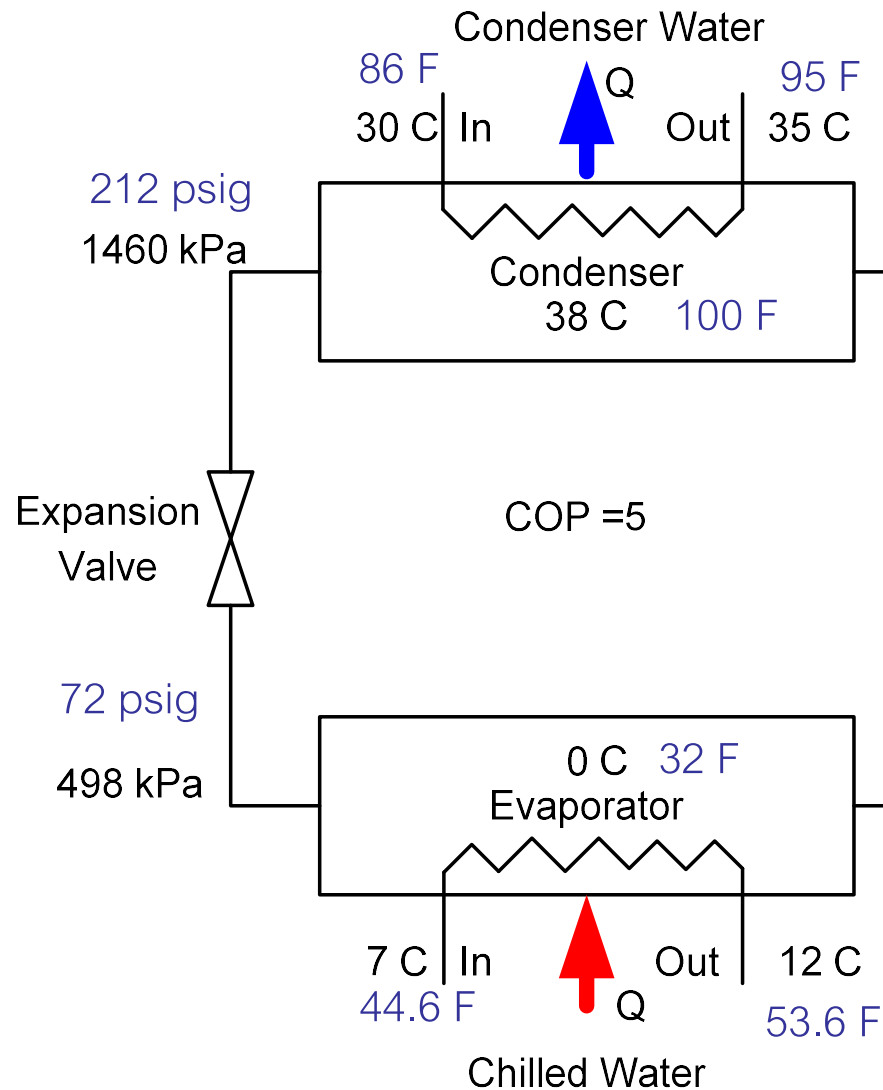
| สารทำความเย็น | เอนทัลปี |       | ขนาดทำความเย็น    |     | งานที่ให้ | COP  |     |
|---------------|----------|-------|-------------------|-----|-----------|------|-----|
|               | h        | kJ/kg | kJ/m <sup>3</sup> | %   | kJ/kg     | w/w  | %   |
| R-22          | h1       | 308   | 3949              | 100 | 28        | 5.36 | 100 |
|               | h2       | 336   |                   |     |           |      |     |
|               | h3       | 158   |                   |     |           |      |     |
| R-32          | h1       | 516   | 6201              | 157 | 44        | 5.11 | 95  |
|               | h2       | 560   |                   |     |           |      |     |
|               | h3       | 291   |                   |     |           |      |     |
| R-410A        | h1       | 424   | 5470              | 139 | 28        | 5.11 | 95  |
|               | h2       | 452   |                   |     |           |      |     |
|               | h3       | 281   |                   |     |           |      |     |
| R-290         | h1       | 580   | 3218              | 81  | 46        | 5.54 | 108 |
|               | h2       | 626   |                   |     |           |      |     |
|               | h3       | 325   |                   |     |           |      |     |

Evap Sat Temp 7°C

Cond Sat Temp 47 °c



# เครื่องทำน้ำเย็นแบบอัดไอใช้สารทำความเย็น R22



1 เครื่องอัดไอ

Compressor

2 คอนเดนเซอร์

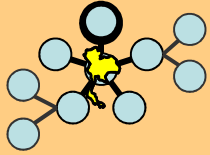
Condenser

3 วาล์วขยาย

Expansion Valve

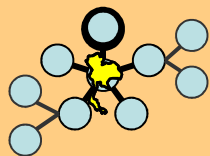
4 อีวาพอเรเตอร์

Evaporator



# ชนิดเครื่องปรับอากาศ

1. เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน
2. เครื่องปรับอากาศแบบแปรเปลี่ยน  
ปริมาณสารทำความเย็น
3. เครื่องปรับอากาศแบบทำน้ำเย็น
4. เครื่องปรับอากาศแบบดูดซึม



## เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

Fixed Speed and Variable Speed (Inverter Type)



Fan Coil Unit

Evaporator+X-Valve

Fixed Speed at 35 °C

**EER = 3.4 w/w**

**EER = 11.6 Btuh/w**

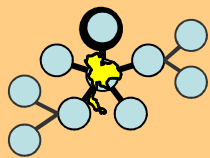
Refrigerant R-32

Compressor+ Condenser

Condensing Unit



Variable Speed at bin Temperature **SEER = 17 Btuh/w**



## ประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก (แบบแยกส่วนหรือแบบเป็นชุด )

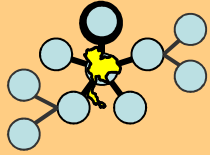
$EER = \text{Cooling Load} / \text{Electrical Power Input}$

EER (Energy Efficiency Ratio) หน่วย w/w , Btuh/w

Electrical Power Input = ที่ Compressor +

ที่ Evaporator Fan +

ที่ Condenser Fan



## Cooling Seasonal Performance Factor (CSPF)

Outdoor temperature bin distribution (ISO 16358 – 1: 2013)

| Bin number j                    | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10       | 11       | 12       | 13       | 14       | 15       | Total |
|---------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|
| Outdoor temperature $t_j$ °C    | 21    | 22    | 23    | 24    | 25    | 26    | 27    | 28    | 29    | 30       | 31       | 32       | 33       | 34       | 35       |       |
| Fractional bin hours            | 0.055 | 0.076 | 0.091 | 0.108 | 0.116 | 0.118 | 0.116 | 0.1   | 0.083 | 0.066    | 0.041    | 0.019    | 0.006    | 0.003    | 0.002    |       |
| Bin hours $n_j$                 | $n_1$ | $n_2$ | $n_3$ | $n_4$ | $n_5$ | $n_6$ | $n_7$ | $n_8$ | $n_9$ | $n_{10}$ | $n_{11}$ | $n_{12}$ | $n_{13}$ | $n_{14}$ | $n_{15}$ |       |
| Reference bin hours ( $n_j$ ) h | 100   | 139   | 165   | 196   | 210   | 215   | 210   | 181   | 150   | 120      | 75       | 35       | 11       | 6        | 4        | 1,817 |

$$CSPF = \frac{CSTL}{CSEC} = \frac{\sum CoolingLoad}{\sum ElectricEnergy}$$

Cooling Seasonal Total Load, CSTL)

Cooling Seasonal Energy Consumption, CSEC)

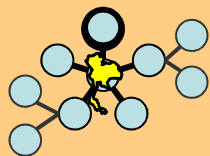
Seasonal Energy Efficiency Ratio, SEER =CSPF

# Variable Refrigerant Volume, VRV System



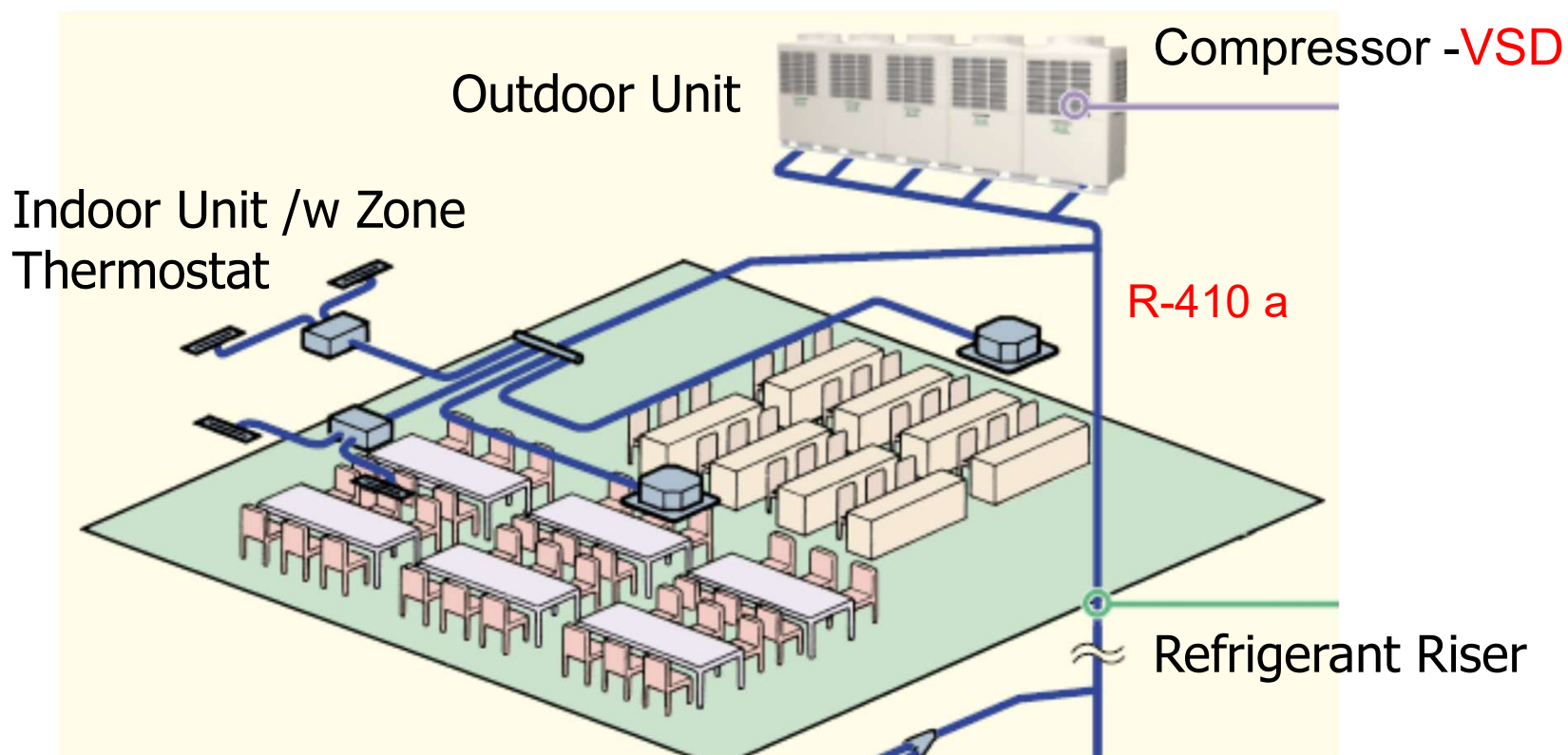
Peak Load Design

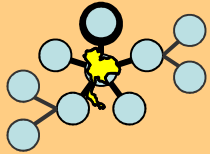
Shared Load Design



## ระบบแปรเปลี่ยนสารทำความเย็น Variable Refrigerant Flow (VRF)

One outdoor unit with Multiple Indoor units





## Indoor/Outdoor Unit



4-Way air discharge  
cassette type

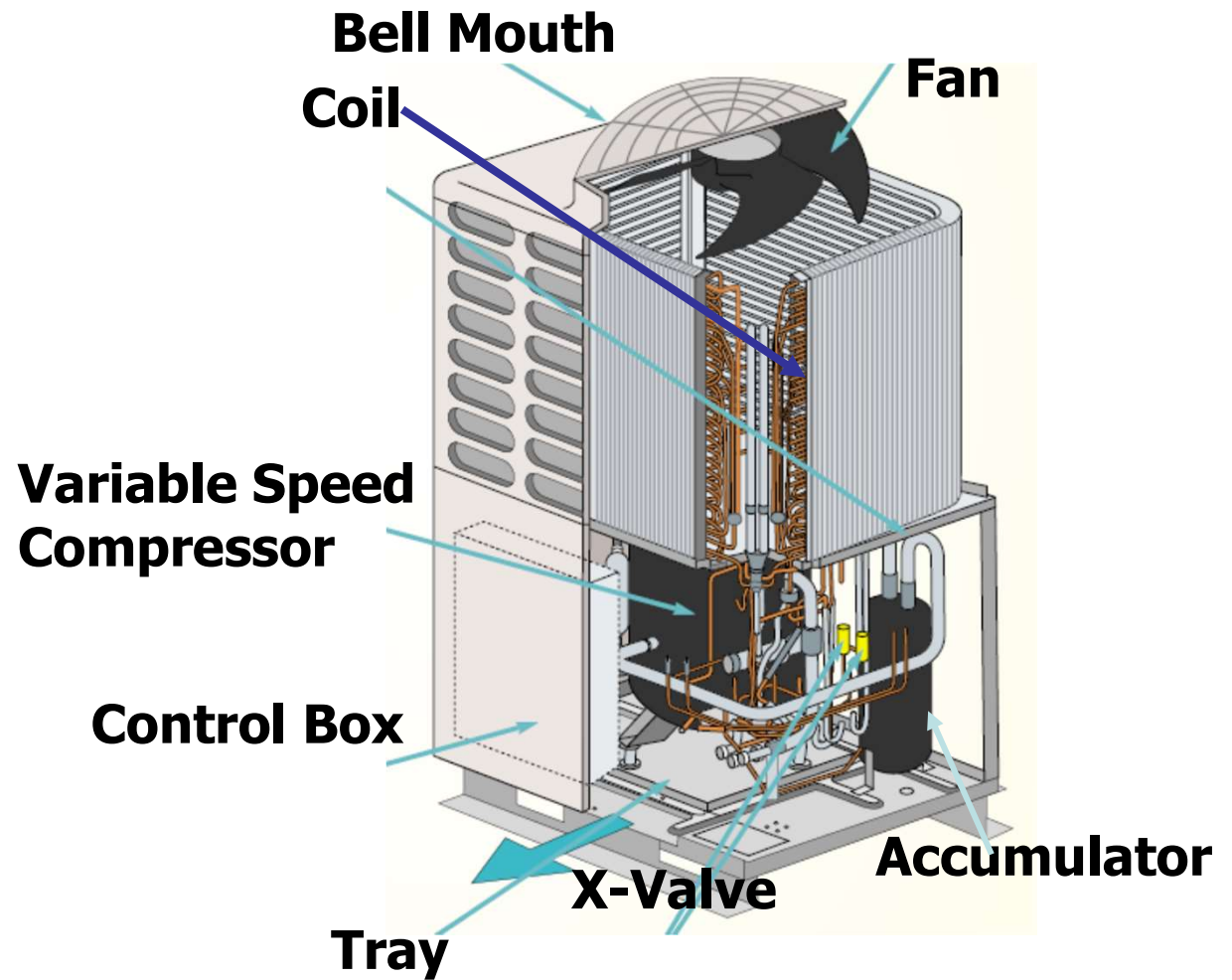


High wall type

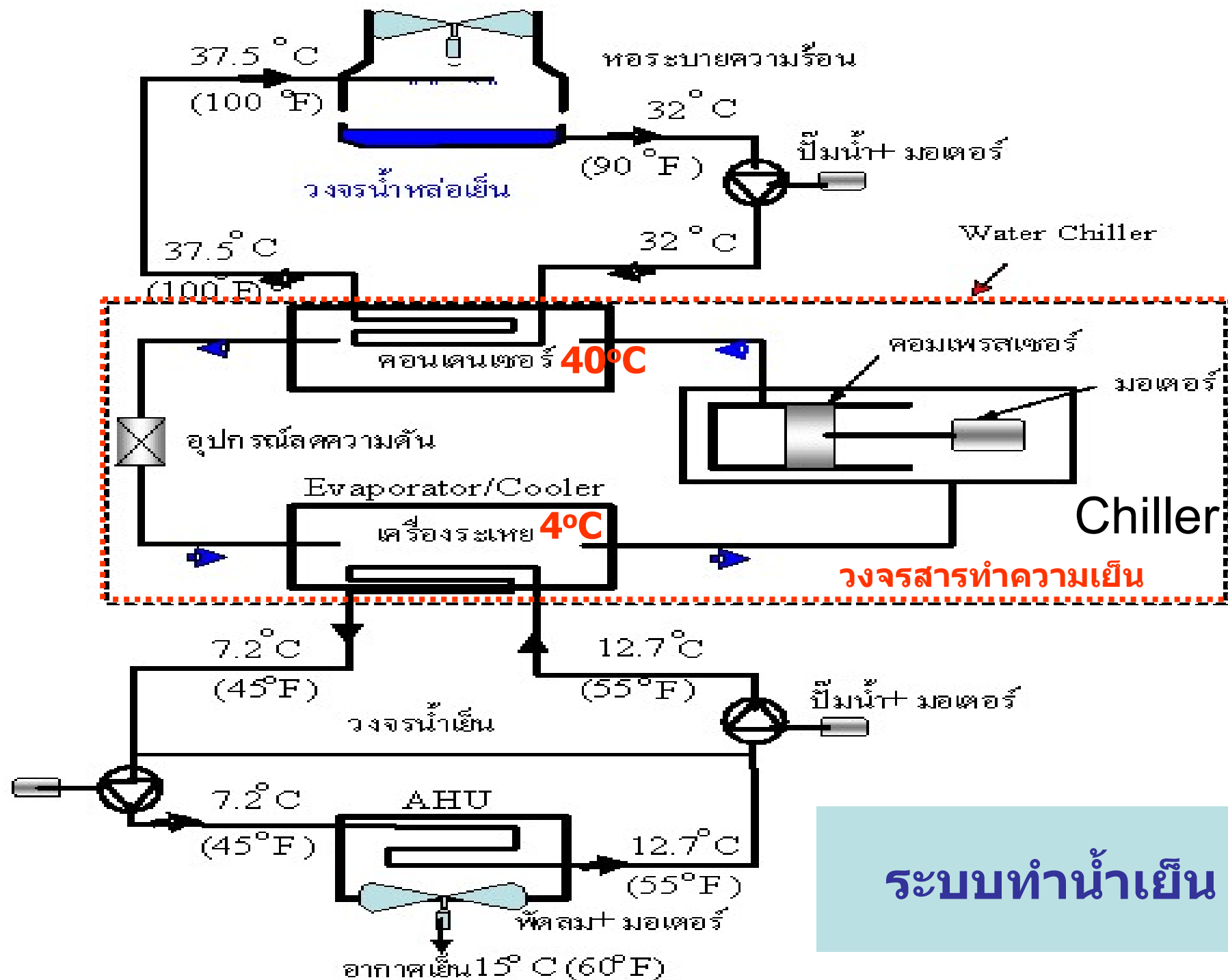


Floor standing,  
cabinet type

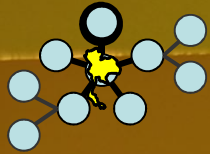
Multiple Indoor Units



Outdoor Unit

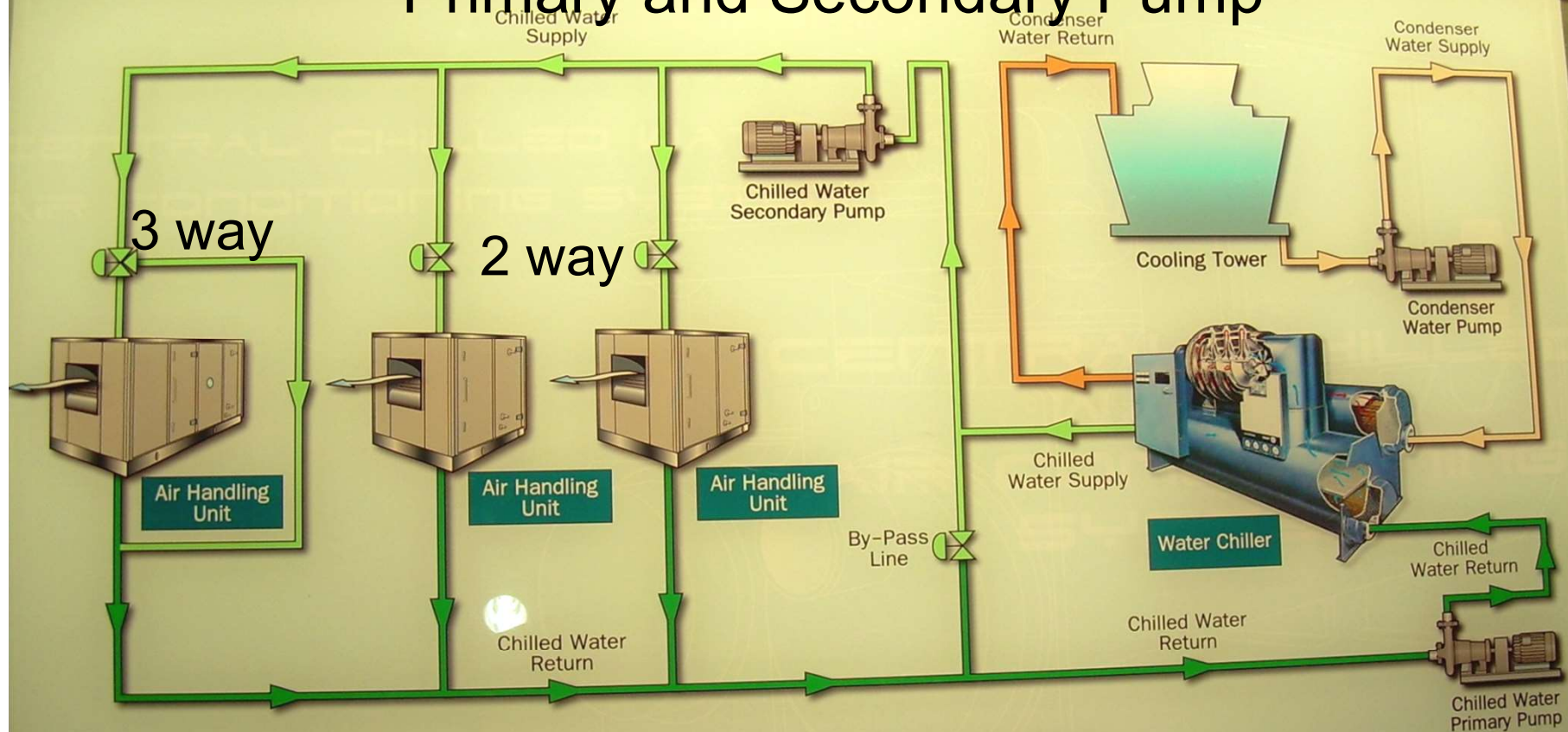


ระบบทำน้ำเย็น

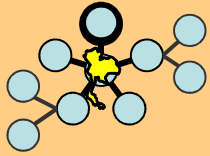


# ระบบปรับอากาศชนิดใช้น้ำเย็น

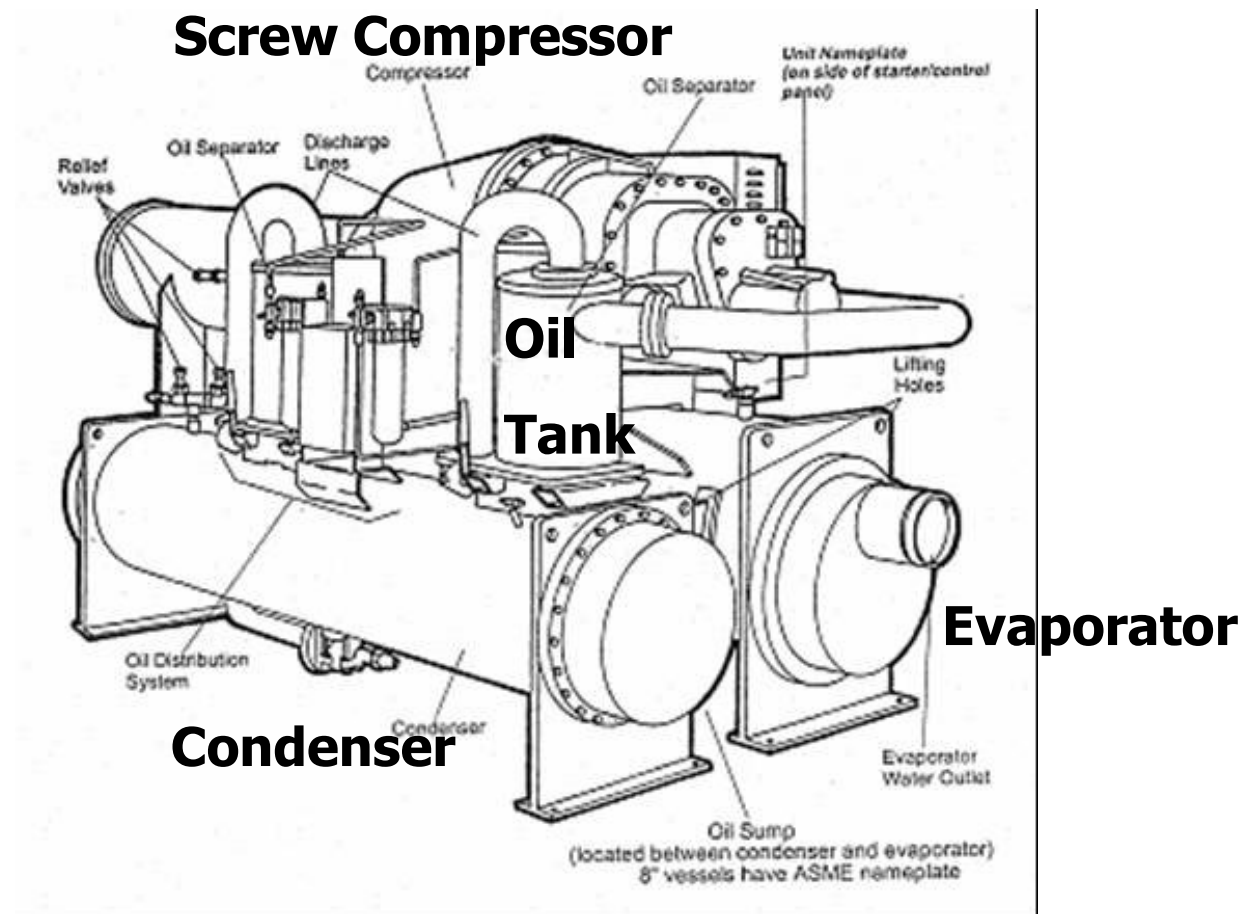
## Primary and Secondary Pump

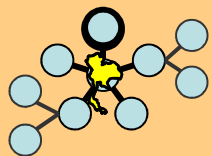


Central Chilled water  
Air Conditioning System



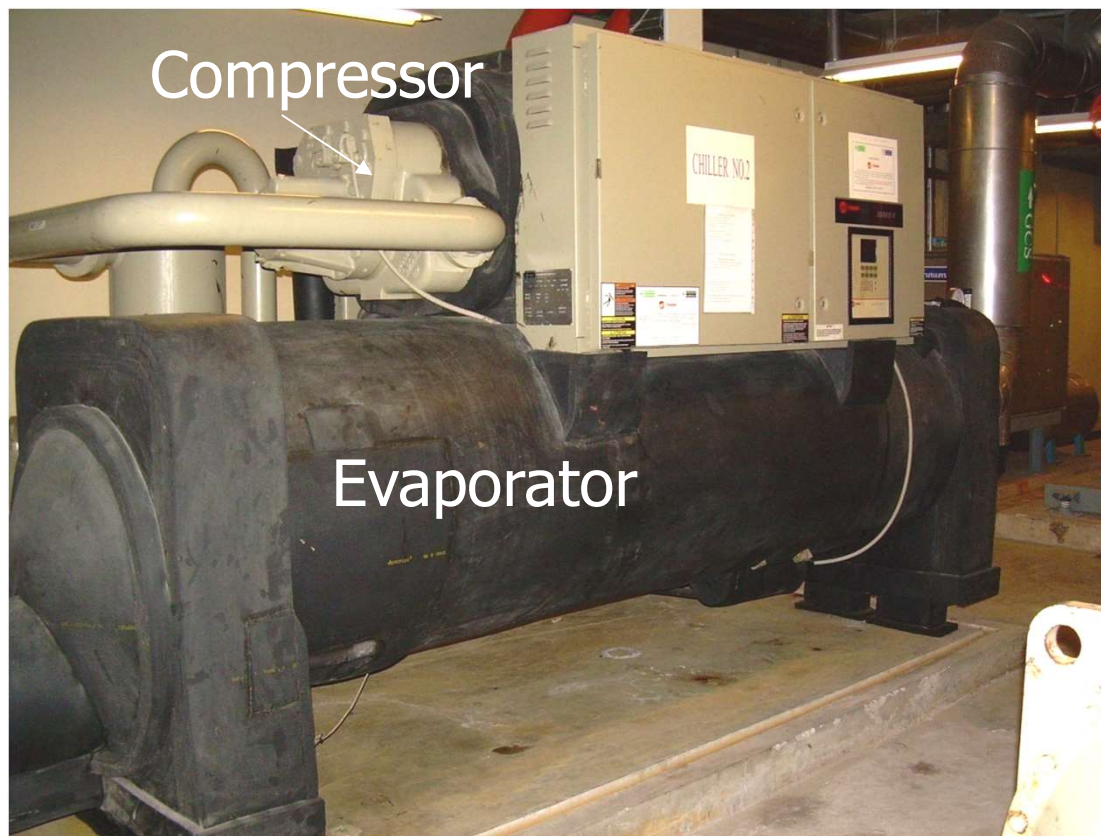
# เครื่องทำน้ำเย็นแบบสกรูระบายความร้อนด้วยน้ำ

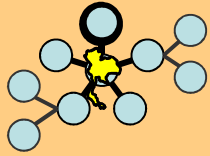




# เครื่องทำน้ำเย็นแบบสกรูระบายความร้อนด้วยน้ำ

## Semi Hermatic Screw Compressor





## เครื่องทำน้ำเย็นแบบ Centrifugal (Chiller)

$COP = \text{Cooling Load} / \text{Electrical Power Input}$

COP (coefficient of performance) หน่วย w/w

หรือใช้ดัชนีบอกเป็น kW/TR



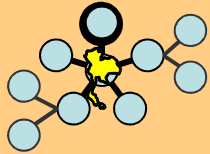
เครื่องทำน้ำเย็น (Chiller)

Electrical Power Input  
Compressor

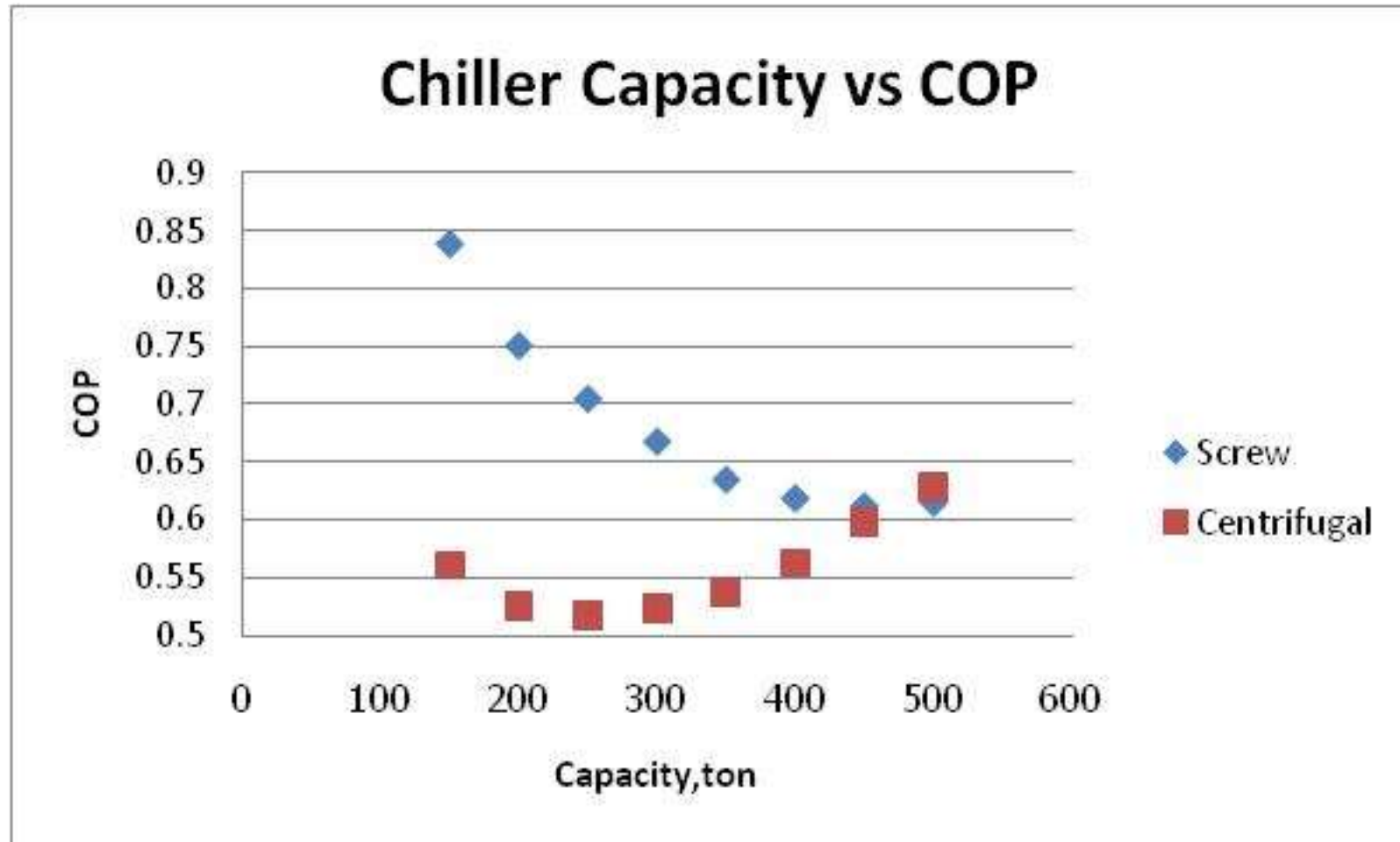
Open Type Motor

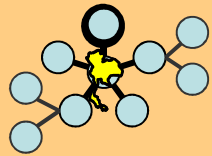
**COP 5.25**

**kW/TR 0.67**

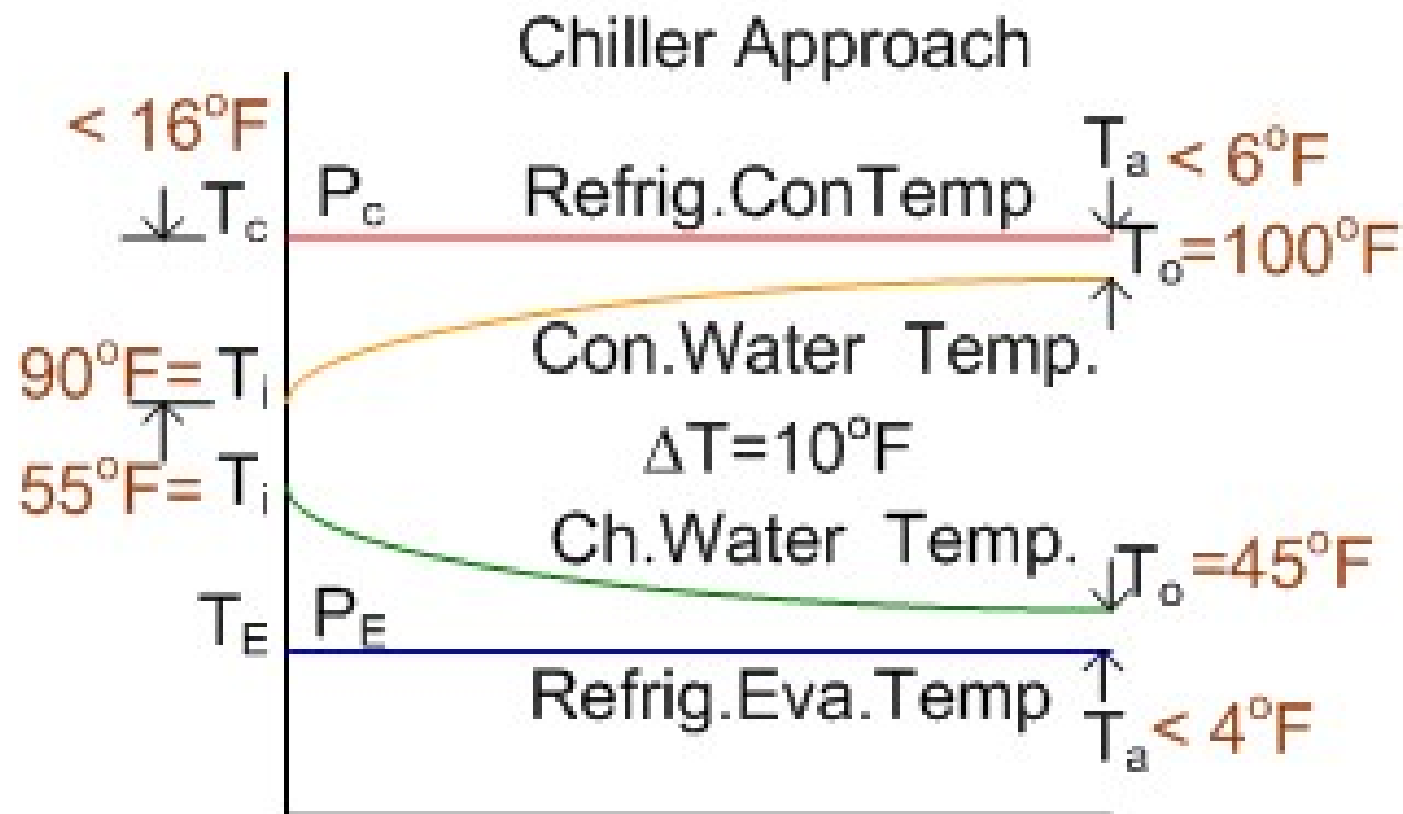


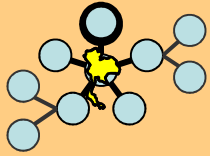
# Centrifugal VS Screw Compressor





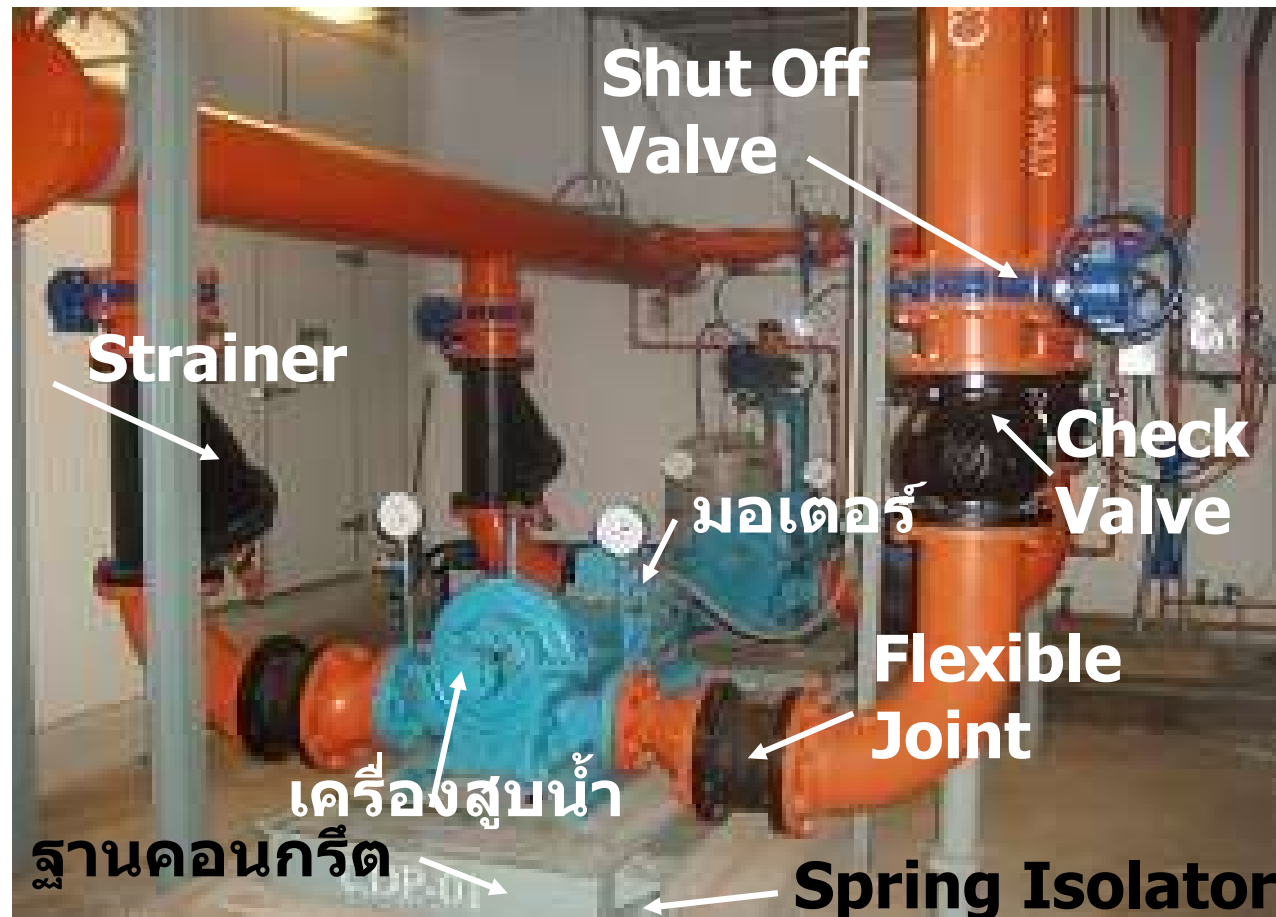
# Chiller Cleanliness Index

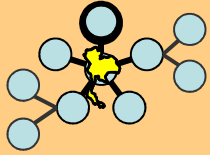




## ชุดเครื่องสูบน้ำหล่อเย็น

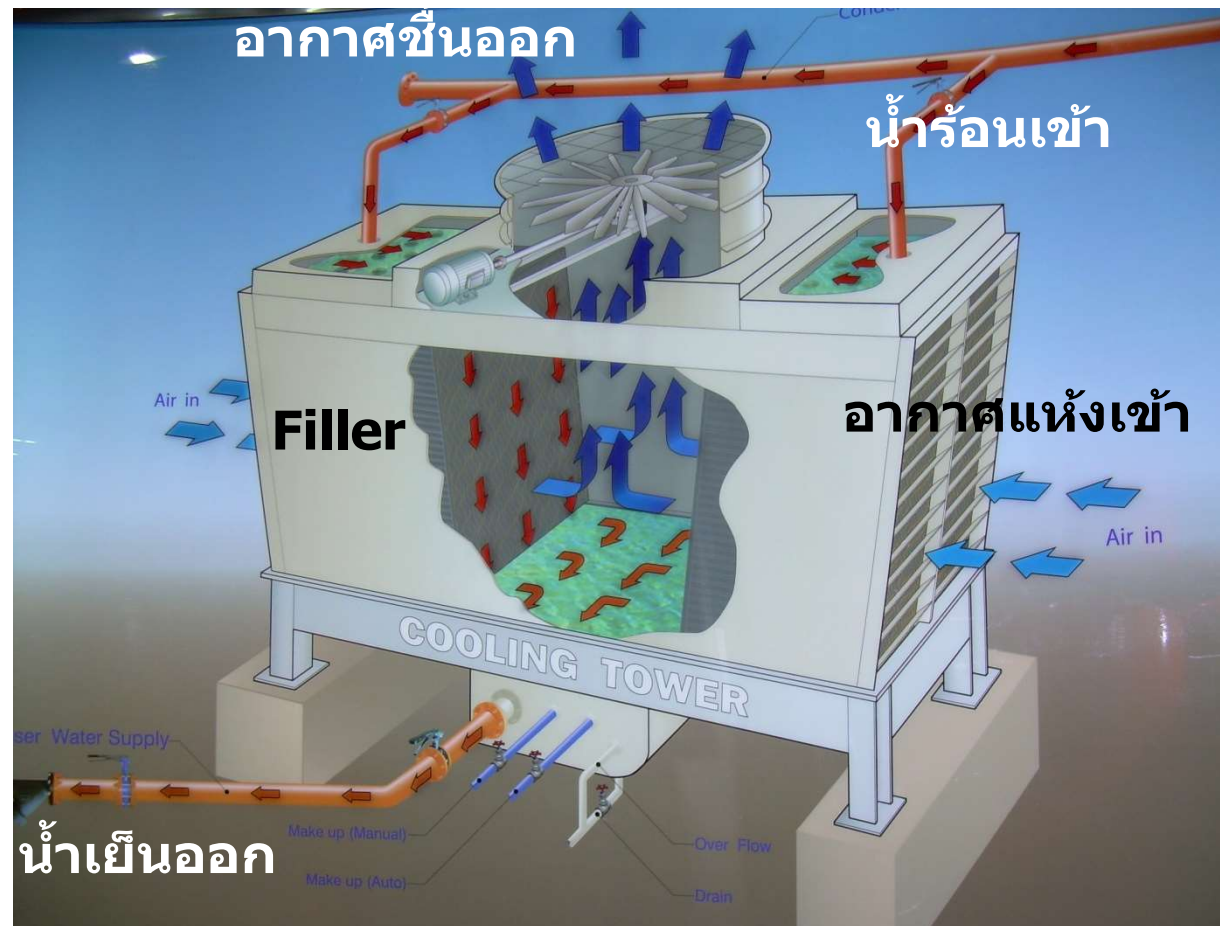
เปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานน้ำ

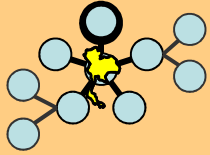




# หอระบายความร้อน (Cooling Tower)

## Low Water Drift Loss





## ชุดเครื่องสูบน้ำเย็น

### Horizontal Split Case Pump



# ระบบจ่ายลมแบบ VAV



ท่อลมกลับ



VAV BOX

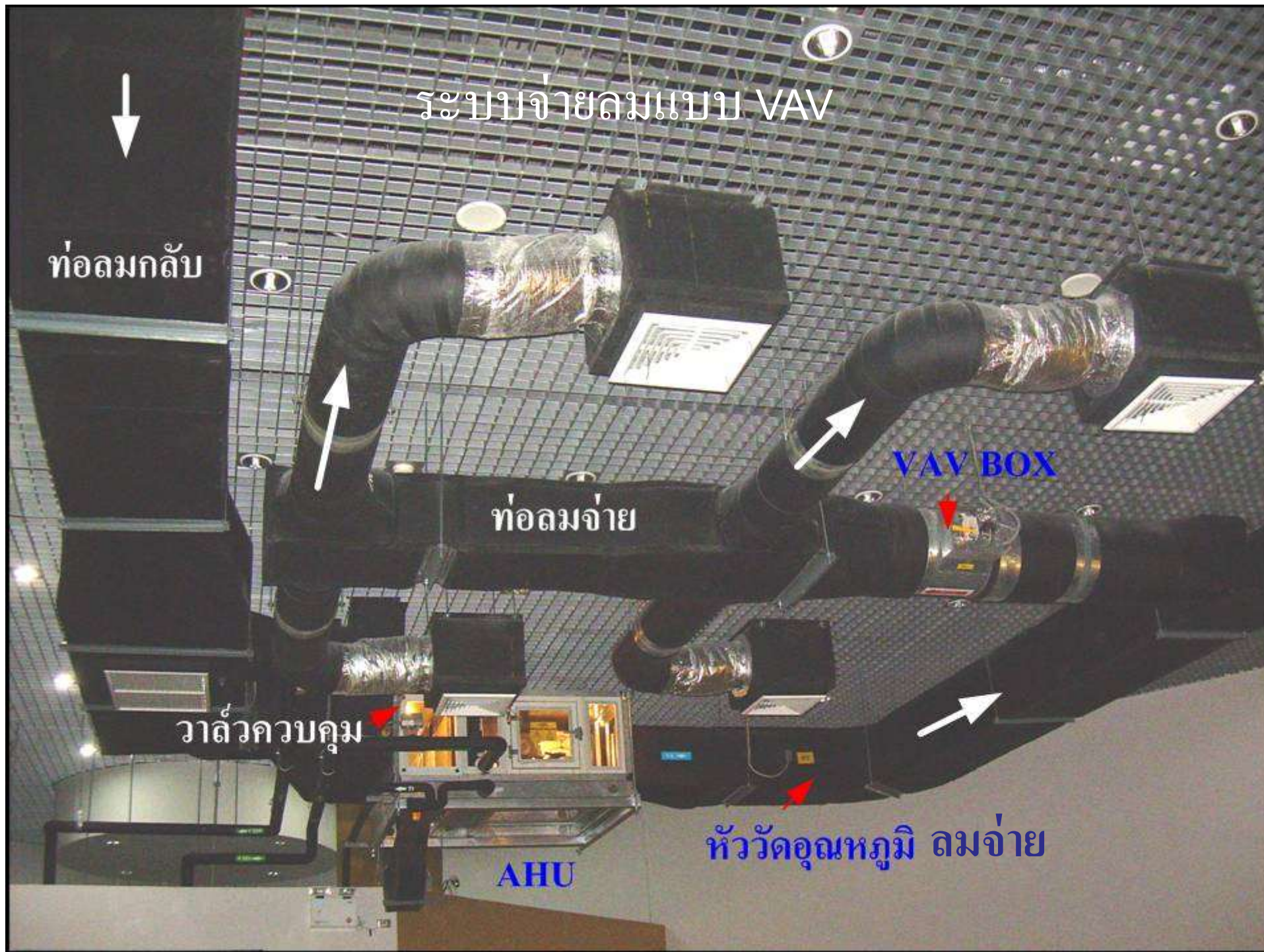
ท่อลมจ่าย

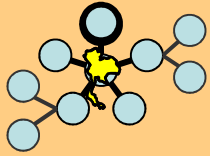


วาล์วควบคุม

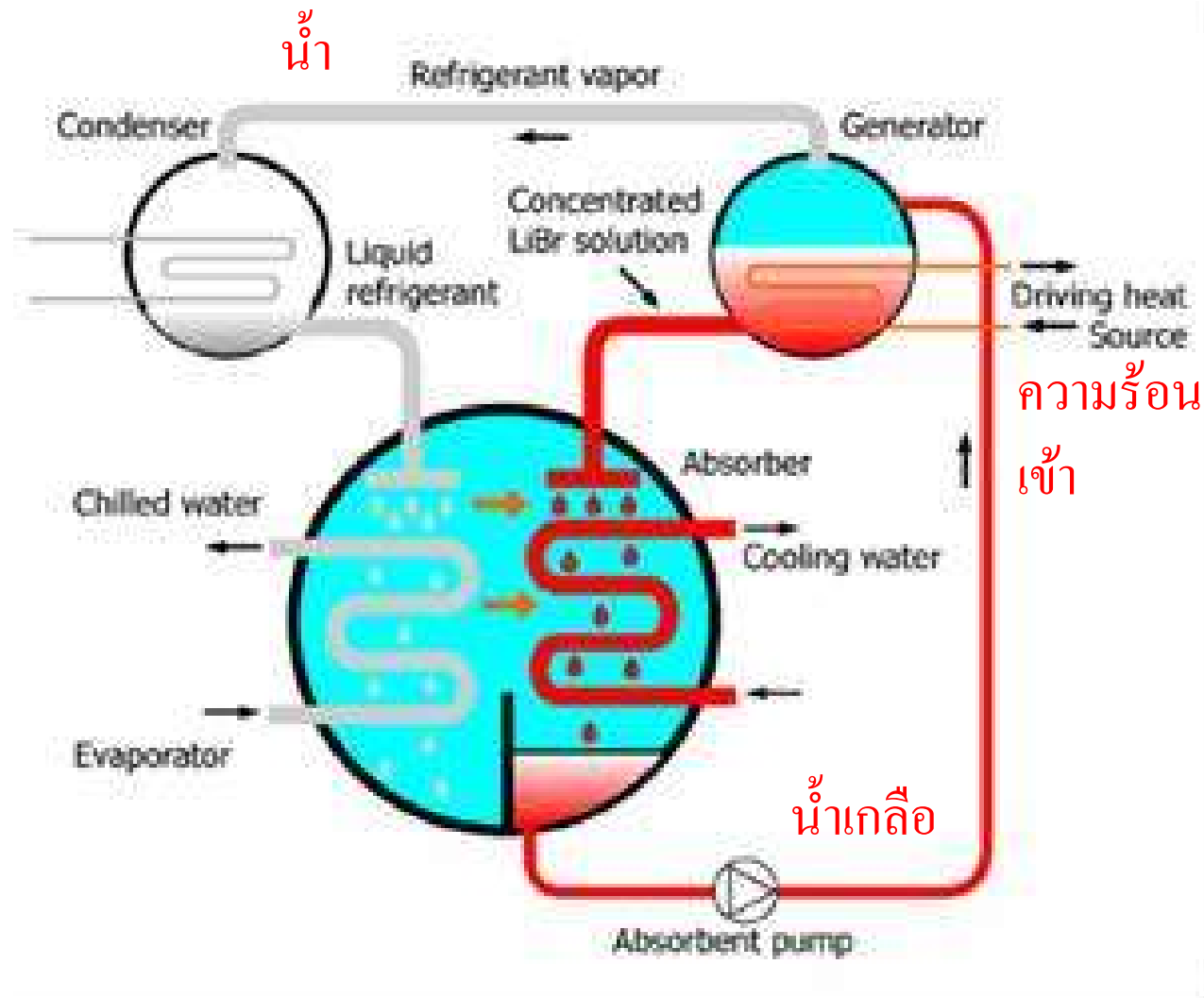
AHU

หัววัดอุณหภูมิ ลมจ่าย



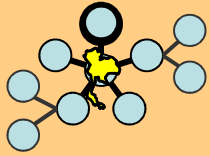


# เครื่องทำน้ำเย็นแบบดูดซึม(Absorption)

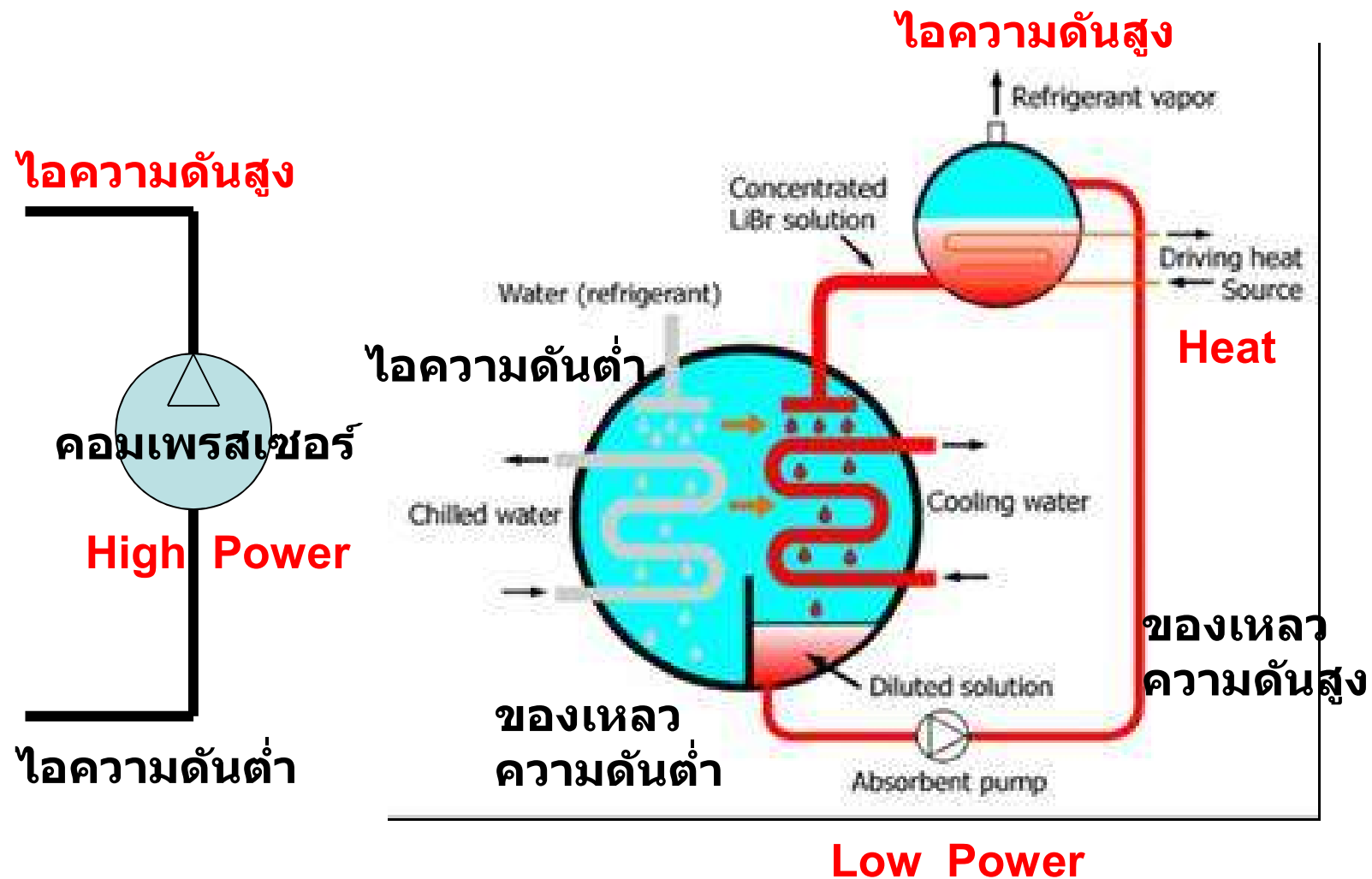


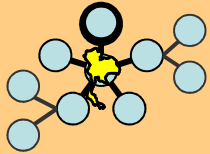
ใช้สารเป็นคู่เช่นใช้น้ำเป็นสารทำความเย็นคู่กับเกลือลิเทียมโบรไมด์เป็นตัวดูดซึมน้ำกลายเป็นสารละลาย

ปั๊มสารละลายใช้พลังงานน้อยกว่าเครื่องอัดไอน้ำ

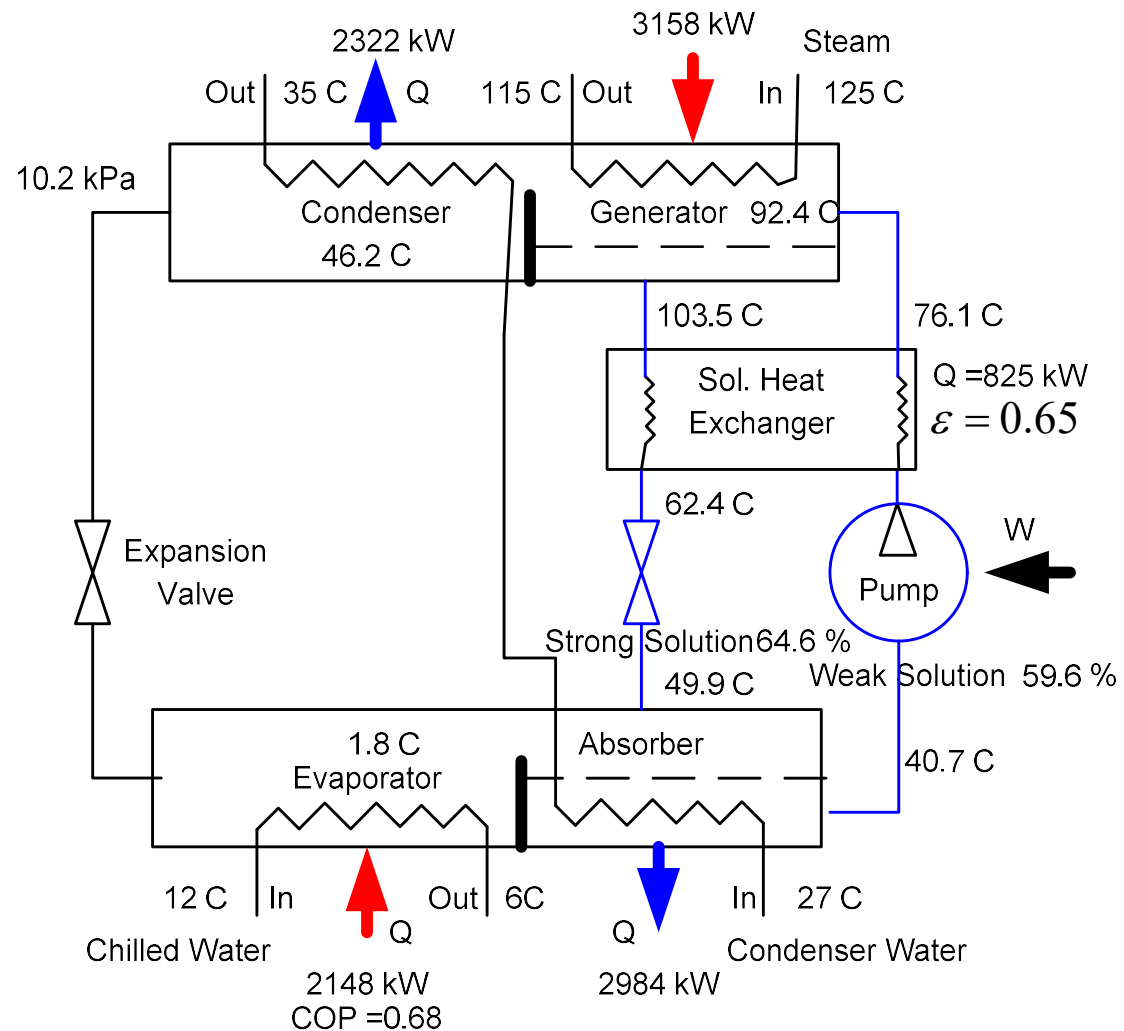


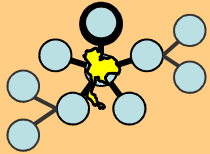
# Absorber ,Generator และ Pump แทน Compressor



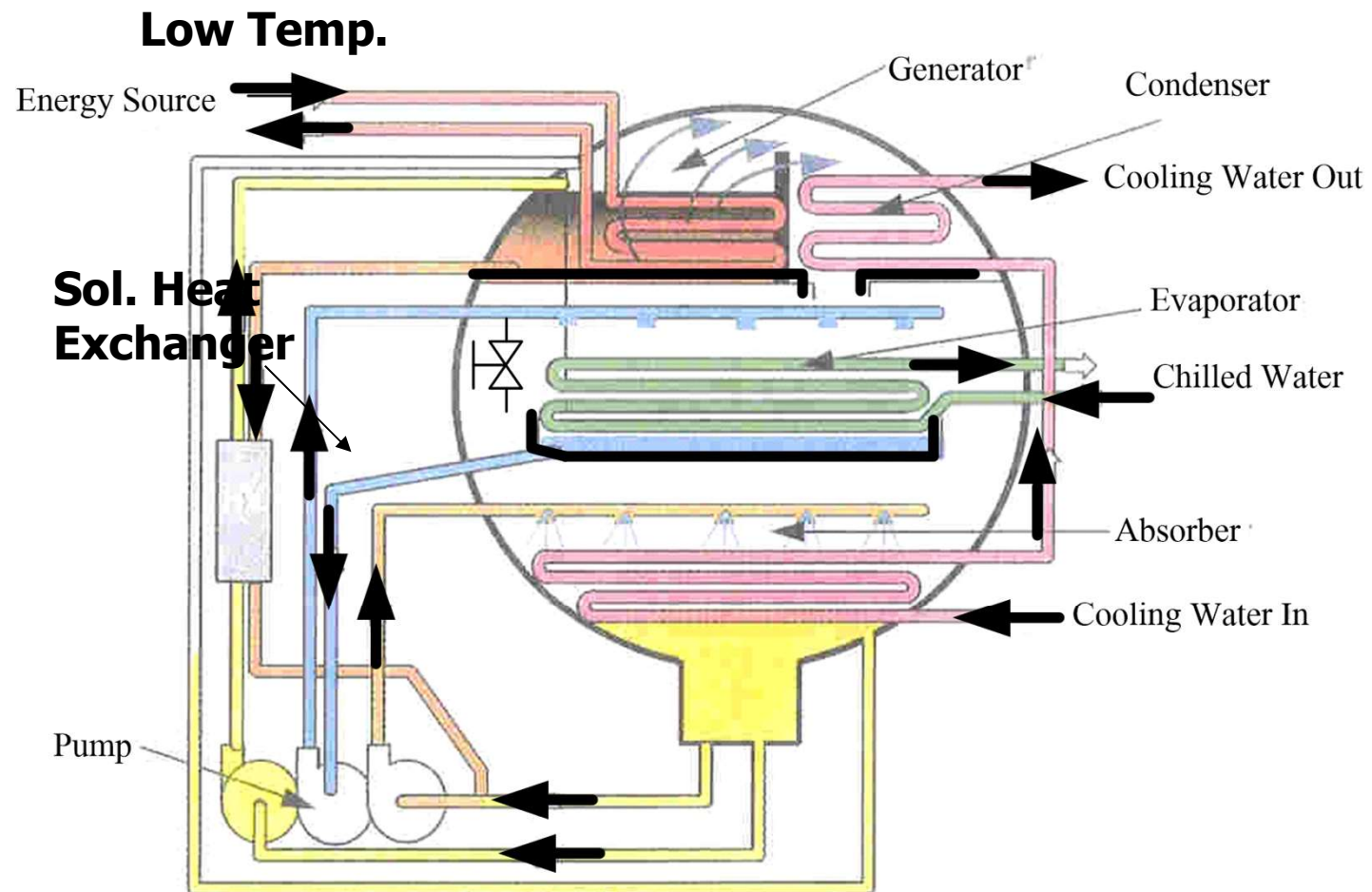


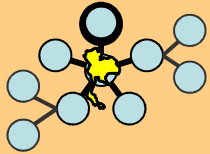
# Absorption Single Effect





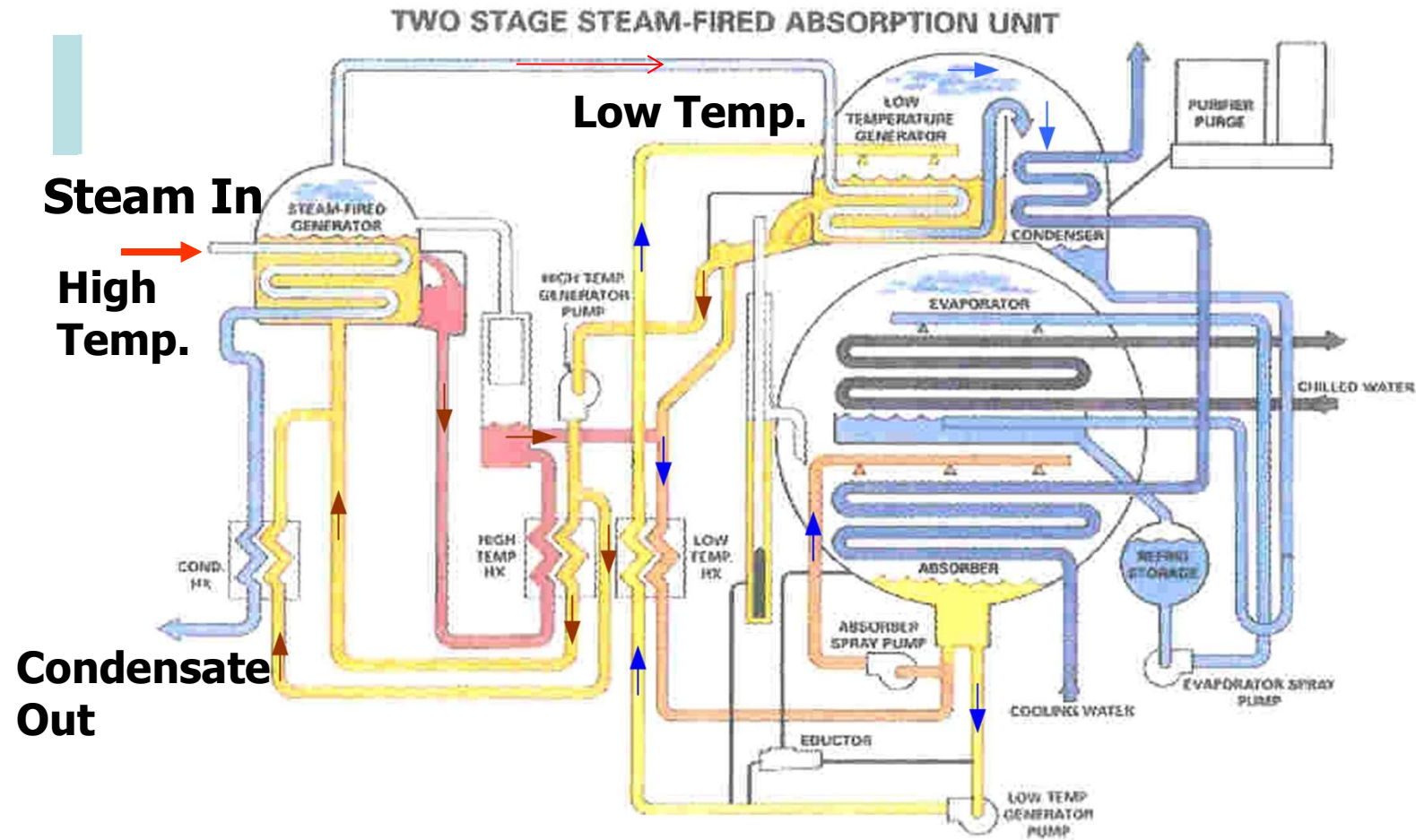
# 1 Effect Absorption Airconditioner

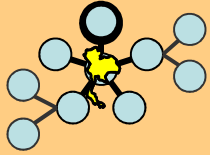




# Double Effect Absorption Chiller

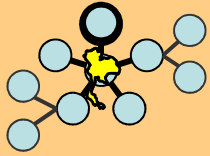
High stage condenser  $Q_R$   $\longrightarrow$  Low stage generator  $Q_A$



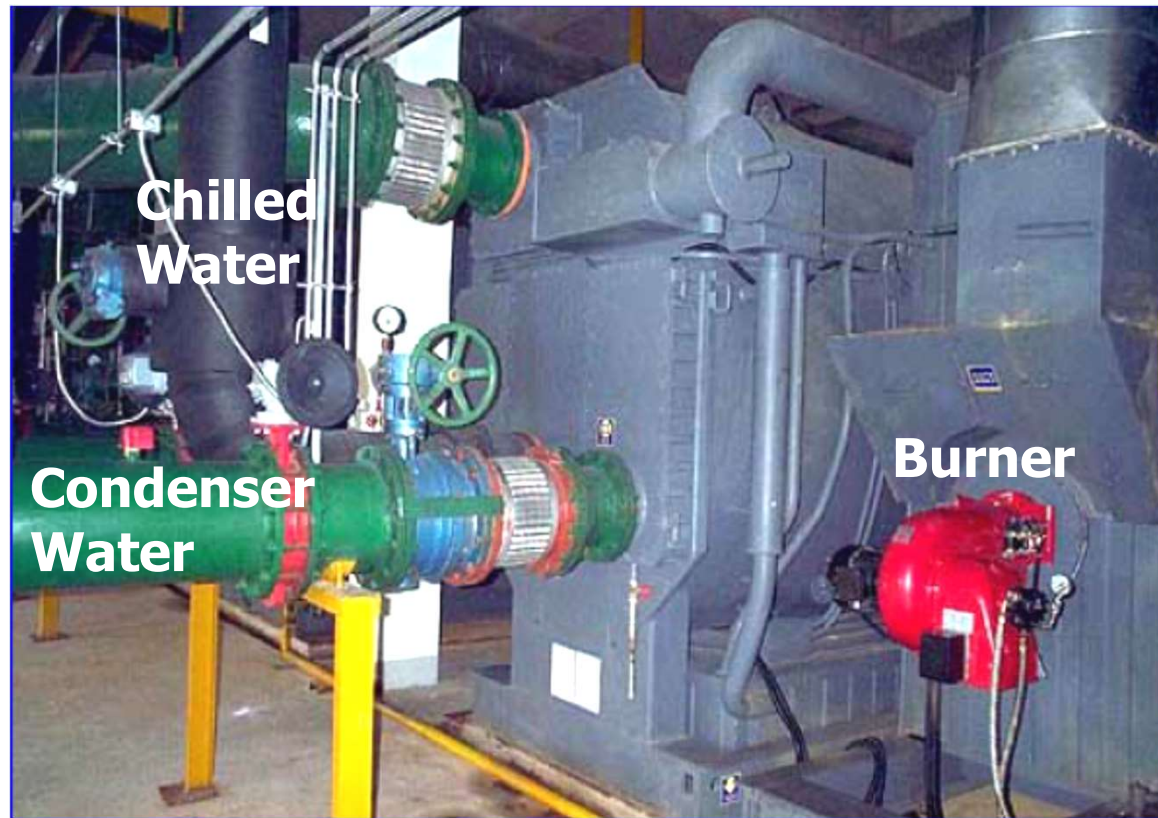


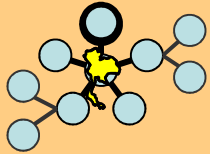
## Comparision Between Single and Double

| List                 | unit | Effect      |            |
|----------------------|------|-------------|------------|
|                      |      | Single      | Double     |
| Evaporator temp.     | °C   | 1.8         | 5.1        |
| Condenser temp.      | °C   | 46.2        | 42.4       |
| Generater temp. LOW  | °C   | 103.5       | 85.6       |
| Generator temp. HIGH | °C   |             | 170.7      |
| <b>COP</b>           |      | <b>0.68</b> | <b>1.2</b> |

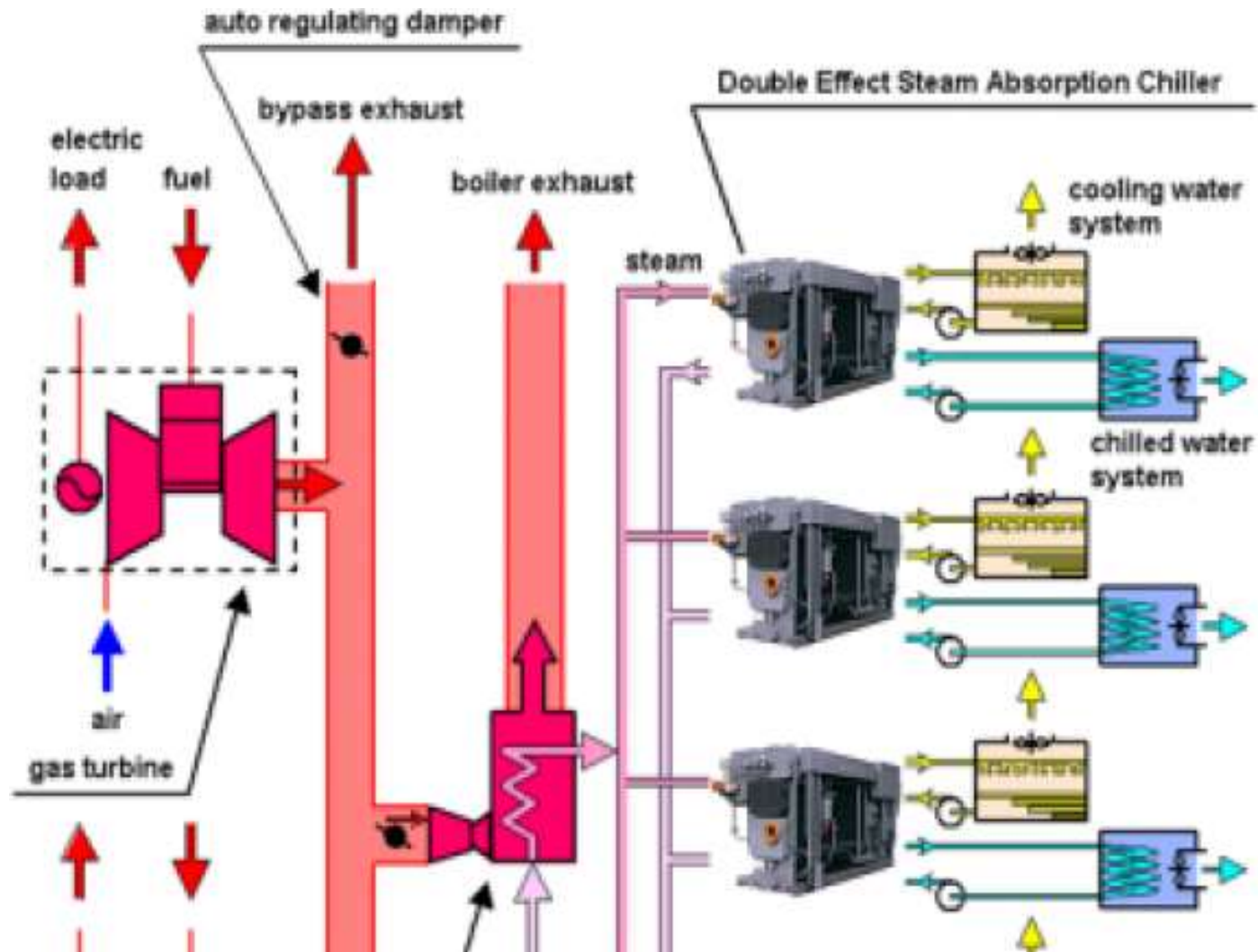


# Direct Fired Absorption Chiller





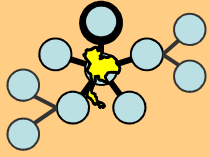
# Steam Absorption Chiller



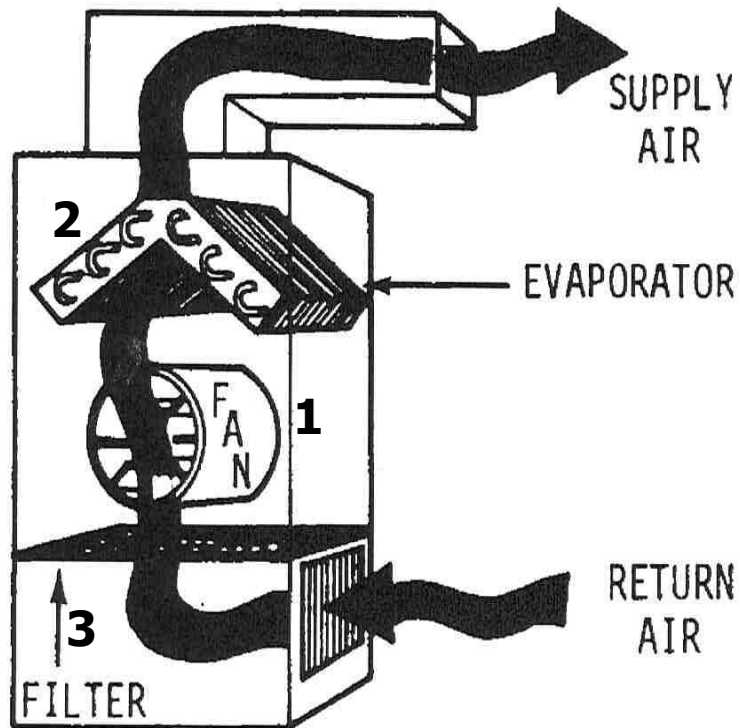
Combined Heat and Power System

## 2. เครื่องส่งลมเย็นและระบบท่อลม

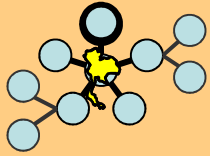




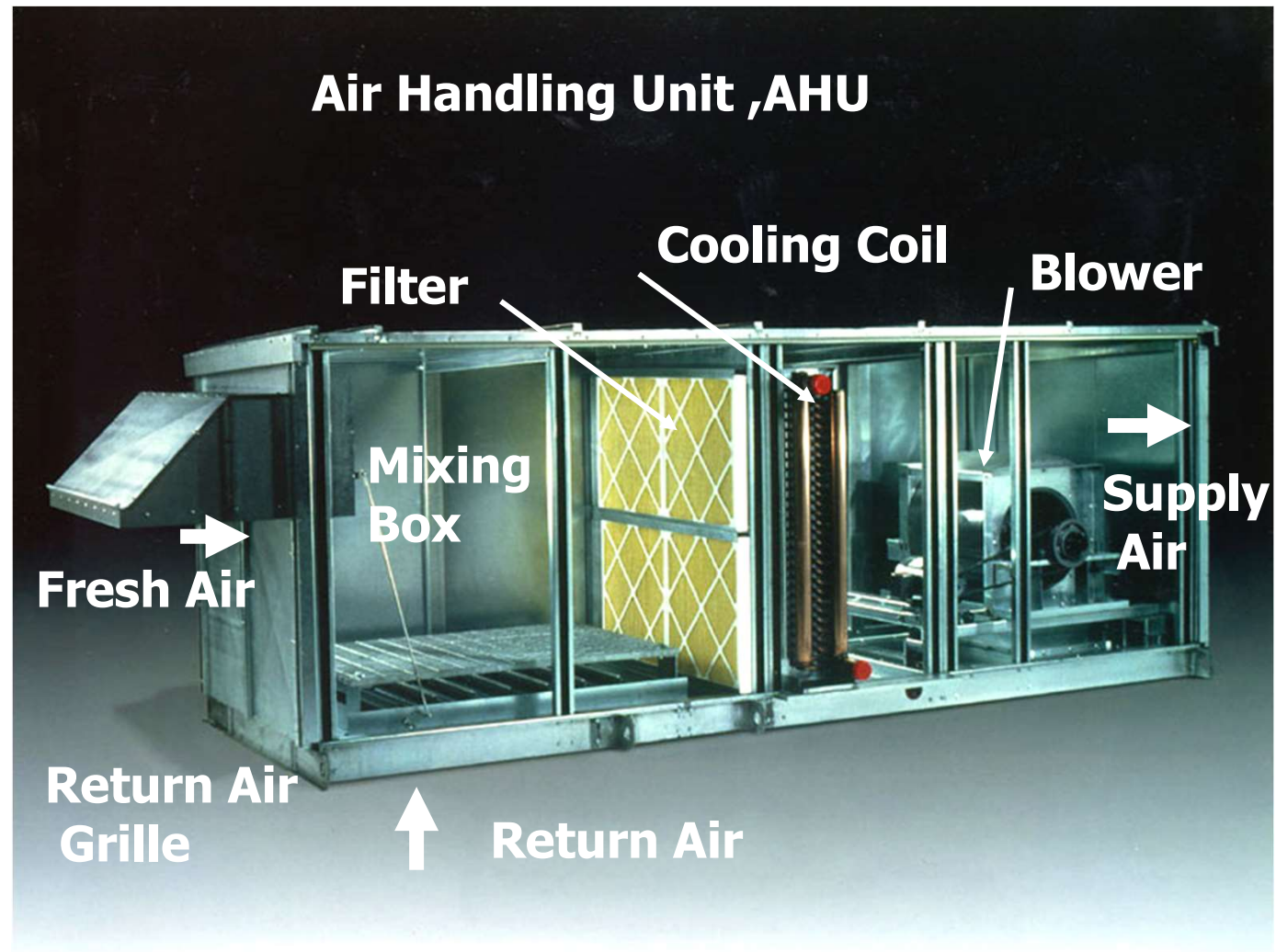
## เครื่องส่งลมเย็น AHU

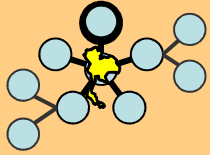


เครื่องส่งลมเย็นมีหน้าที่  
หมุนเวียนอากาศร้อนใน  
ห้องปรับอากาศ (Return  
Air) มารับความเย็นที่  
คอยล์ทำความเย็น แล้ว  
ส่ง กลับ ไป ใน ห้อง  
(Supply Air)



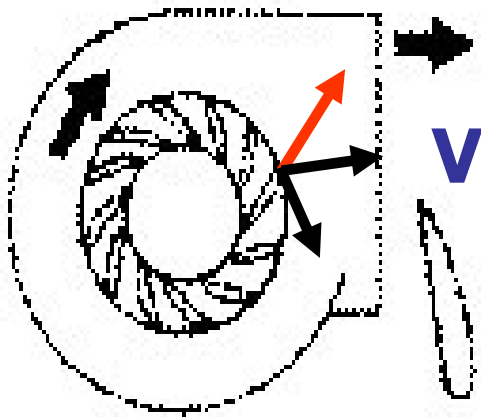
# เครื่องส่งลมเย็นขนาดใหญ่





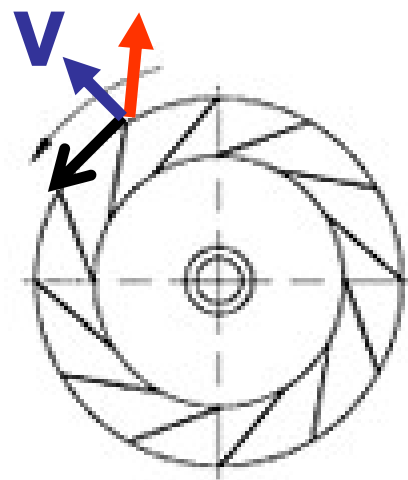
## ชนิดพัดลม

พัดลมเปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานลม  
อัตราการไหลแปรตามขนาดใบพัดและความเร็วรอบ  
พัดลมสร้างความดันโดยการลดความเร็วของการไหล



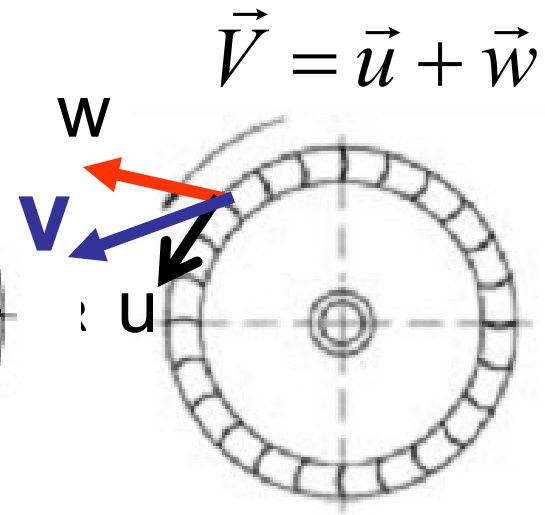
**Air Foil Blades**

Low Velocity



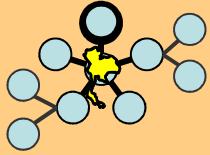
Backward Inclined  
Blades

Low Velocity



Forward curved  
Blades

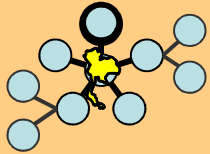
High Velocity **V**



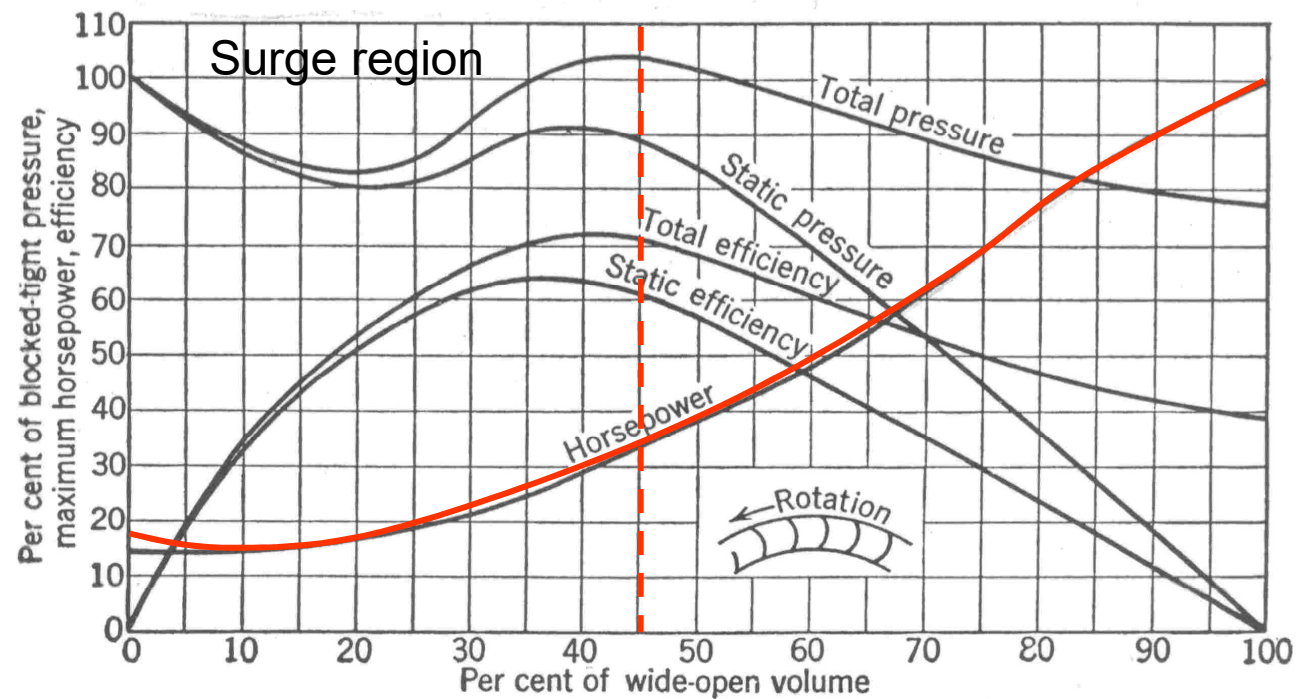
## Double Inlet Fan Performance

Diameter 400 mm and speed 1400 rpm

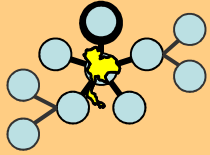
| Type                    | Flow, Q<br>M <sup>3</sup> /s | Pressure<br>Pa | Efficiency<br>% | Sound<br>dB(A) |
|-------------------------|------------------------------|----------------|-----------------|----------------|
| Forward<br>Curve Blade  | 1                            | 1000           | 28              | 92             |
| Backward<br>Curve Blade | 1                            | 570            | 70              | 73             |
| Air Foil<br>Curve Blade | 1                            | 600            | 73              | 71             |



# Forward Curve Blade Performance

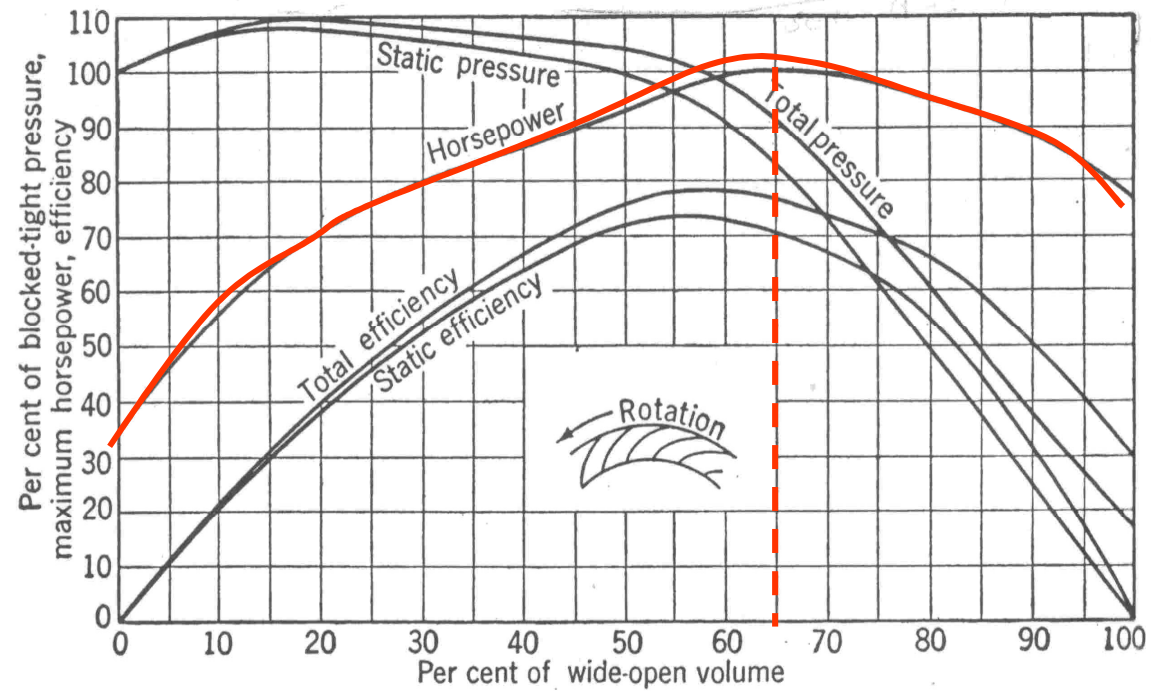


**Power Overload at wide open volume** Max. Power

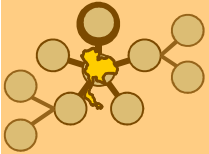


# Backward Curve Blade Performance

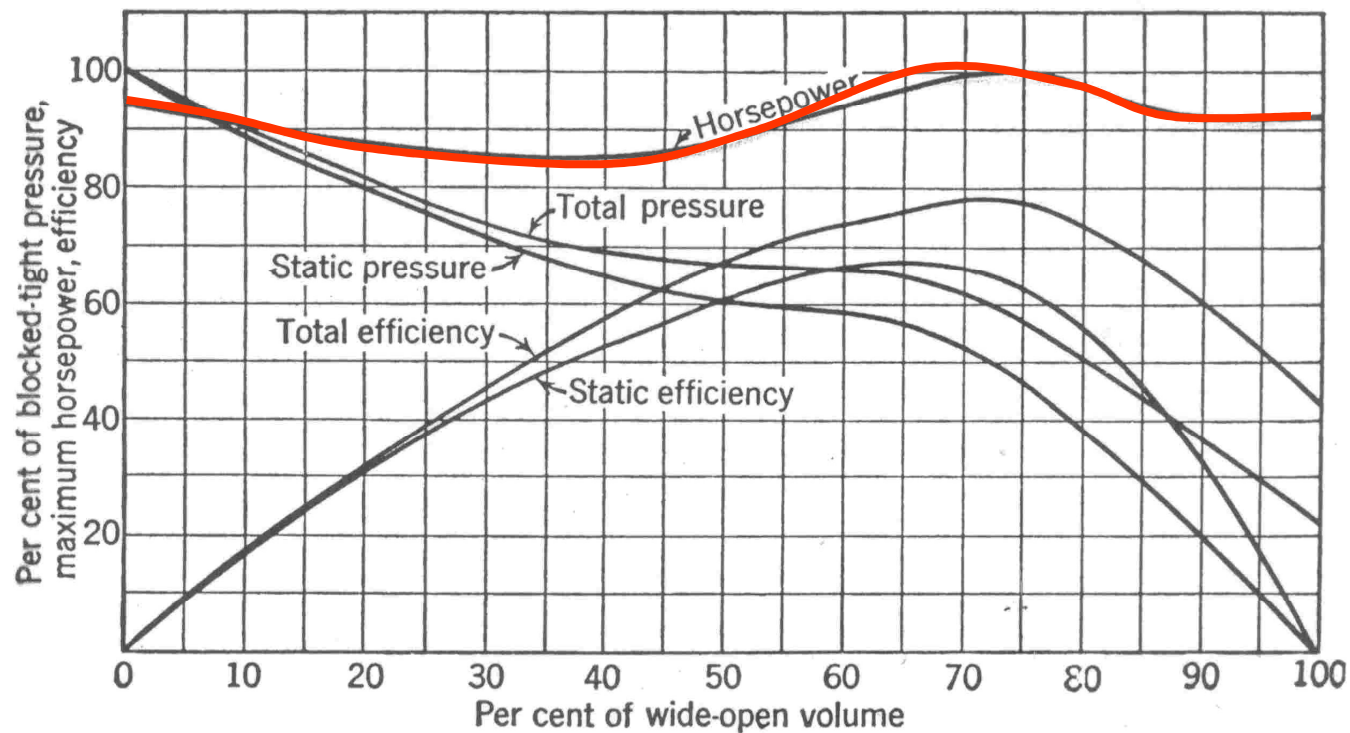
ic **Non** Overload Power at wide open volume



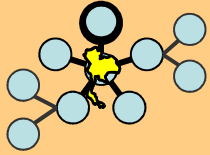
Max. Power



# Air Foil Curve Blade



Power closely constant at any open volume

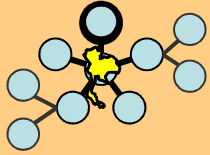


## แผงกรองอากาศในเครื่องเป่าลมเย็น

□ มีหน้าที่กรองฝุ่นละอองในอากาศ เพื่อให้พัดลมและมอเตอร์ในตัวเครื่อง ส่งลมเย็นสะอาดและเพื่อกันมิให้ฝุ่น และสิ่งสกปรกเข้าไปอุดตันในคอยล์ทำความเย็น

□ ใช้แผ่นกรองอากาศที่มีมาตรฐานเทียบเท่า **MERV 6 หรือ 30% ASHRAE** ซึ่ง จะให้การกรองอากาศที่ดีสำหรับการป้องกันอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น





## มาตรฐานแผ่นกรองอากาศ

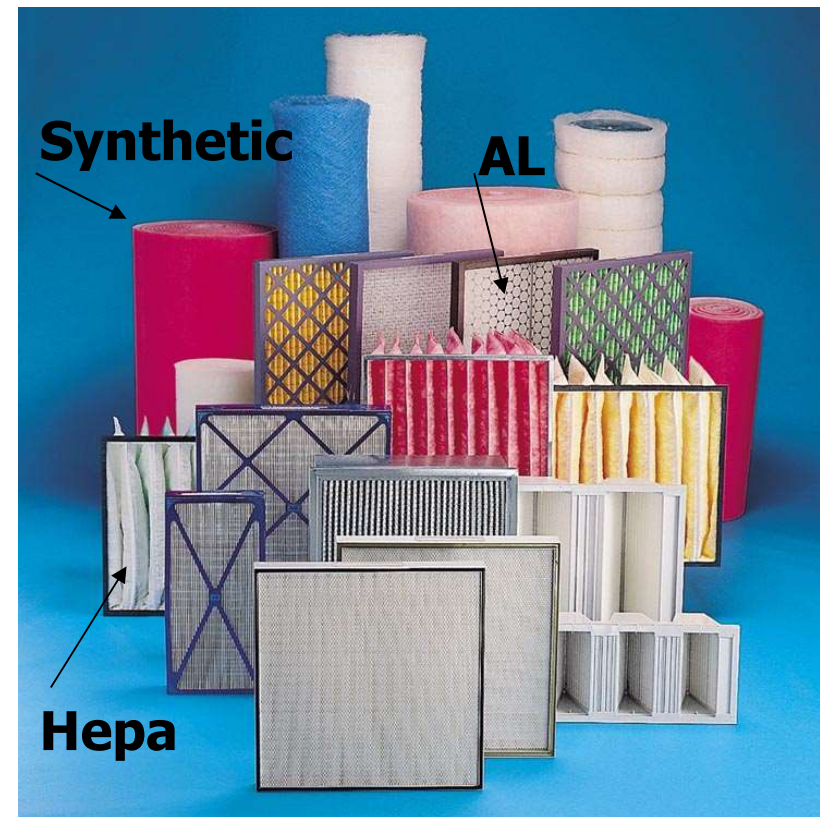
ASHRAE DUST SPOT

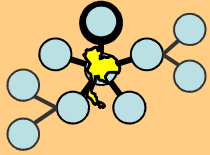
หรือ MERV

Aluminum Filter 10-20%

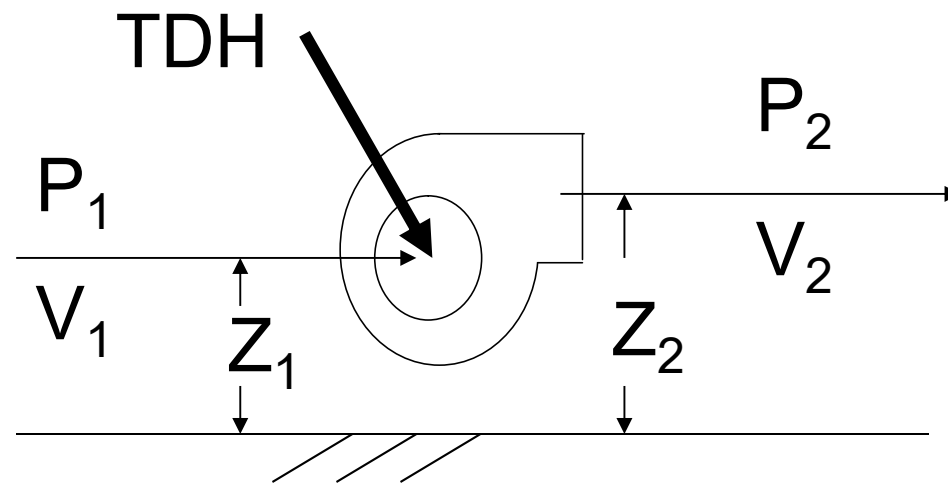
Synthetic Fiber Filter 55%

Hepa Filter 99%





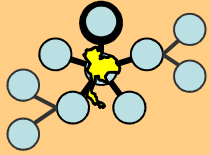
## ความดันรวม (Total Dynamic Head ,TDH)



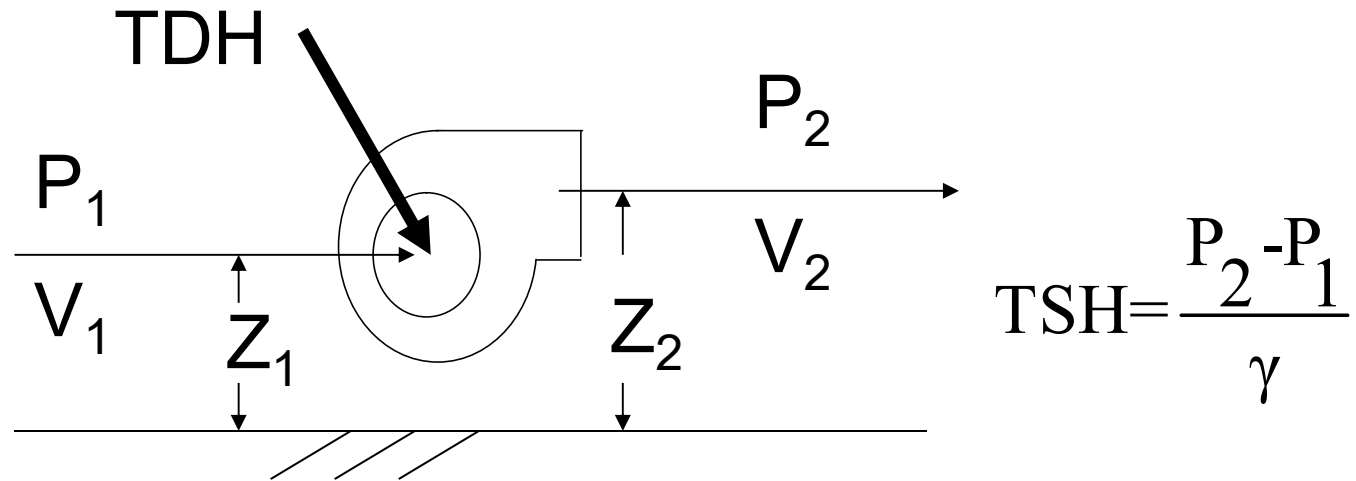
ความดันรวม = ความดันสถิต + ความดันความเร็ว + ความดันความสูง

$$TDH = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

มีหน่วยเป็น m

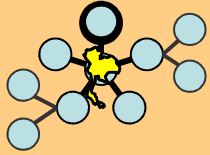


## ความดันสถิตรวม (Total Static Head)



ความดันสถิตรวม = ผลต่างความดันสถิต

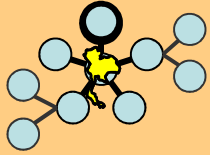
$$\frac{V^2}{2g} = \frac{5^2}{2 * 9.81} = 1.27 m_{air} = 1.53 mm.wc$$



## กำลังงานกล , $P_M$ วัตต์ (W)

$$P_M = T\omega = 2\pi TN/60$$

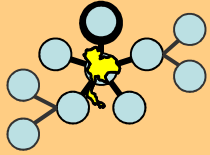
เมื่อ  $T$  = แรงบิด, นิวตัน (N)  
 $\omega$  =  $2\pi N$  ความเร็วเชิงมุม , เรเดียน/วินาที (rad/s)  
 $N$  = ความเร็วรอบ , รอบ/นาที (RPM)



## ประสิทธิภาพรวม (Total Efficiency)

$$\text{Total Efficiency} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \text{TDH}}{W} = \frac{4320 \cdot Q \cdot \text{TDH}}{W}$$

|          |   |                                        |
|----------|---|----------------------------------------|
| Q        | = | ปริมาณลม หน่วยเป็น m <sup>3</sup> /hr  |
| TDH      | = | Total Dynamic Head หน่วยเป็น มม.ของน้ำ |
| W        | = | กำลังกลที่ใช้หน่วยเป็น วัตต์           |
| $\gamma$ | = | น้ำหนักจำเพาะ ,N/m <sup>3</sup>        |



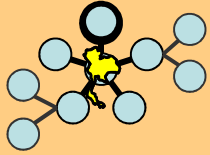
## ประสิทธิภาพเชิงสถิต (Static Efficiency)

$$\text{Static Efficiency} = \frac{\text{CFM} \times \text{TSH}}{6350 \times \text{BHP}}$$

CFM = ปริมาณลม หน่วยเป็น ft<sup>3</sup>/min

TSH = Total Static Pressure Head หน่วยเป็น นิ้วของน้ำ

BHP = กำลังกลที่ใช้ หน่วยเป็น HP



# Fan Laws

**อัตราการไหล**

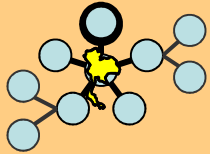
$$\frac{CFM_2}{CFM_1} = \frac{RPM_2}{RPM_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

**ความดัน**

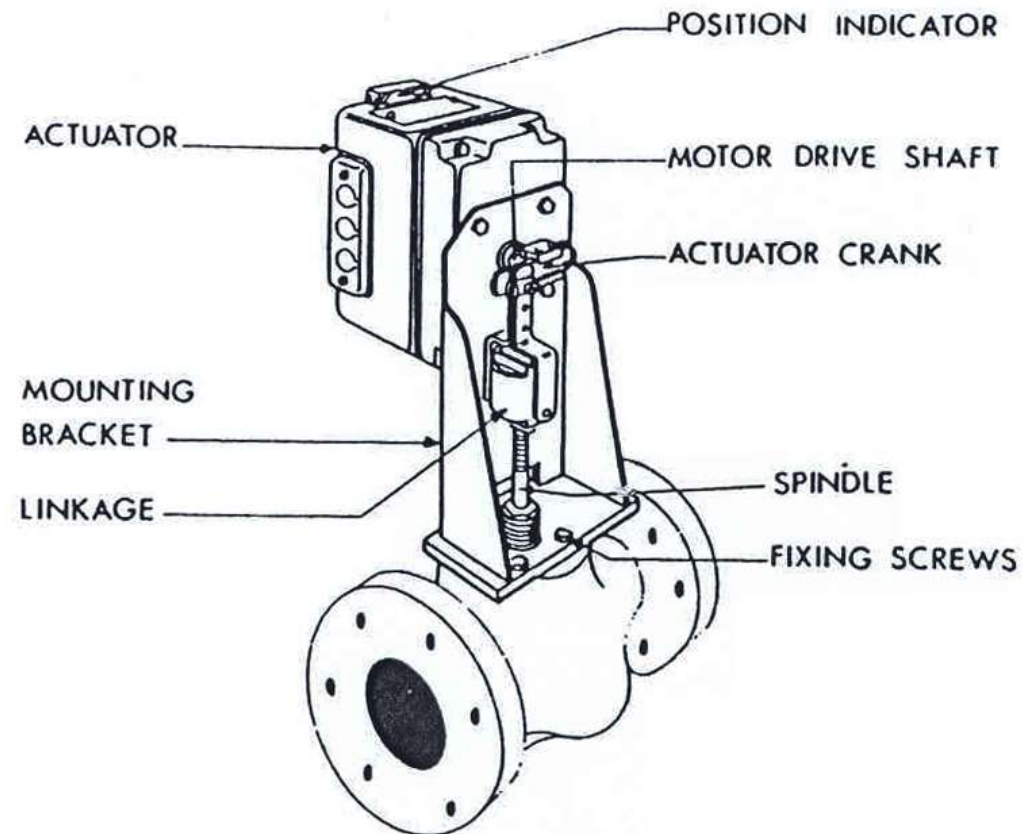
$$\frac{SP_2}{SP_1} = \left[ \frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^2 = \left[ \frac{CFM_2}{CFM_1} \right]^2 = \left[ \frac{D_2}{D_1} \right]^2$$

**กำลังงาน**

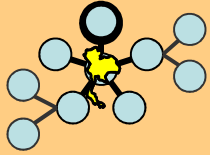
$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left[ \frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^3 = \left[ \frac{CFM_2}{CFM_1} \right]^3 = \left[ \frac{D_2}{D_1} \right]^3$$



# Actuator :Electrical Control Valve



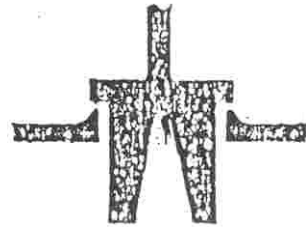
Electrical control valve



# Plug Shape



A: Quick  
Opening  
Type



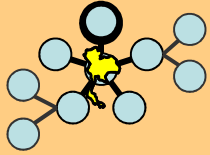
B: Linear  
Type



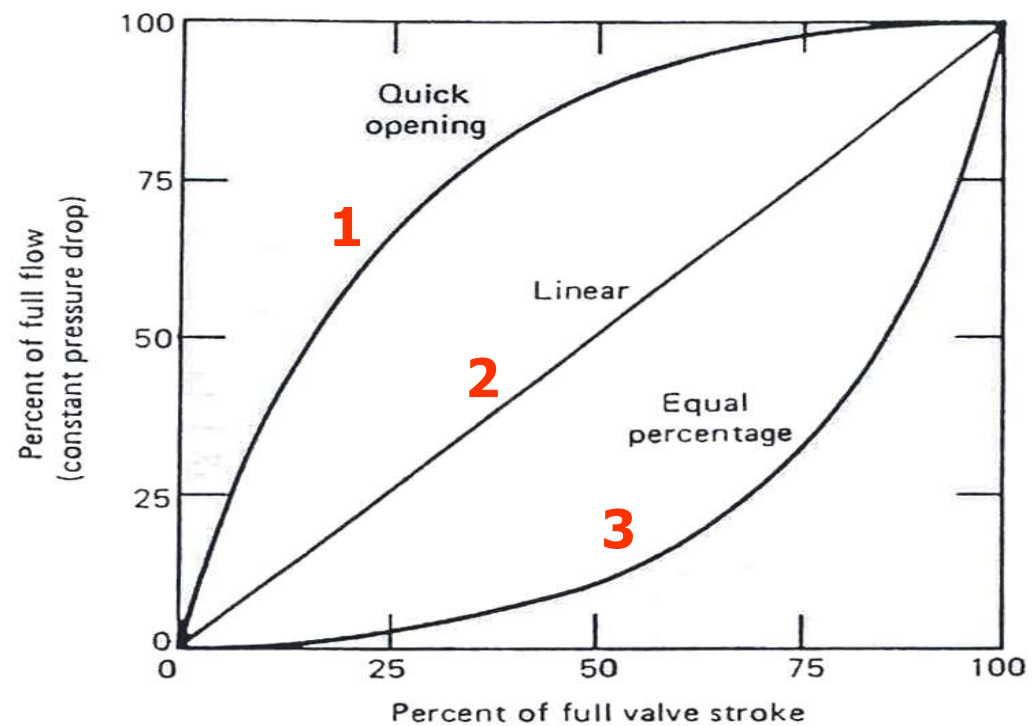
C: Equal  
Percentage  
Type

Steam

Hot / Chilled Water



# Characteristics of control valve



Flow characteristics of control valves.

# Heat Exchanger



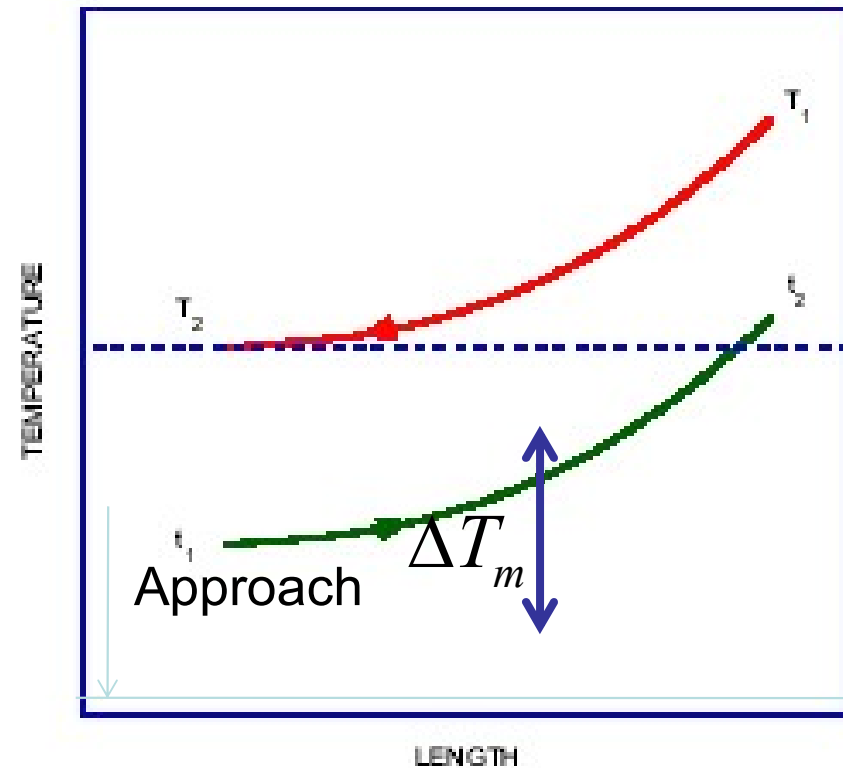
$$Q = UA\Delta t_m$$

Log mean Temperature Difference

$$\Delta t_m = C_f \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln(T_1 - t_2) / (T_2 - t_1)}$$

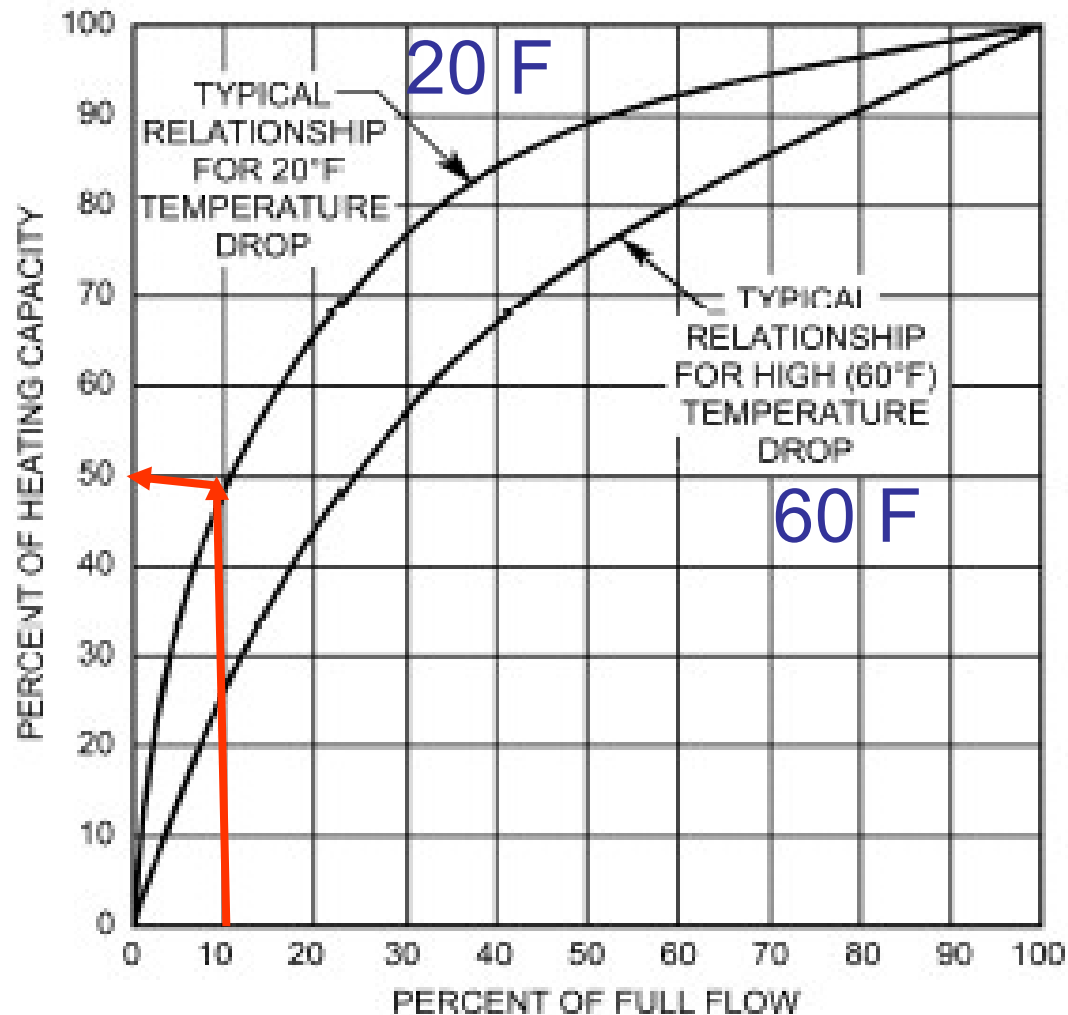
Water  $Q = mc_p(t_{in} - t_{out})$

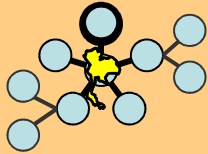
Air  $Q = m(h_{in} - h_{out})$



Approach Temperature =  $T_2 - t_1$

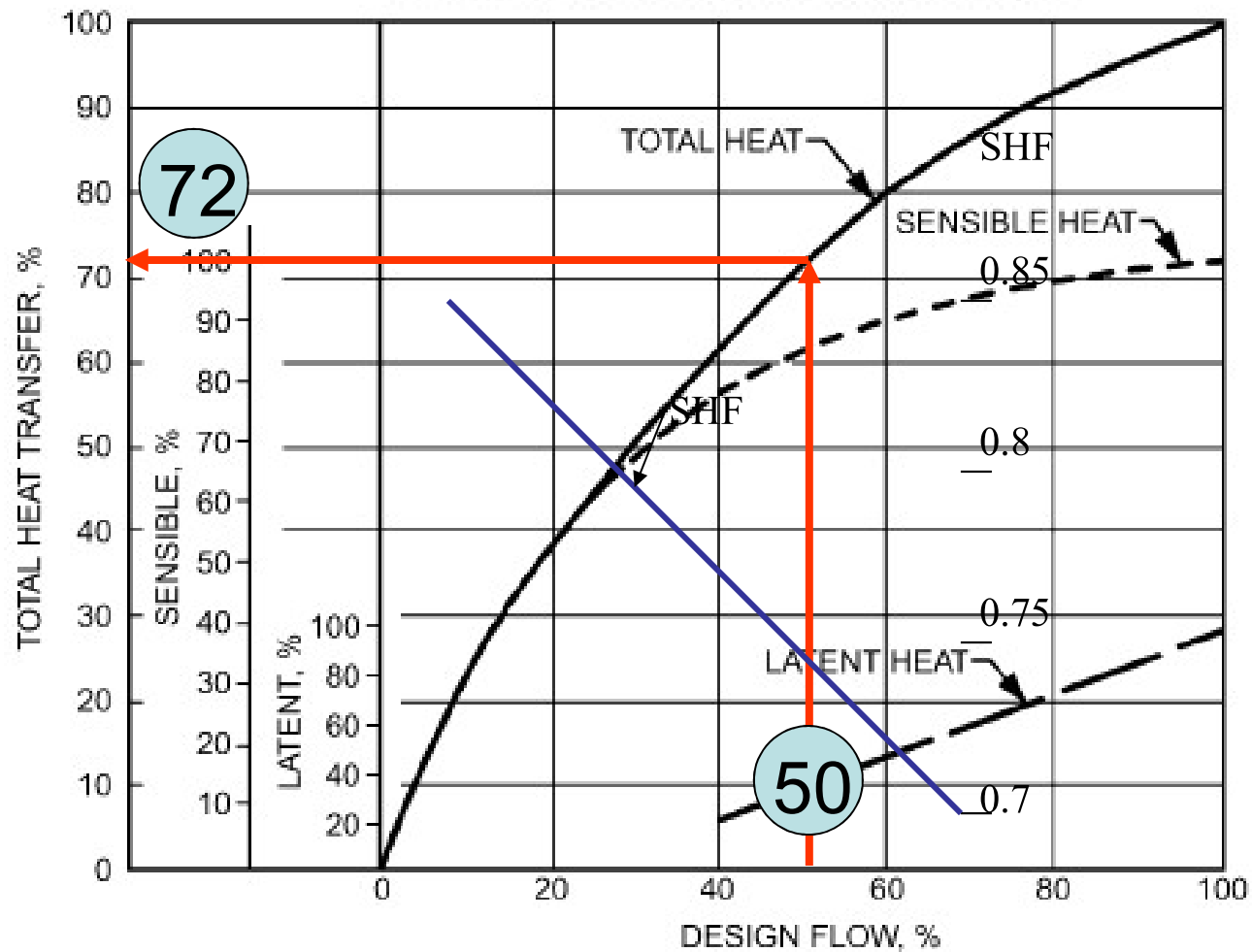
# Heating Coil and Temperature Drop

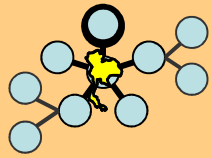




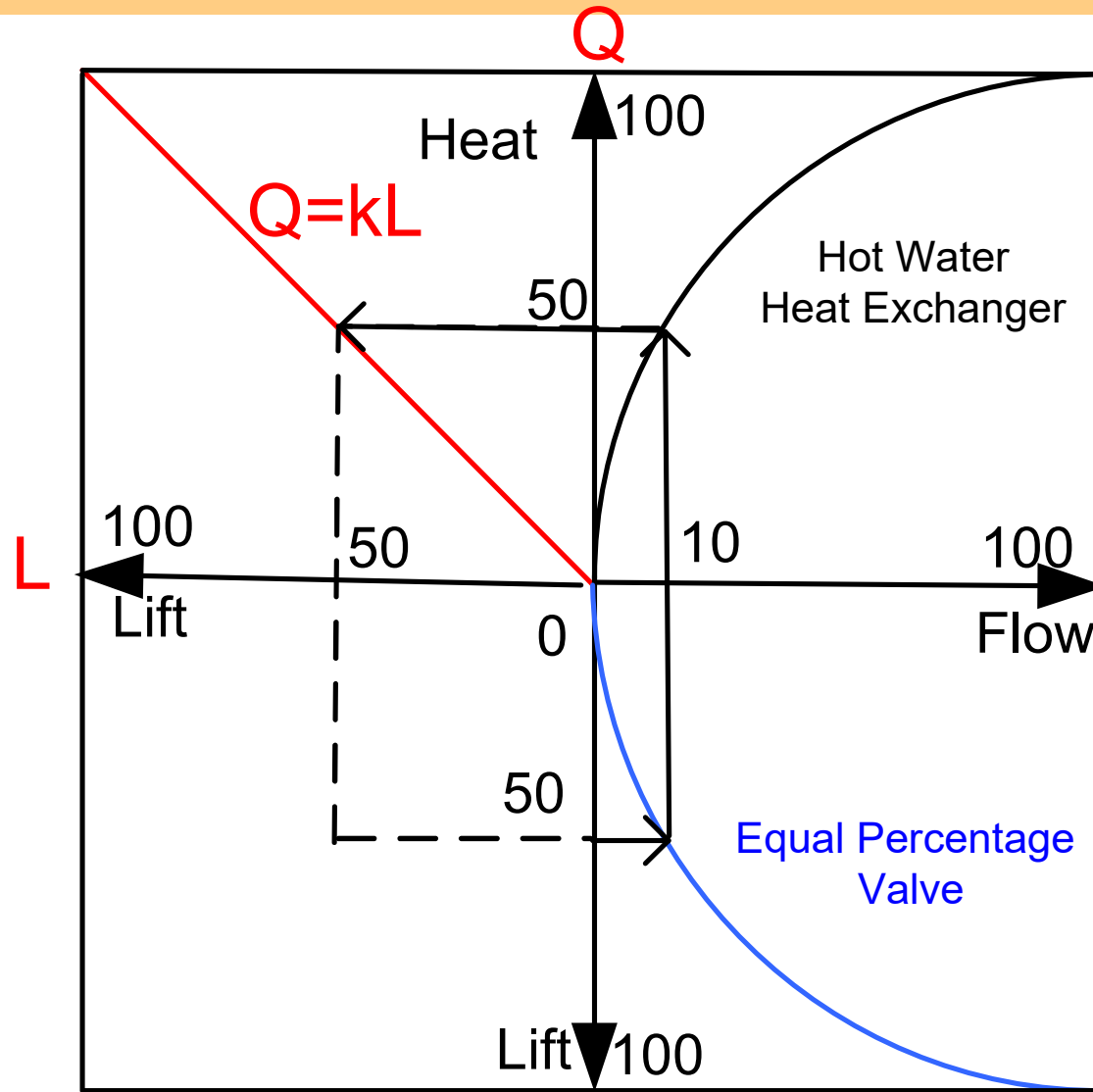
# Cooling Coil Performance

45°F inlet water at a 10°F rise





# Equal Percentage Control Valve



# Control Valve Sizing

$$Q = C_d \textcolor{red}{A} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} = \textcolor{red}{C_v} \sqrt{\Delta P}$$

$$Q = C_v \sqrt{\Delta P}$$

$$GPM = C_v \sqrt{PSI}$$

$$Q = K_v \sqrt{\Delta P}$$

$$M^3 / hr = K_v \sqrt{Pa}$$

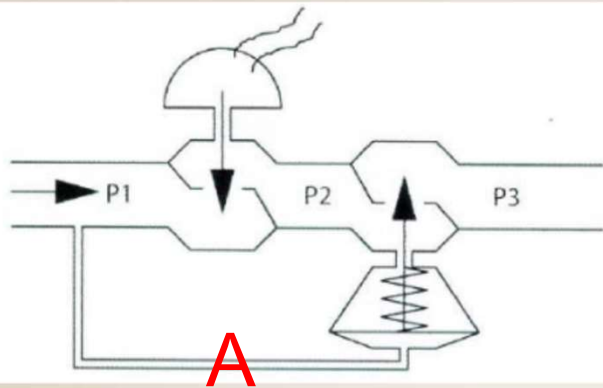
# Valve Size

| Normal Size ,inch | C <sub>v</sub> |
|-------------------|----------------|
| 1/2               | 3              |
| 1                 | 14             |
| 2                 | 55             |
| 6                 | 400            |

# Pressure Independent Control Value , PICV

## Pressure Independent Control Valves

วาล์วควบคุมและปรับสมดุลอัตโนมัติแบบอัตราการไหลไม่แปรผันตามความดัน

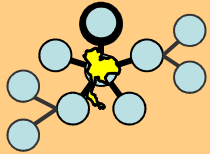


$P_1 - P_2$  คงที่

$$Q = C_v \times \sqrt{\Delta P}$$
$$Q = f(A)$$

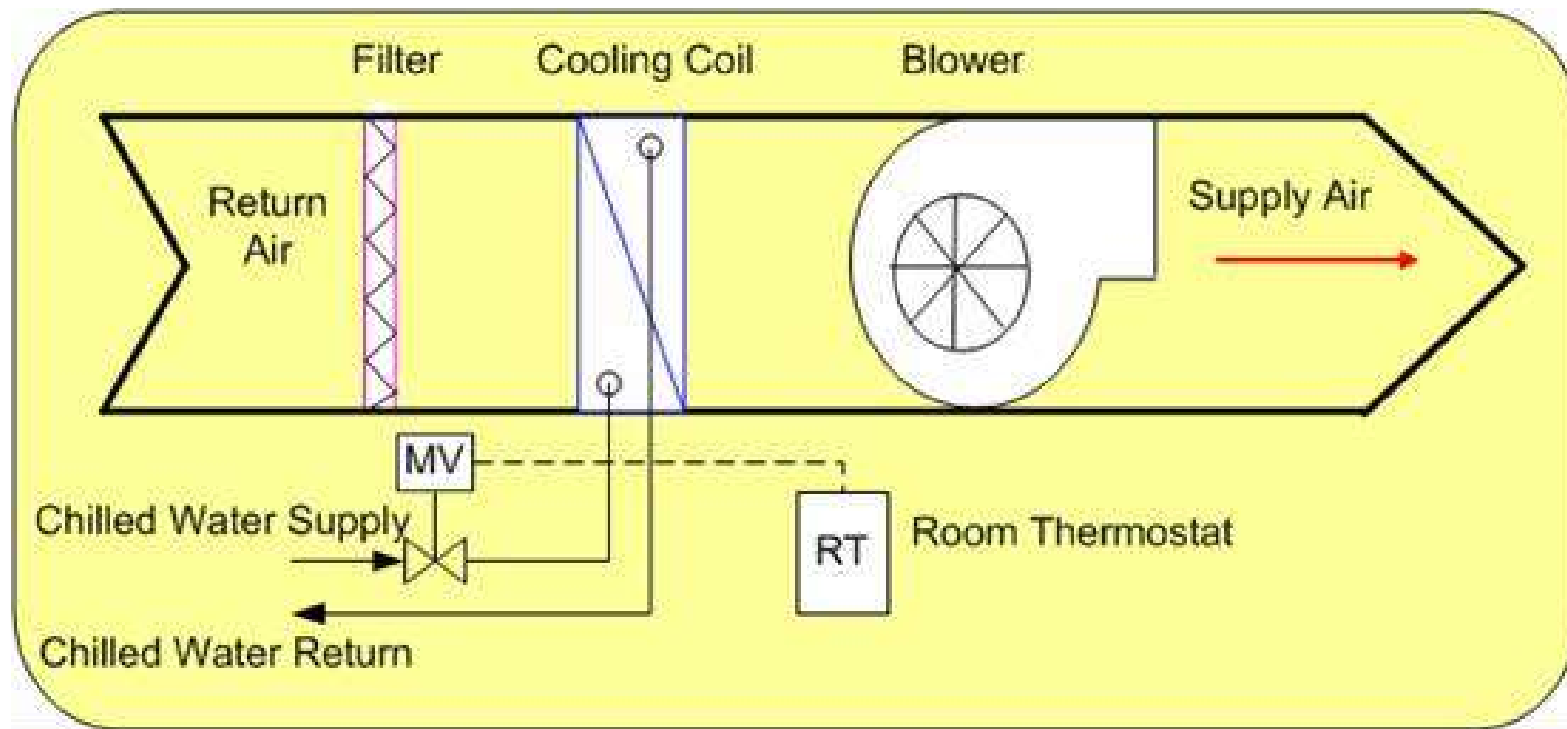
วาล์วควบคุมและปรับสมดุลอัตโนมัติแบบอัตราการไหลไม่แปรผันตามความดันในเส้นท่อ ประกอบด้วยลิ้นควบคุม 2 ชุด ชุดแรกเป็นลิ้นที่ควบคุมตำแหน่งด้วยมอเตอร์ที่รับสัญญาณควบคุมจาก Thermostat เพื่อควบคุมอัตราการไหลให้สอดคล้องกับโหลดและอุณหภูมิห้องที่ต้องการ ชุดที่สองเป็นลิ้นที่ควบคุมและรักษาความดันตกคร่อมที่ลิ้นชุดแรก ( $P_2 - P_1$ ) ให้คงที่ตลอดเวลาโดยจะปรับเปลี่ยนตำแหน่งตามความดันในเส้นท่อที่เปลี่ยนแปลงไป ทั้งนี้เพื่อรักษาอัตราการไหลคงที่ตามตำแหน่งต่างๆของลิ้นชุดแรกได้ตลอดเวลาแม้ว่าความดันในเส้นท่อจะมีการแปรผัน

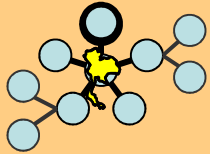
ไม่ต้องมี Balancing Valve เพื่อปรับอัตราการไหลตามที่ design



## ระบบจ่ายลมแบบปริมาตรคงที่CAV

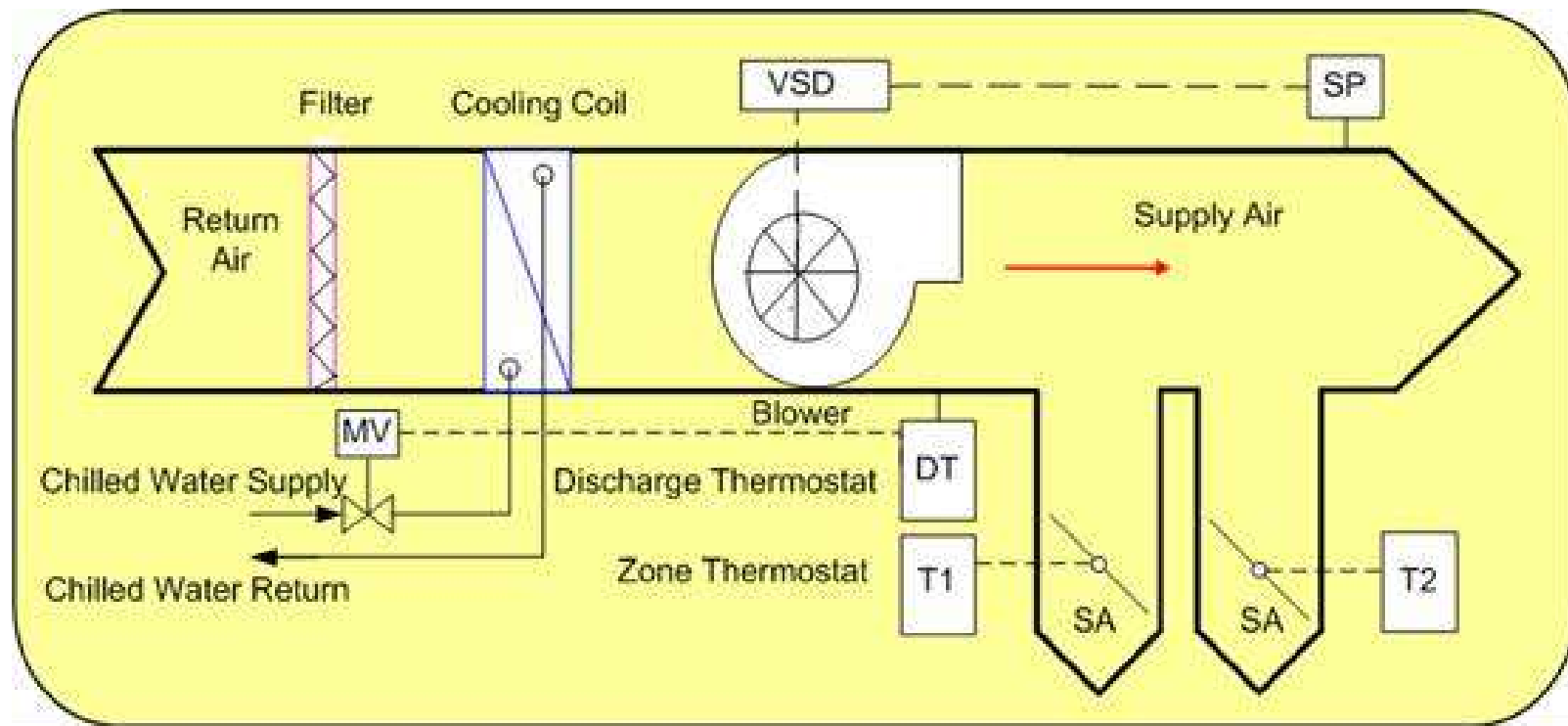
Chilled water valve is modulated by room thermostat to satisfy room cooling load

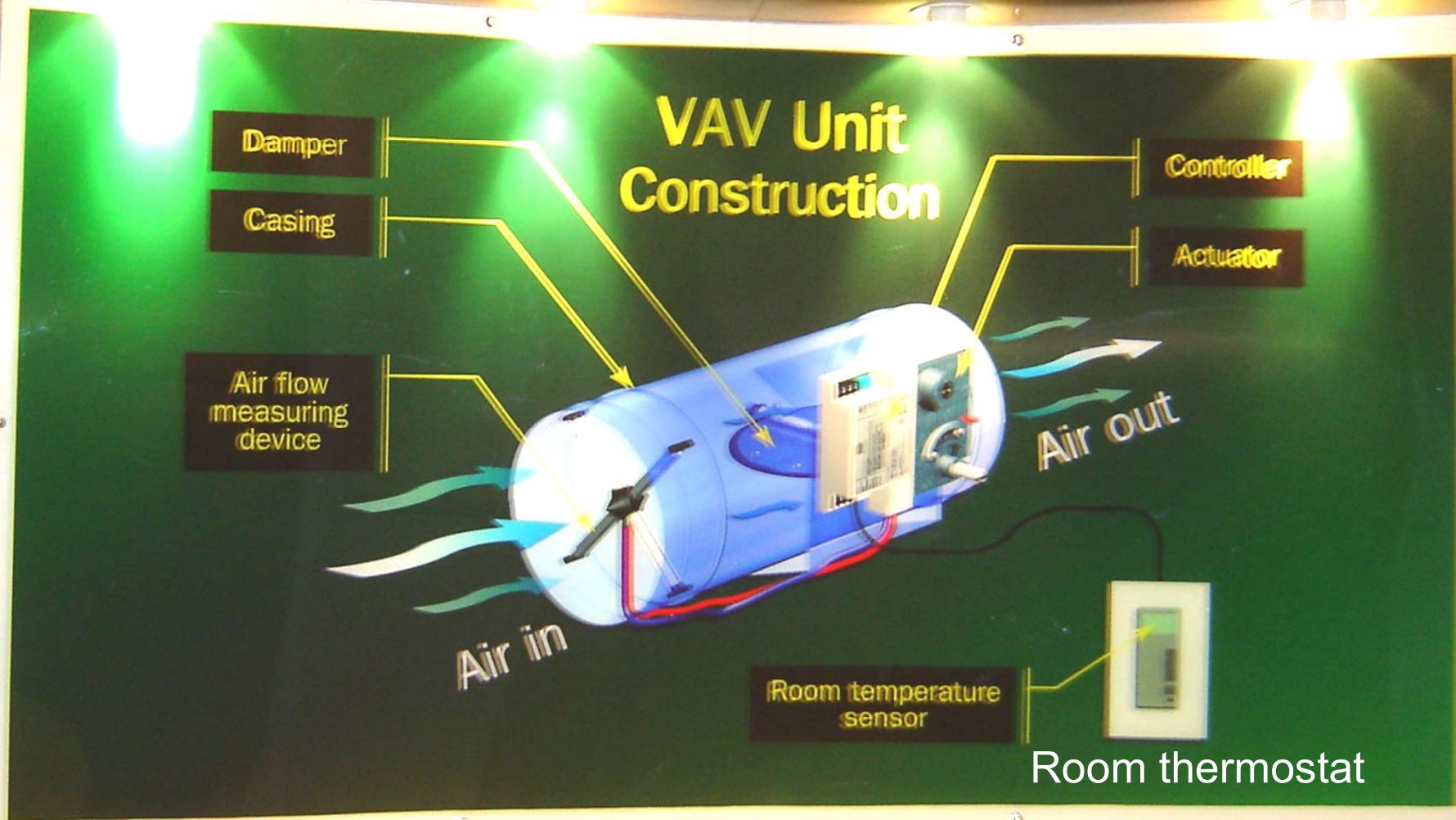




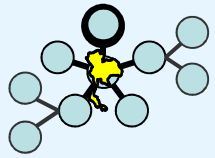
## ระบบจ่ายลมแบบปริมาณลมแปรผัน VAV

Chilled water valve is modulated by discharge air thermostat to keep constant discharge air temperature and air flow volume is changed by zone thermostat to satisfy room cooling load





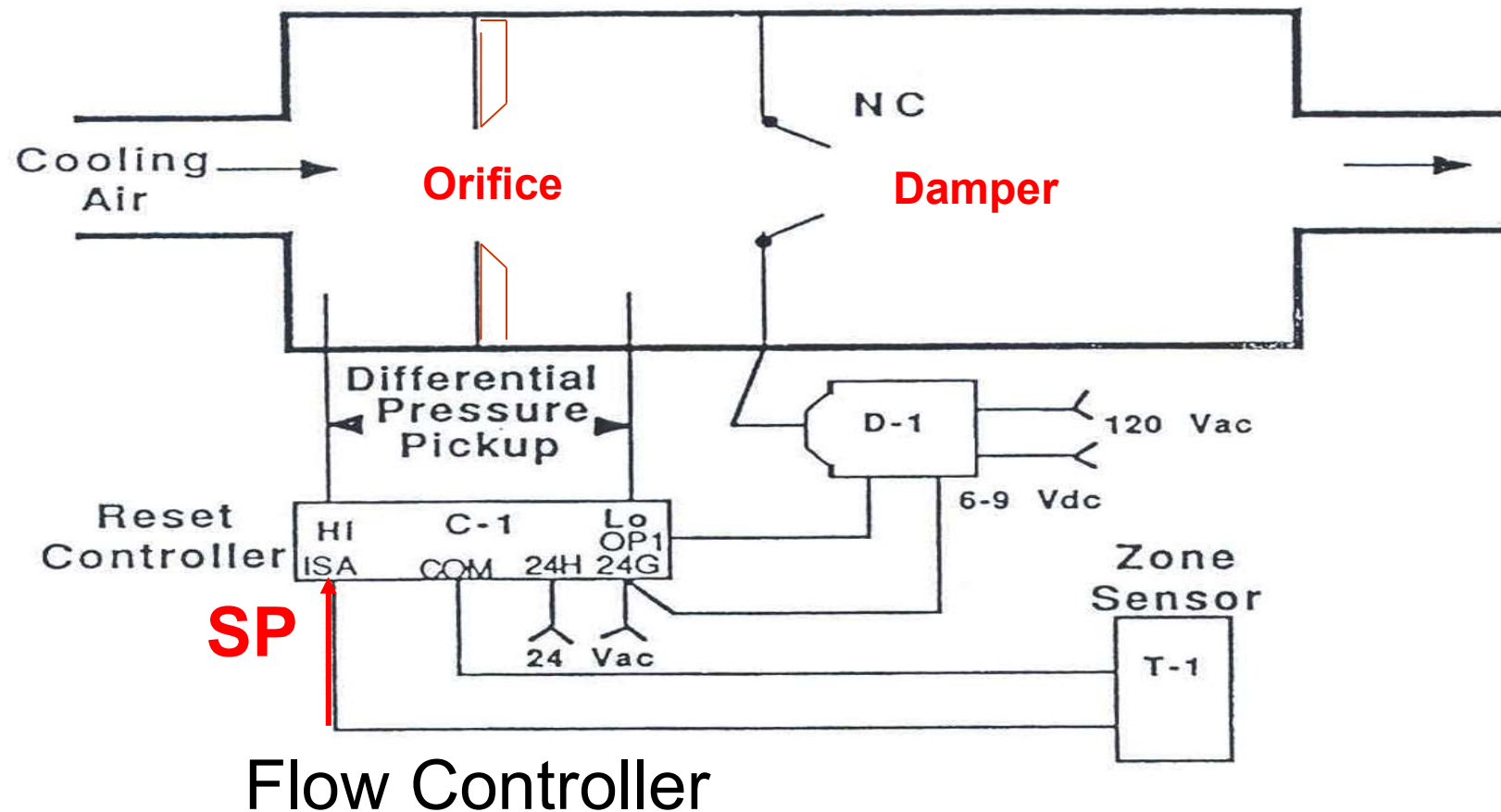
หัวจ่ายลม VAV(Pressure Independent Type)

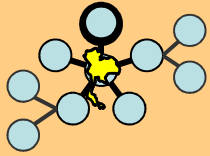


## การควบคุมอุณหภูมิในห้อง(Cascade Loop)

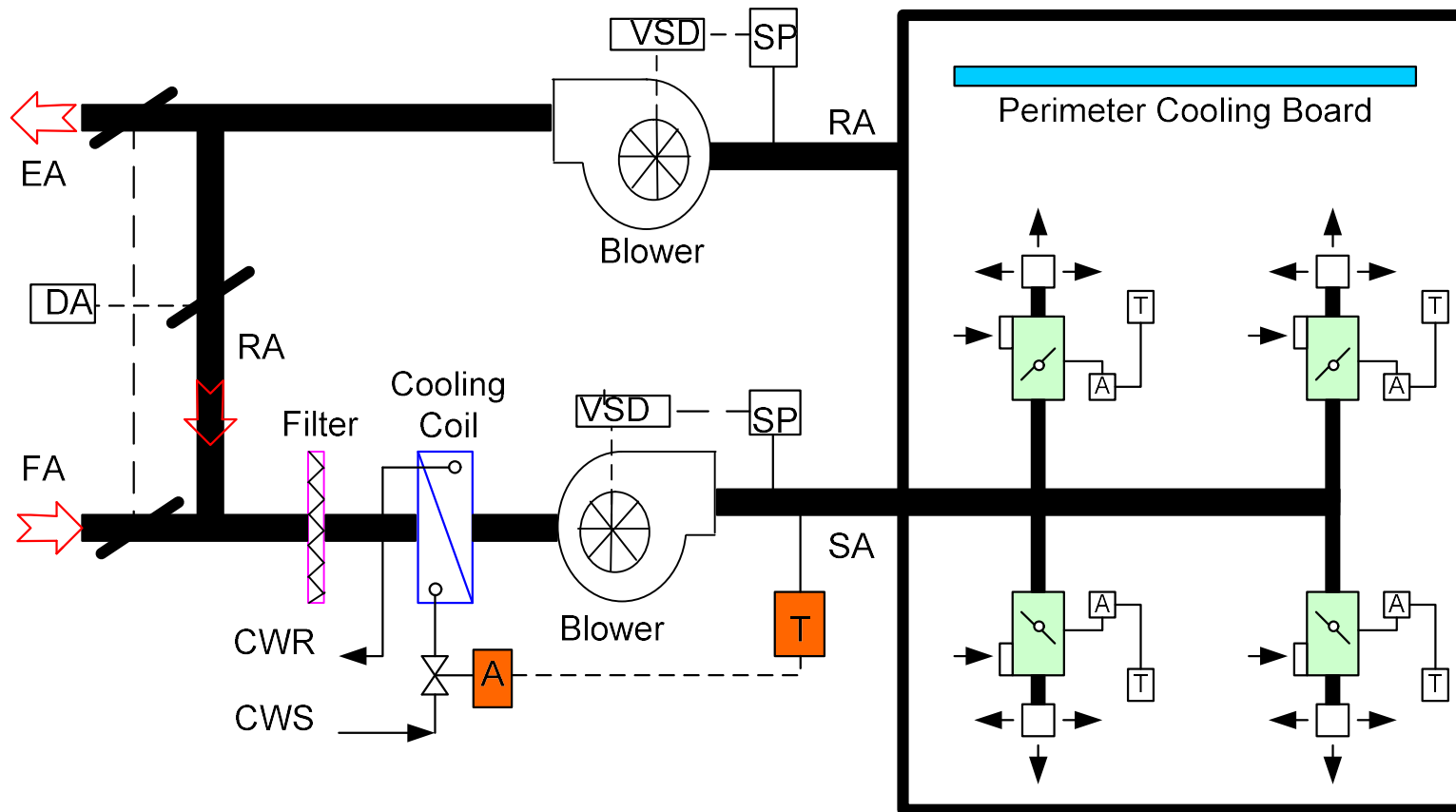
Flow control (inner loop) + Temperature Control (outer loop)

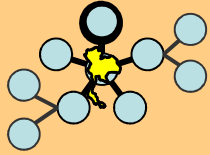
VAV Box :Pressure Independent Type





# การควบคุมระบบแบบปริมาณปรับเปลี่ยน VAV





## ระบบท่อลม

การสูญเสียความดันในท่อลมเนื่องจากความเสียดทาน

$$h_f = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g}$$

$h_f$  = การสูญเสียความดัน ,m

$f$  = friction Factor, dimensionless

$L$  = ความยาวท่อลม,m

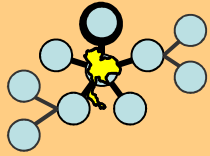
$V$  = ความเร็วลมเฉลี่ยในท่อลม,m/s

$g$  = ความโน้มถ่วงโลก,m/s<sup>2</sup>

$D_h = \frac{4A}{P}$  = Hydraulic Diameter ,m

$A$  = พื้นที่หน้าตัดท่อลม, m<sup>2</sup>

$P$  = Perimeter Cross section ,m



# friction Factor, $f$

$$f' = 0.11 \left( \frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$$

$$f' \geq 0.018 \quad \text{then} \quad f = f'$$

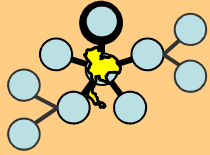
$$f' < 0.018 \quad \text{then} \quad f = 0.85 f' + 0.0028$$

$$Re = \frac{D_h V}{\nu} \quad \text{Reynolds Number, dimensionless}$$

$$\nu = \text{Kinematic viscosity, m/s}^2$$

$$\frac{\varepsilon}{D_h} = \text{Duct roughness ratio, dimensionless}$$

หรือ  $f$  หาได้จาก Moody Chart



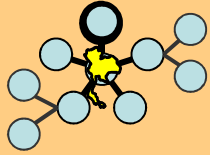
# Fitting Pressure Loss

$$\Delta p = C \frac{\rho V^2}{2}$$

$\Delta p$  = Fitting dynamic pressure loss

C = loss coefficient

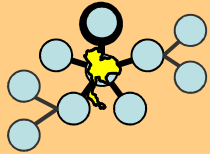
Total system pressure loss is the sum of the longest run duct , all fittings ,branches ,grill , volume dampers , filter and diffuser.



# Total Static Head ,TSH

TSH = ผลรวมของการสูญเสียความดันในท่อ fittings และอุปกรณ์  
ต่างๆในระบบท่อลม

|                         |                        |
|-------------------------|------------------------|
| <b>Longest run duct</b> | <b>0.1 in.wc/100ft</b> |
| Fittings                |                        |
| Return Air Grill        |                        |
| Filter                  |                        |
| Flexible Connector      |                        |
| VAV Box                 |                        |
| Supply Air Grill        |                        |
| <b>TSH</b>              |                        |

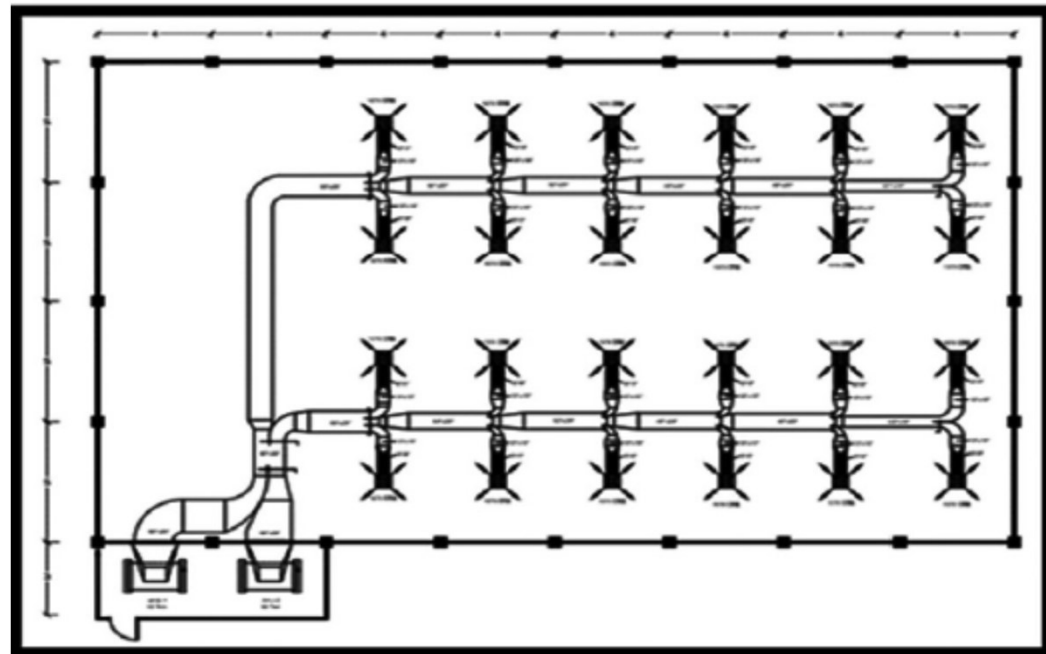


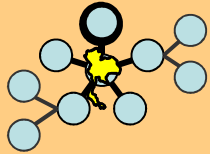
# Typical Air Velocity

|                   | Recommended velocity |                       |                  |
|-------------------|----------------------|-----------------------|------------------|
|                   | Residence            | Schools, public areas | Industrial areas |
| Outside air inlet | 500                  | 500                   | 500              |
| Fan outlet        | 700                  | 800                   | 1000             |
| Main ducts        | 700-900              | 1000-1300             | 1200-1800        |
| Branch duct       | 500-600              | 500-600               | 800-1000         |

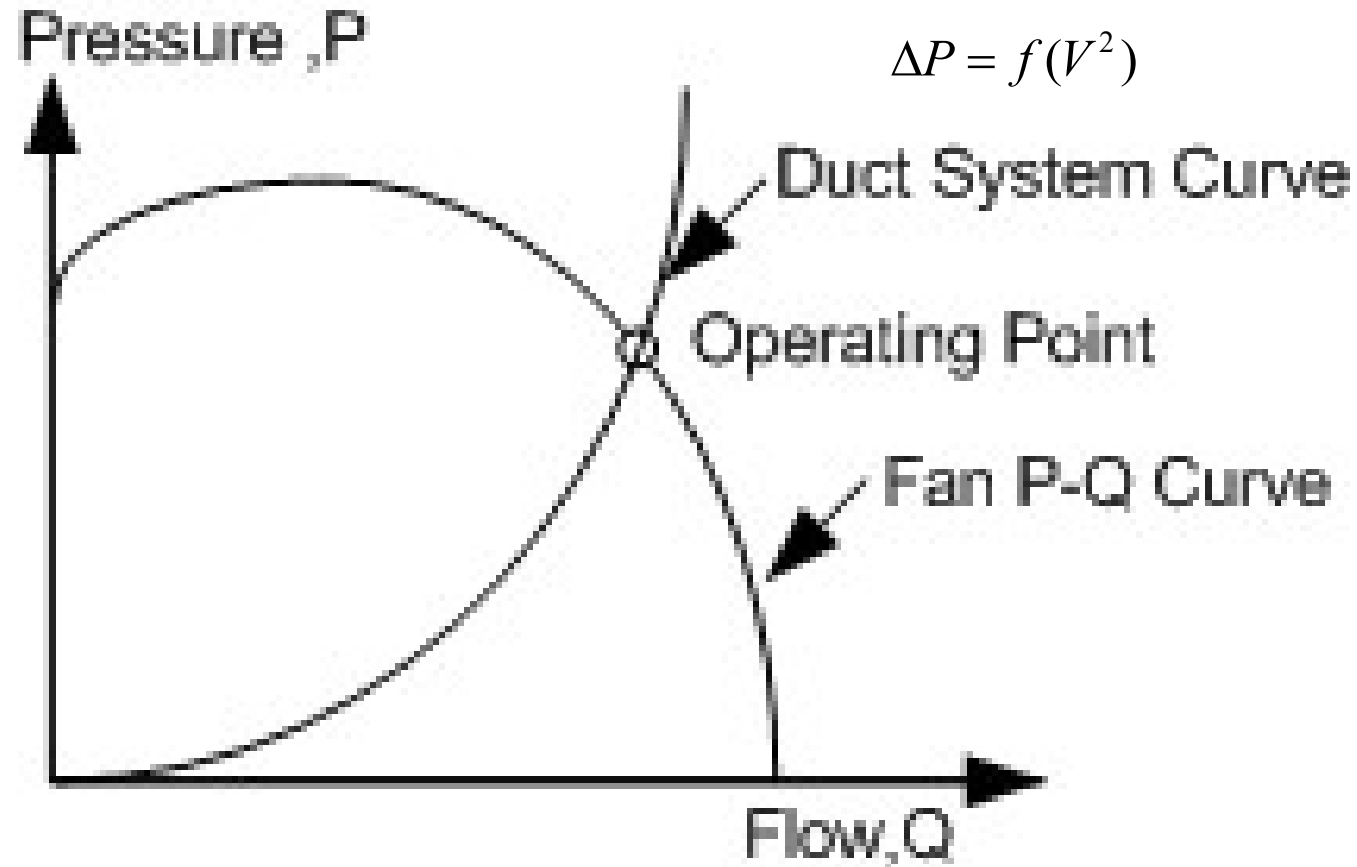
# Typical Duct Lay out

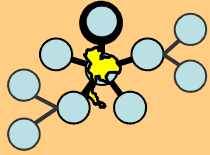
ห้องประชุม





# Fan and System Curve



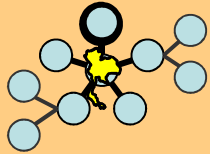


# Duct Design Methods

## 1.Equal Friction Method

Ducts are sized for a constant pressure loss per unit length i.e **0.1 in. of water per 100 ft** and velocity range from **500 to 2000 fpm** .Also fan static pressure is sized for the longest run of air duct. Others run required damper for **flow balancing**

When **energy cost** is high and **installed duct work cost** is low, a low friction rate design is more economical.



# Air Duct Sizing

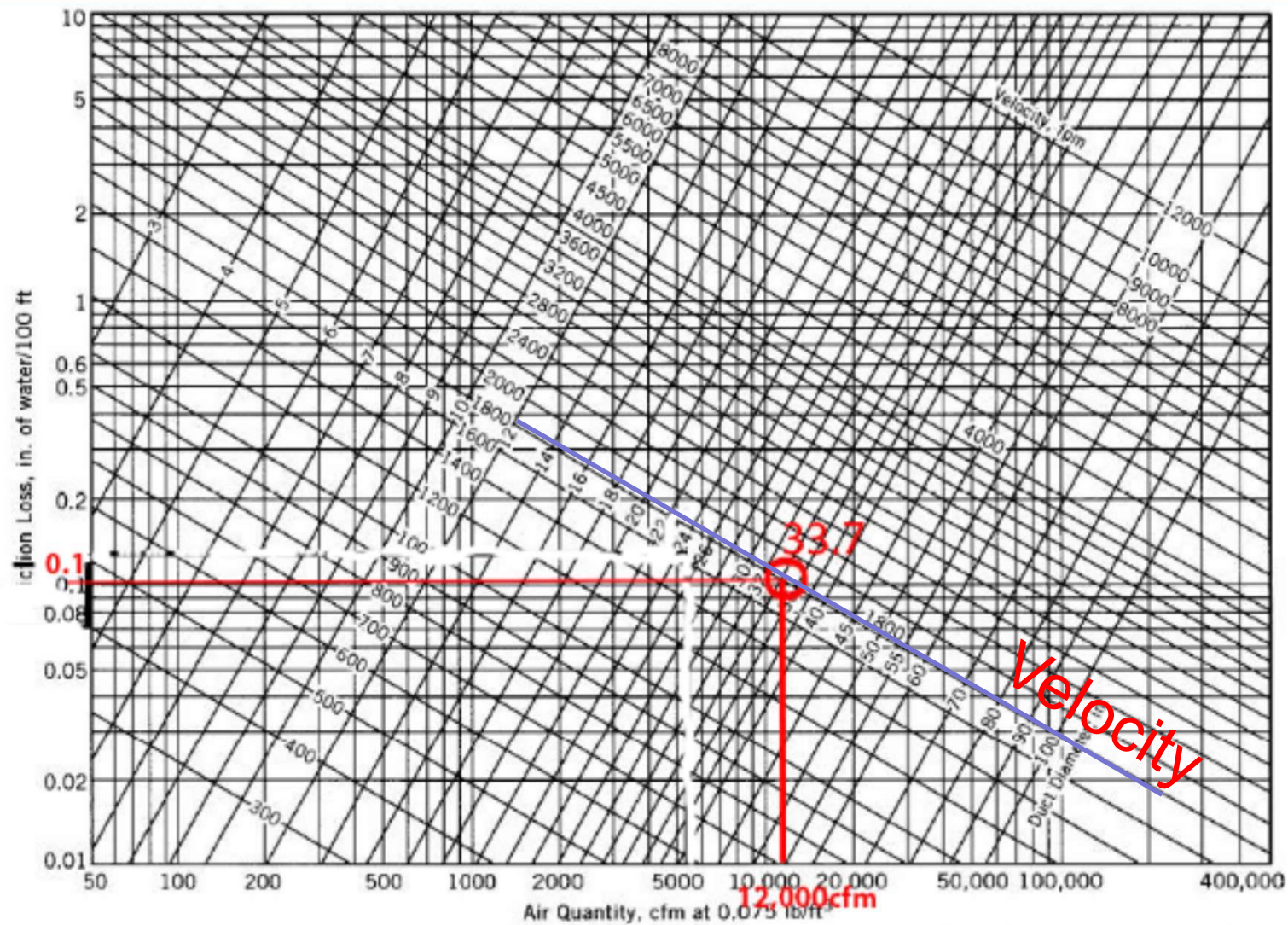
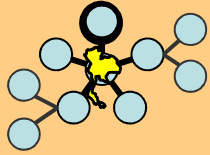


Figure 12-21 Pressure loss due to friction for galvanized steel ducts, IP units. (Reprinted by permission from *ASHRAE Handbook, Fundamentals Volume IP, 1997*.)



# Duct Design Methods

## 2.Static Regain Method

To obtain the **same static pressure** at diverging flow **junction** by changing down stream duct sizes using iteration method.

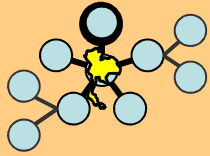
$$\Delta p_{t1-2} = \frac{\rho V_1^2}{2} - \frac{\rho V_2^2}{2}$$

$\Delta p_{t1-2}$  = Total pressure loss from upstream of junction 1 to upstream of junction 2

$V_1$  = velocity at junction 1

$V_2$  = velocity at junction 2

Static Regain method is usually use for the Variable Air Volume , **VAV** duct system (medium to high pressure system)



# Duct Sizing using Equal Friction Method

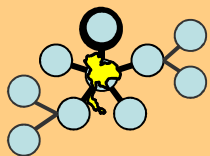
ระบบท่อลมสำหรับห้องประชุม ขนาดพื้นที่  $640 \text{ m}^2$  ปริมาณลม  $48000 \text{ cfm}$

**Equal Friction** กำหนดค่าความดันสูญเสียต่อความ ยาวท่อ  $0.1 \text{ in.wg}/100 \text{ ft.wg}$   
จะได้ค่าความดันสูญเสีย รวมปลายทางเส้นท่อที่ไกลที่สุดเท่ากับ  $1.322 \text{ in.wg}$   
( $329.3 \text{ Pa}$ ) พื้นที่ท่อลม  $24816 \text{ ft}^2$  กำลังพัดลม  $4.95 \text{ kW}$

**Static Regain** ลมที่ออกจากหัวจ่ายแต่ละหัวมีค่า เท่ากัน เพื่อให้การปรับลมเป็นไปได้  
ได้ง่าย เมื่อออกแบบ ด้วยวิธีนี้จะได้ความดันสูญเสียรวมเท่ากับ  $0.836 \text{ in.wg}$  ( $208.2 \text{ Pa}$ )  
พื้นที่ท่อลม  $27660 \text{ ft}^2$  กำลังพัดลม  $4.95 \text{ kW}$  ประหยัดพลังงาน  $12.5\%$

### 3. การตรวจสอบสมรรถนะของเครื่อง



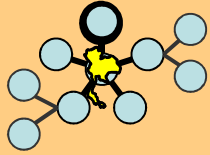


## ประเภทงานของสภาวิศวกร

1. งานให้คำปรึกษา
2. งานวางโครงการ
3. งานออกแบบ
4. งานควบคุมการสร้างหรือผลิต
5. งานพิจารณาตรวจสอบ
6. งานอำนวยความสะดวก

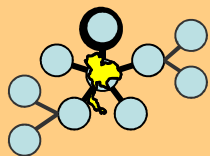
4.งานควบคุมการสร้างหรือผลิต หมายถึงการอำนวยความสะดวกหรือการควบคุมเกี่ยวกับงานก่อสร้าง การสร้าง การผลิต การซ่อม การติดตั้ง การตัดแปลง การรื้อถอนงาน หรือการเคลื่อนย้ายงาน ให้เป็นไปโดยถูกต้องตามรูปแบบ และข้อกำหนดของหลักวิชาชีพวิศวกรรม

5.งานพิจารณาตรวจสอบ หมายถึง การค้นคว้า การวิเคราะห์ การทดสอบ หรือการหาข้อมูลและสถิติต่างๆ เพื่อใช้เป็นหลักเกณฑ์ หรือประกอบการตรวจสอบวินิจฉัยงาน หรือในการสอบทาน



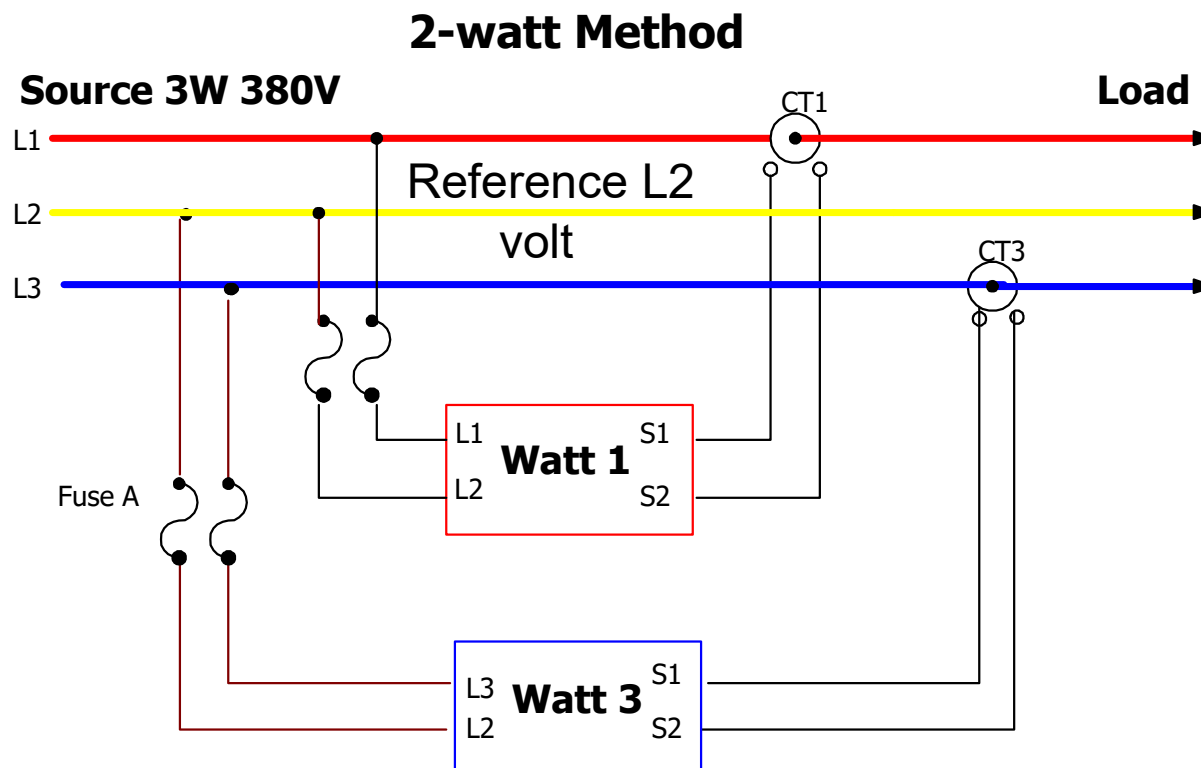
## เครื่องมือตรวจวัด

1. Power Meter
2. Temperature and Humidity Meter
3. Anemometer
4. Ultrasonic Flow Meter
5. Pressure Gauge

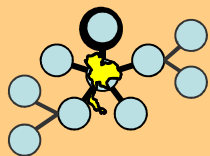


# การตรวจวัดกำลังไฟฟ้า

การตรวจวัดกำลังไฟฟ้า 3 เฟส  $P = \sqrt{3}VI \cos \phi$



การตรวจวัดกำลังไฟฟ้า 1 เฟส  $P = VI \cos \phi$



# เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ

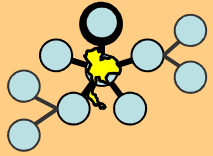


อุณหภูมิ ชนิด Thermister

ช่วงวัด -20-60 °C

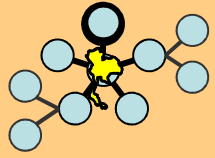
ความชื้น ชนิด Capacitance

ช่วงวัด 0-100 %



# เครื่องวัดอุณหภูมิแตกต่างของน้ำ





# เครื่องวัดความเร็วลม

## แอนนีโมมิเตอร์ **Anemometer**



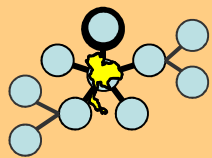
แบบใบพัดหมุน

**Turbine Anemometer**



แบบลวดร้อน

**Hot Wire Anemometer**

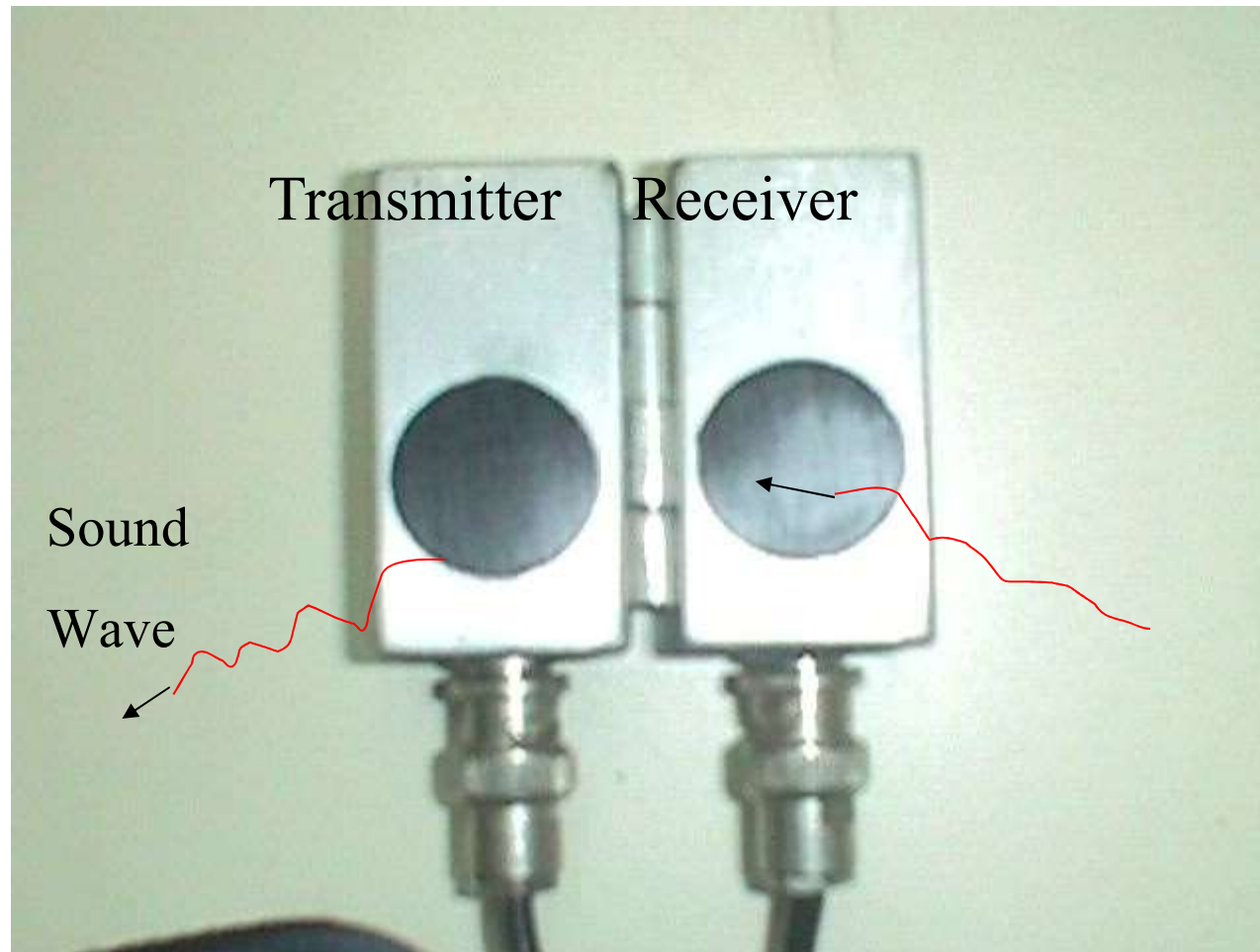


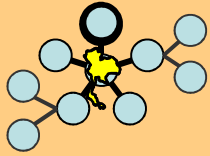
# Ultrasonic Flow Meter

เครื่องวัดอัตราการไหลน้ำ

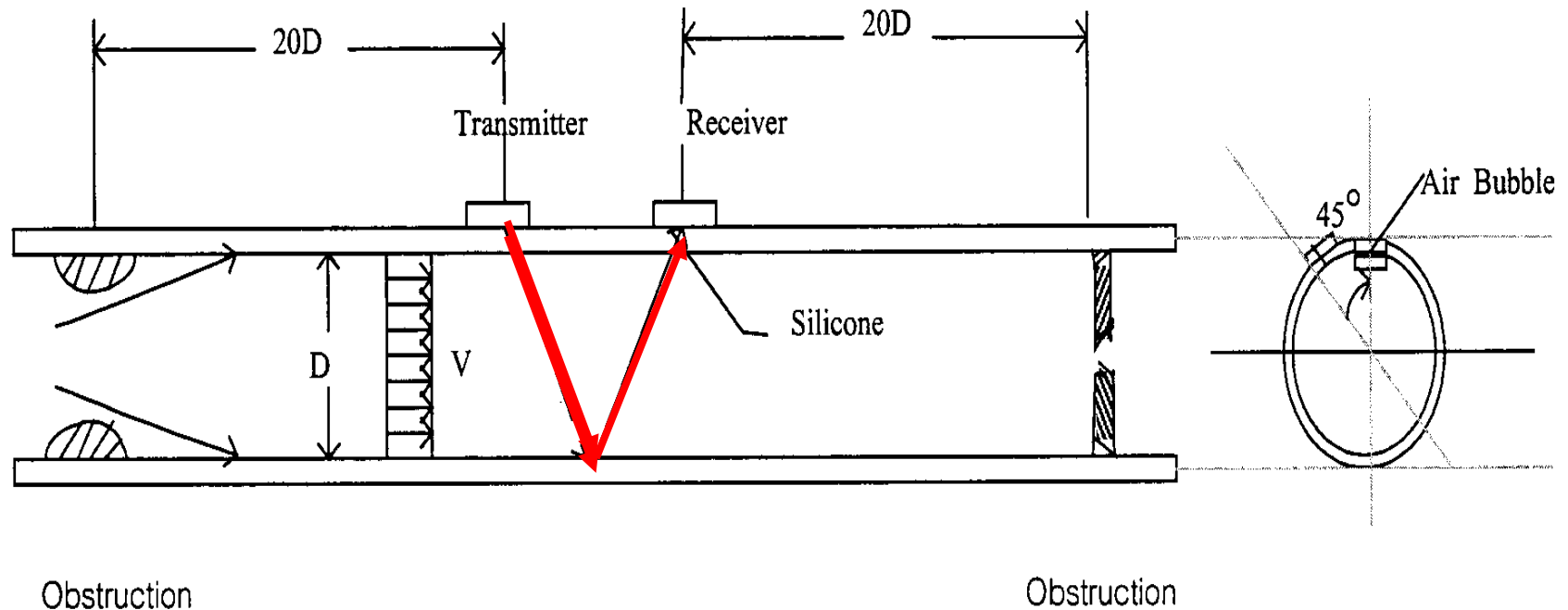


# Ultrasonic Probe





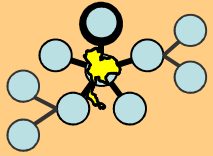
# การติดตั้งเครื่องวัดอัตราการไหล



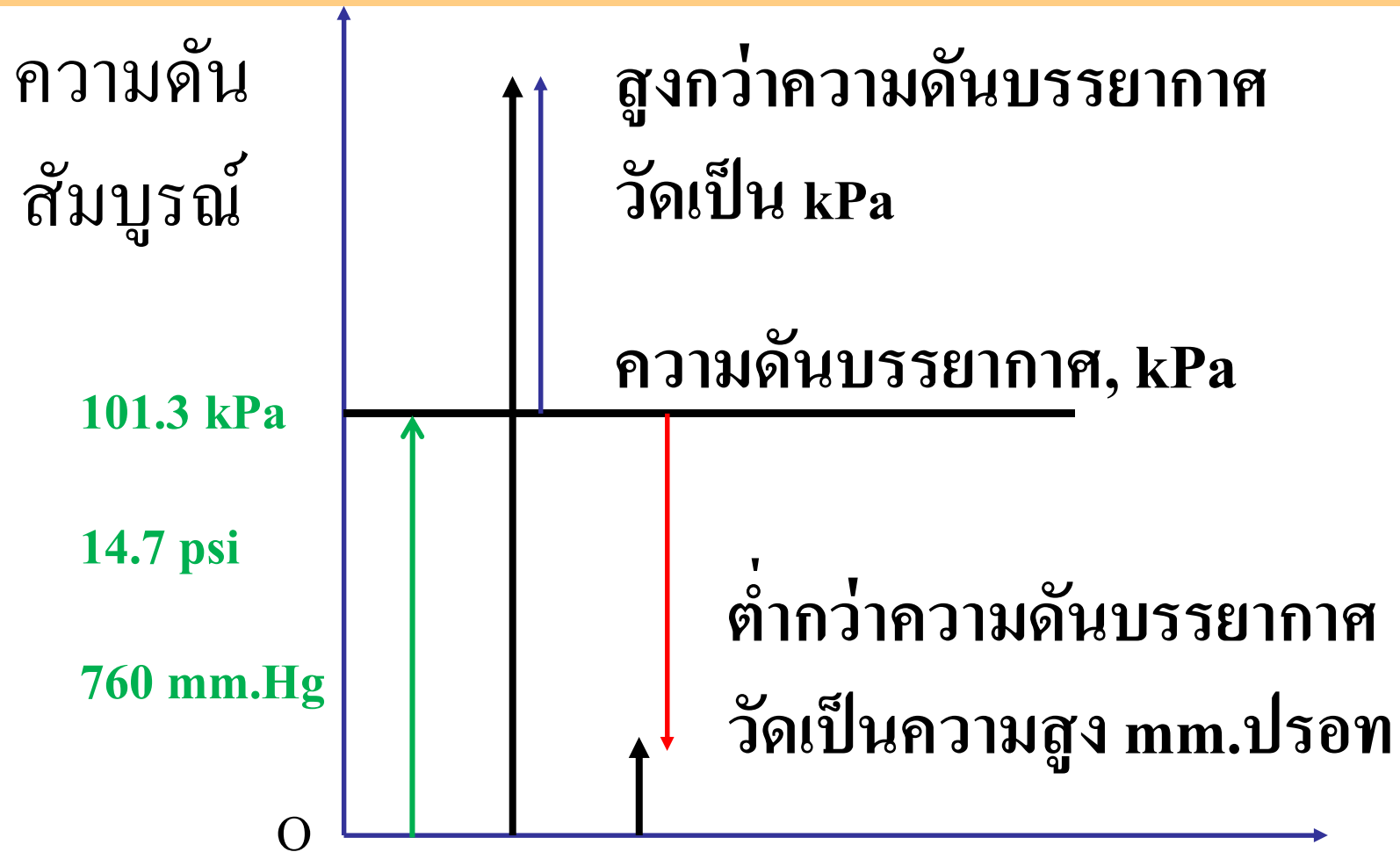
$$t-t_0 = f(V)$$

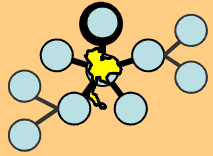
ความเร็วเสียงในอากาศ 330 mps

ความเร็วเสียงในน้ำเป็น 5 เท่าของในอากาศ



## ความดันเกจ(สัมพัทธ์)





# เกจวัดความดัน (Pressure Gauge)

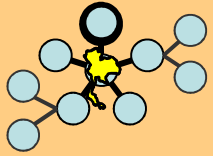
สูงกว่าบรรยากาศ

0-100 psi และ

ต่ำกว่าบรรยากาศ

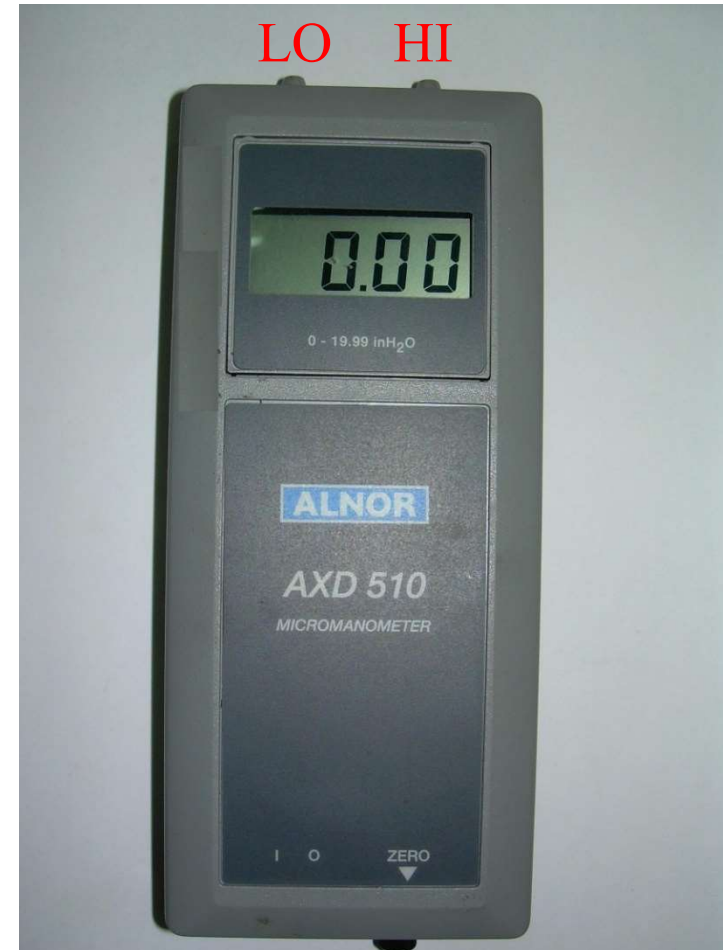
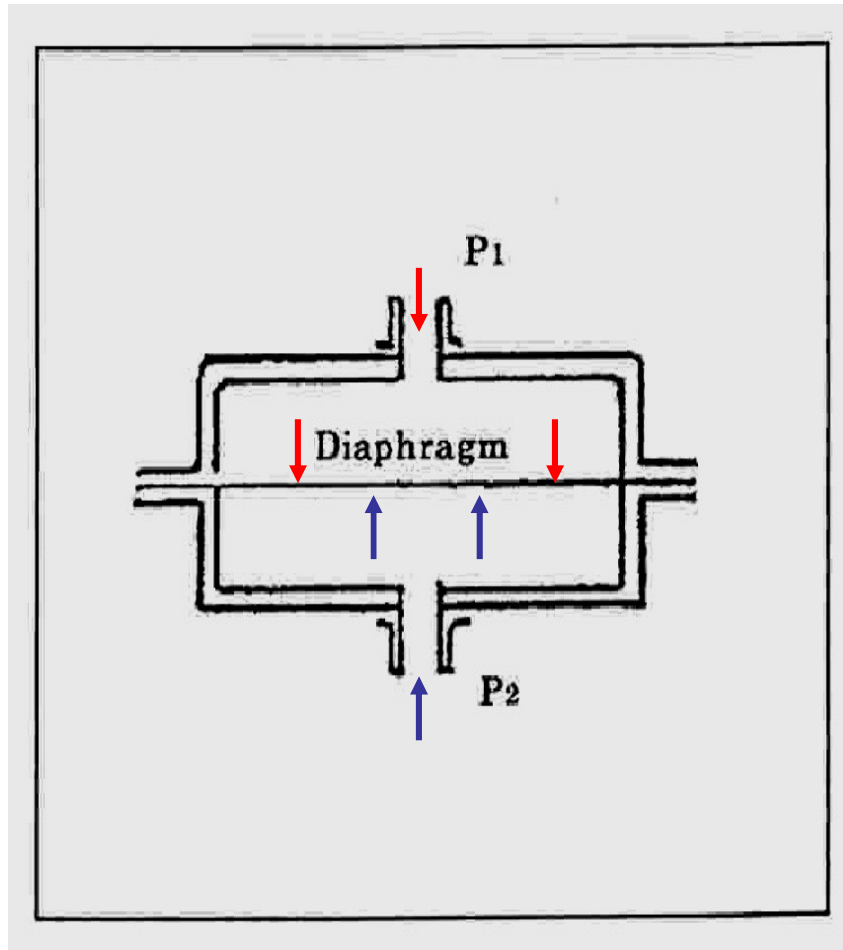
0-30 in.Hg

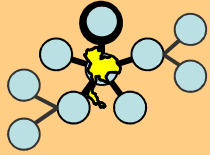




# เครื่องวัดความดันแตกต่างแบบไดอะแฟรม

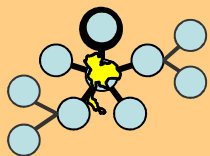
ช่วง  $\pm 0-20$  in.wc





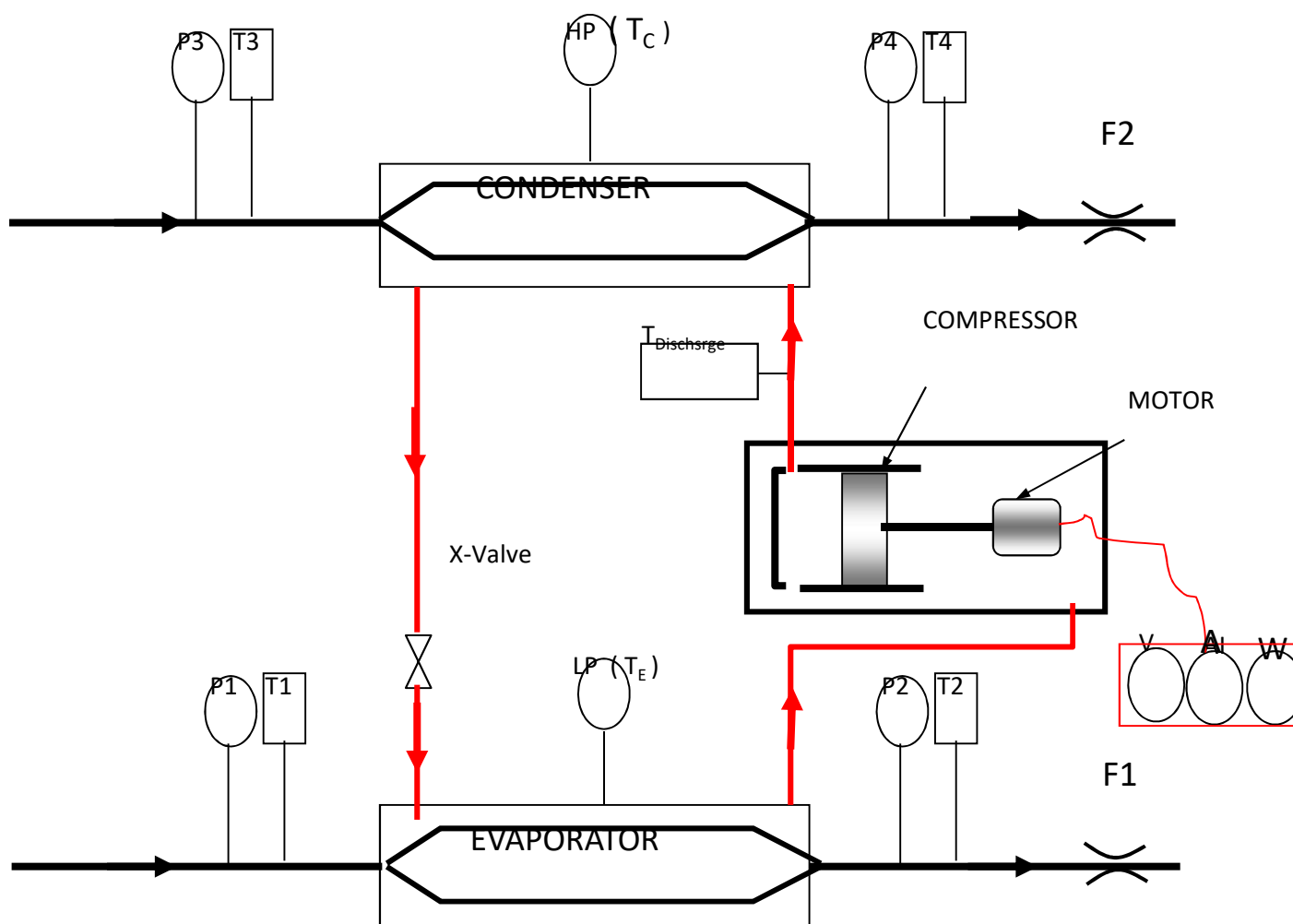
### 3. การตรวจสอบสมรรถนะของเครื่อง

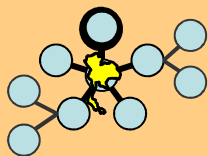
- 1 เครื่องทำน้ำเย็น
- 2 เครื่องส่งลมเย็น
- 3 ปั๊มน้ำ



# เครื่องทำน้ำเย็น

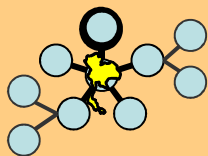
ไคอะแกรมการวัดอุณหภูมิและความดัน และอัตราการไหลของน้ำ





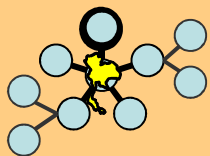
## การตรวจวัดเครื่องทำน้ำเย็น

| รายการ | อุปกรณ์หรือเครื่อง | ตัวแปร                  | ค่าตรวจวัด | หน่วย |
|--------|--------------------|-------------------------|------------|-------|
| 1      | คอมเพรสเซอร์       | กระแสไฟฟ้า              | 80         | %     |
| 2      |                    | กำลังไฟฟ้า              | 569        | kW    |
| 3      | คอนเดนเซอร์        | อัตราไหลน้ำหล่อเย็น     | 206        | LPS   |
| 4      |                    | ความดันน้ำหล่อเย็นเข้า  | 23         | psi   |
| 5      |                    | ความดันน้ำหล่อเย็นออก   | 15         | psi   |
| 6      |                    | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้า | 27.8       | oC    |
| 7      |                    | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออก  | 32.2       | oC    |
| 8      | เครื่องระเหย       | อัตราไหลน้ำเย็น         | 163        | LPS   |
| 9      |                    | ความดันน้ำเย็นเข้า      | 122        | psi   |
| 10     |                    | ความดันน้ำเย็นออก       | 107        | psi   |
| 11     |                    | อุณหภูมิน้ำเย็นเข้า     | 13         | oC    |
| 12     |                    | อุณหภูมิน้ำเย็นออก      | 8          | oC    |
| 13     | สารทำความเย็น      | ความดันสูง              | 35.9       | kPa   |
| 14     |                    | ความดันต่ำ              | -60        | kPa   |



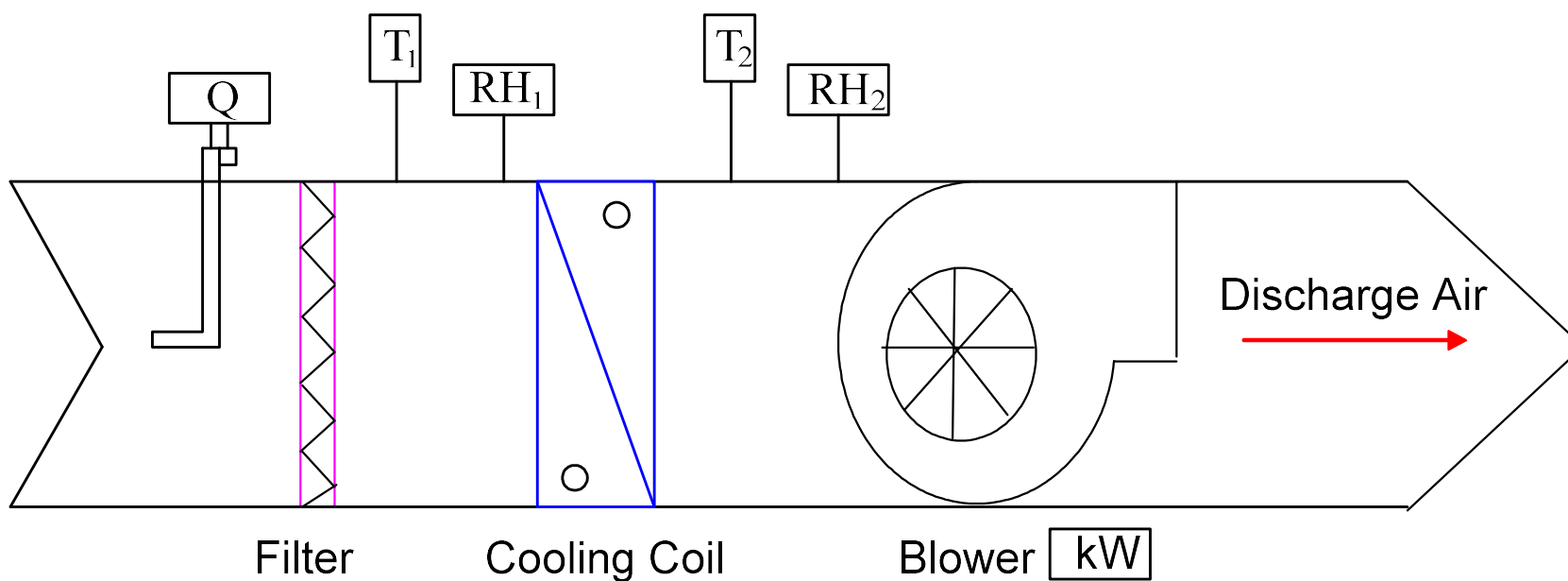
# การคำนวณประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็น

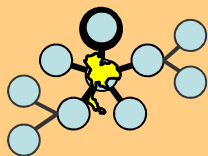
| ข้อ | อุปกรณ์/เครื่อง | ตัวแปร          | สูตร                                   | ค่าคำนวณ | หน่วย              |
|-----|-----------------|-----------------|----------------------------------------|----------|--------------------|
| 1   | คอมเพรสเซอร์    | กระแสไฟฟ้า      | I                                      | 80       | %                  |
| 2   |                 | กำลังไฟฟ้า      | W                                      | 569      | kW                 |
| 3   | คอนเดนเซอร์     | อัตราการไหล     | $V_H$                                  | 206      | LPS                |
| 4   |                 | อุณหภูมิน้ำเข้า | $T_3$                                  | 27.8     | $^{\circ}\text{C}$ |
| 5   |                 | อุณหภูมิน้ำออก  | $T_4$                                  | 32.2     | $^{\circ}\text{C}$ |
| 6   | เครื่องระเหย    | อัตราการไหล     | $V_L$                                  | 163      | LPS                |
| 7   |                 | อุณหภูมิน้ำเข้า | $T_1$                                  | 13       | $^{\circ}\text{C}$ |
| 8   |                 | อุณหภูมิน้ำออก  | $T_2$                                  | 8        | $^{\circ}\text{C}$ |
| 9   | การทำความเย็น   | น้ำ             | $Q_L = 4.187 V_L (T_1 - T_2)$          | 3412.4   | kW                 |
| 10  | ระบายความร้อน   | น้ำ             | $Q_H = 4.187 V_H (T_4 - T_3)$          | 3795.1   | kW                 |
| 11  | COP             |                 | $\text{COP} = Q_L / W$                 | 6.0      |                    |
| 12  | kW/Ton          |                 | $\text{kW/Ton} = 3.52 \text{ W} / Q_L$ | 0.587    | kW/TR              |
| 13  | สมมูลพลังงาน    |                 | $Q_{HC} = Q_L + W$                     | 3981.4   | kW                 |
| 14  | ผลต่าง          |                 | $(Q_{HC} - Q_H) * 100 / Q_H$           | 4.91     | %                  |



# การตรวจสอบสมรรถนะเครื่องส่งลมเย็น

ไดอะแกรมแสดงตำแหน่งที่วัดของเครื่องส่งลมเย็น





# การตรวจวัดเครื่องส่งลมเย็น

หลังล้างแผ่นกรอง

| ตัวแปรที่ตรวจวัด             | สัญลักษณ์        | หน่วย | ค่าตรวจวัด |      |
|------------------------------|------------------|-------|------------|------|
|                              |                  |       | ก่อน       | หลัง |
| ความเร็วลม                   | V                | m/s   | 2.0        | 4.0  |
| ขนาดพื้นที่หน้าตัดช่องลมกลับ | W                | m     | 1.3        | 1.3  |
|                              | H                | m     | 2.2        | 2.2  |
| อุณหภูมิของลมกลับ            | TDB <sub>1</sub> | °C    | 25.0       | 25.0 |
| ความชื้นสัมพัทธ์ของลมกลับ    | RH <sub>1</sub>  | %     | 65.0       | 60.0 |
| อุณหภูมิของลมจ่าย            | TDB <sub>2</sub> | °C    | 19.0       | 15.0 |
| ความชื้นสัมพัทธ์ของลมจ่าย    | RH <sub>2</sub>  | %     | 80.0       | 90.0 |
| กำลังไฟฟ้าเครื่องส่งลมเย็น   | P                | kW    | 8.0        | 9.8  |

# Psychrometric Calculator

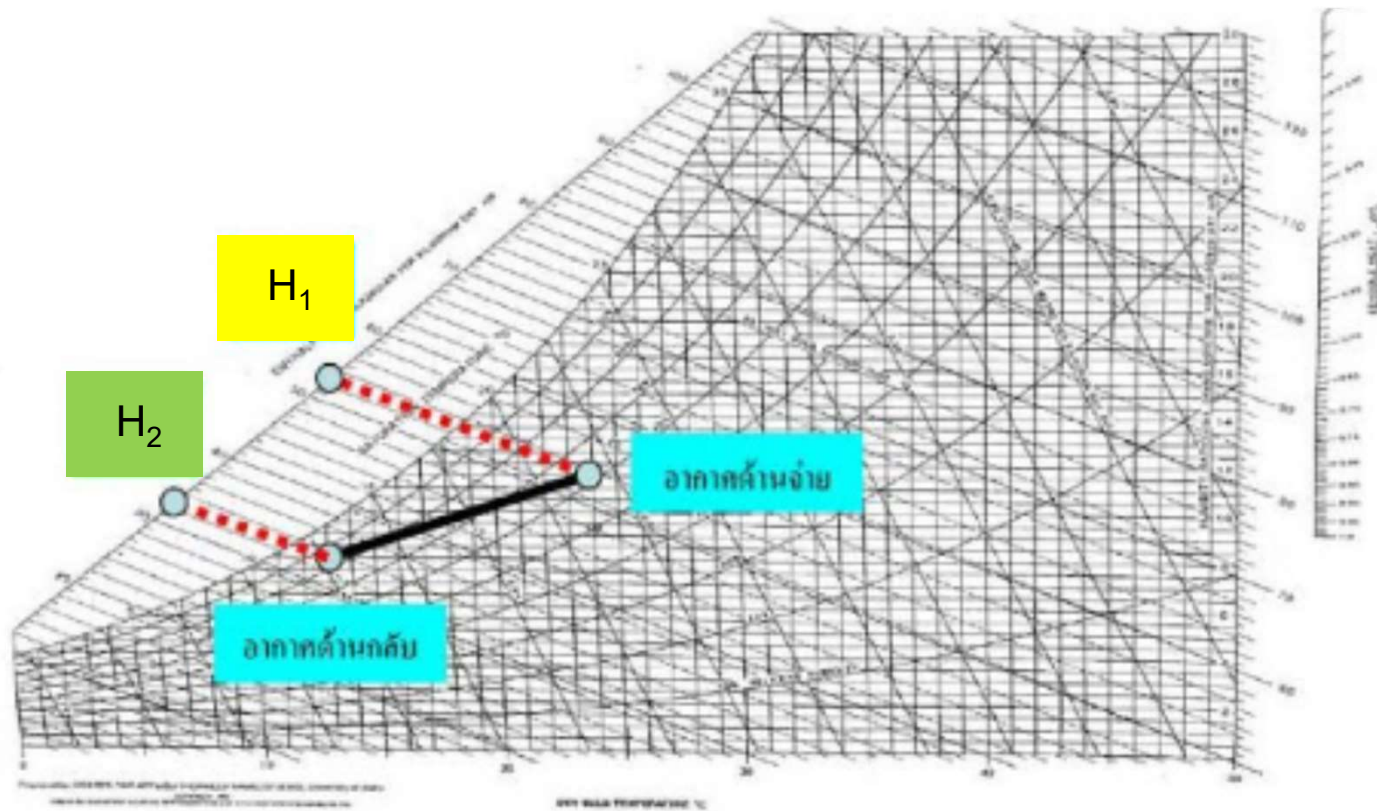
Psychrome... [Icons] IP SI

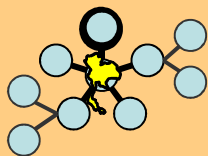
|                             |          |
|-----------------------------|----------|
| Altitude                    | 0.0      |
| Barometric Pressure         | 760.001  |
| Atmospheric Pressure        | 101.325  |
| Dry Bulb Temp               | 25       |
| Wet Bulb Temp               | 17.8792  |
| Relative Humidity           | 50       |
| Humidity Ratio              | 9.923043 |
| Specific Volume             | 0.857765 |
| Enthalpy                    | 50.39883 |
| Dew Point Temp              | 13.8674  |
| Density                     | 1.177505 |
| Vapor Pressure              | 11.8882  |
| Abs. Humidity               | 11.56849 |
| Parts Per Million by Weight | 9,923    |
| Parts Per Million by Volume | 15,953   |

Psychrome... [Icons] IP SI

|                                                                             |          |
|-----------------------------------------------------------------------------|----------|
| Altitude                                                                    | 0        |
| Barometric Pressure                                                         | 29.921   |
| Atmospheric Pressure                                                        | 14.696   |
| Dry Bulb Temp                                                               | 75.0     |
| Wet Bulb Temp                                                               | 62.54    |
| Relative Humidity                                                           | 50.004   |
| Humidity Ratio <input type="radio"/> gr <input checked="" type="radio"/> lb | 0.00928  |
| Specific Volume                                                             | 13.6748  |
| Enthalpy                                                                    | 28.1500  |
| Dew Point Temp                                                              | 55.128   |
| Density                                                                     | 0.073812 |
| Vapor Pressure                                                              | 0.43794  |
| Abs. Humidity <input type="radio"/> gr <input checked="" type="radio"/> lb  | 0.00068  |
| Parts Per Million by Weight                                                 | 9,275    |
| Parts Per Million by Volume                                                 | 14,912   |

# Psychrometric Chart

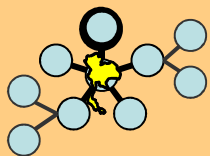




## การคำนวณ EER ของ FCU,AHU

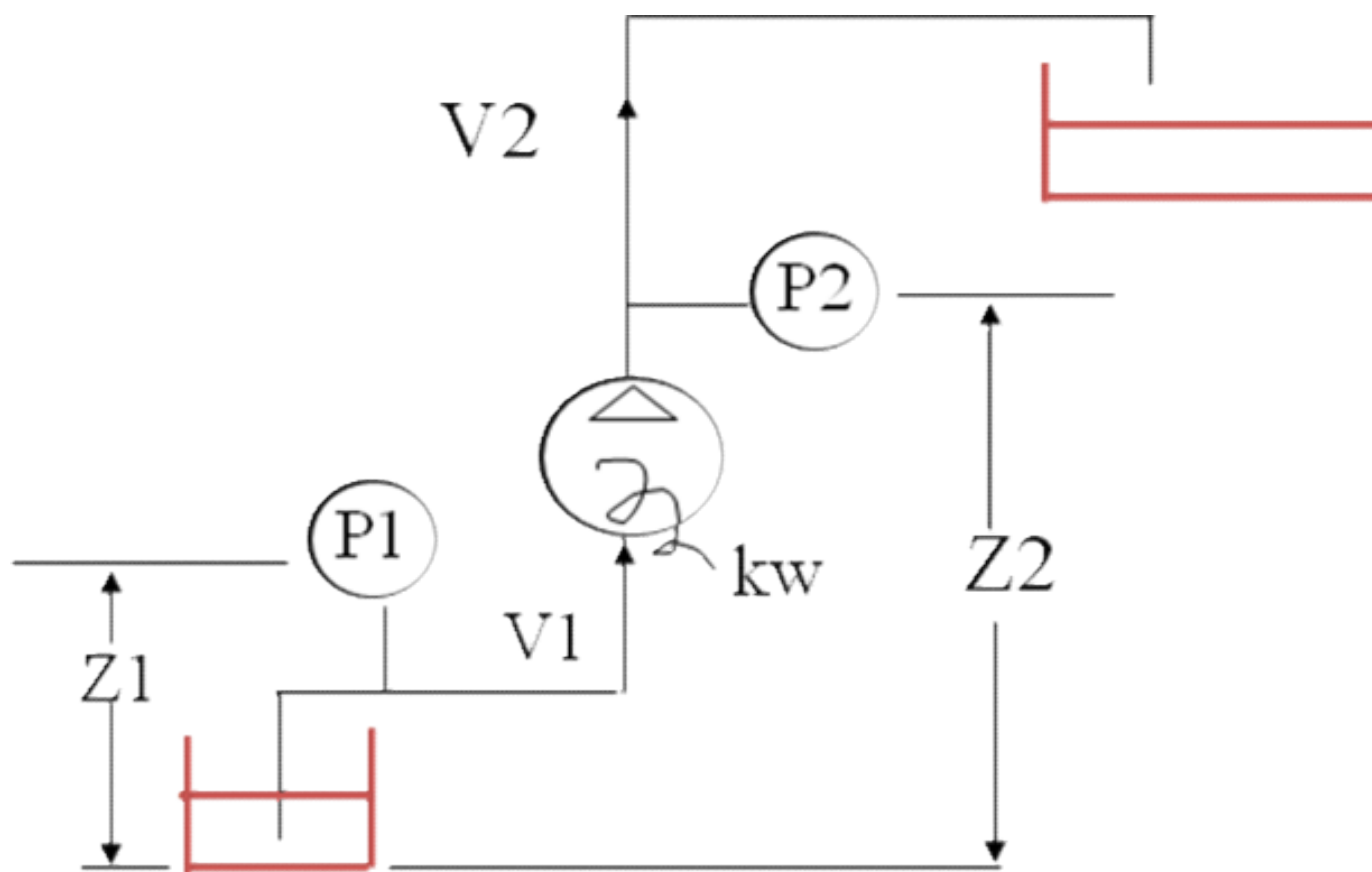
หลังล้างแผ่นกรอง

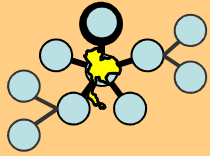
| รายการ                     | สูตร        | หน่วย       | ค่าคำนวณ |        |
|----------------------------|-------------|-------------|----------|--------|
|                            |             |             | ก่อน     | หลัง   |
| เอนทัลปีของลมกลับ ,        | $H_1$       | kJ/kg,da    | 58.14    | 52.97  |
| เอนทัลปีของลมจ่าย          | $H_2$       | kJ/kg,da    | 47.06    | 39.36  |
| พื้นที่หน้าตัดช่องลมกลับ   | $A = W * H$ | m           | 2.82     | 2.82   |
| ปริมาณลมเย็นผ่านคอยล์      | $Q = V * A$ | $m^3/s$     | 5.64     | 11.28  |
| ปริมาตรจำเพาะของลมกลับ     | $v$         | $m^3/kg.da$ | 0.86     | 0.86   |
| ขนาดทำความเย็น             | $q$         | kW          | 72.52    | 178.75 |
| กำลังไฟฟ้าเครื่องส่งลมเย็น | $P$         | kW          | 8.00     | 9.80   |
| EER ของเครื่องส่งลมเย็น    | $EER = q/P$ | w/w         | 9.07     | 18.24  |



# การตรวจสอบสมรรถนะปั้มน้ำ

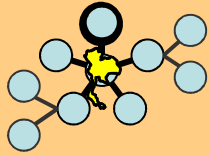
ไดอะแกรมแสดงตำแหน่งตรวจวัดปั้มน้ำ





## การตรวจวัดประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำ (Inverter)

| ตัวแปร                         | สัญลักษณ์  | ก่อน   | หลัง   | หน่วย   |
|--------------------------------|------------|--------|--------|---------|
| สถานะการเปิดวาล์ว              | %          | 100    | 100    | %       |
| กำลังไฟฟ้าด้านเข้ามอเตอร์      | $W_{in,m}$ | 8.7    | 3.7    | kW      |
| ความถี่ไฟฟ้าด้านเข้ามอเตอร์    | $W_{CT}$   | 50     | 38     | kW      |
| ความดันด้านดูด                 | $P_1$      | 7      | 7.2    | psi     |
| ความดันด้านจ่าย                | $P_2$      | 34     | 30     | psi     |
| อัตราไหล                       | $Q$        | 0.0151 | 0.0114 | $m^3/s$ |
| ขนาดท่อด้านดูด                 | $D_1$      | 2.5    | 2.5    | in      |
| ขนาดท่อด้านจ่าย                | $D_2$      | 2.5    | 2.5    | in      |
| ผลต่างของความสูงด้านจ่ายและดูด | $Z_2-Z_1$  | 0.7    | 0.7    | m       |
| ประสิทธิภาพมอเตอร์             | $\eta_m$   | 0.85   | 0.85   |         |

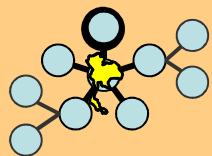


# การคำนวณประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำ

| ตัวแปร                          | สัญลักษณ์       | สูตร                                                                              | ก่อน   | หลัง   | หน่วย |
|---------------------------------|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------------|--------|--------|-------|
| ความเร็วด้านดูด                 | $V_1$           | $V_1 = Q/(\pi D_1^2/4)$                                                           | 4.77   | 3.72   | m/s   |
| ความเร็วด้านจ่าย                | $V_2$           | $V_2 = Q/(\pi D_2^2/4)$                                                           | 4.92   | 3.72   | m/s   |
| ความดันตกคร่อมเครื่องสูบน้ำ     |                 | $\Delta P_P = (P_2 - P_1)$                                                        | 186165 | 157206 | Pa    |
| ความดันตกคร่อมจากความเร็ว       |                 | $\Delta P_V = 0.5 \rho (V_2^2 - V_1^2)$                                           | 745    | 0      | Pa    |
| ความดันตกคร่อมจากระดับความสูง   |                 | $\Delta P_Z = \rho g (Z_2 - Z_1)$                                                 | 6867   | 6867   | Pa    |
| ความดันตกคร่อมเทียบเท่า         | $\Delta P_{eq}$ | $\Delta P_{eq} = (P_2 - P_1) + (0.5 \rho (V_2^2 - V_1^2)) + (\rho g (Z_2 - Z_1))$ | 193777 | 164073 | Pa    |
| กำลังงานน้ำด้านออกเครื่องสูบน้ำ | $W_{out,p}$     | $W_{out,p} = Q \Delta P_{eq}$                                                     | 2.93   | 1.87   | kW    |
| กำลังงานกลด้านเข้าเครื่องสูบน้ำ | $W_{in,p}$      | $W_{in,p} = \eta_m W_{in,m}$                                                      | 7.40   | 3.15   | kW    |
| ประสิทธิภาพเครื่องสูบน้ำ        | $\eta_p$        | $\eta_p = W_{out,p} / W_{in,p}$                                                   | 39.6   | 59.5   | %     |

## 4. Cooling Load of Air Condition





# Cooling Load of Air Condition

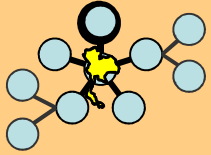
## Design Conditions

### อากาศภายนอกอาคาร

|                   |                                             |
|-------------------|---------------------------------------------|
| อุณหภูมิ กระจกเงา | 95 °F (35°C)                                |
| อุณหภูมิ กระจกเงา | 78 °F (25.6°C)                              |
| ความชื้นสัมพัทธ์  | 47%                                         |
| Humidity Ratio    | 0.01686 lbs <sub>w</sub> /lbs <sub>da</sub> |

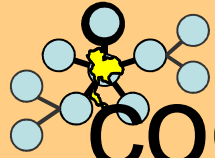
### อากาศภายในอาคาร

|                   |                                             |
|-------------------|---------------------------------------------|
| อุณหภูมิ กระจกเงา | 77 °F (25°C)                                |
| อุณหภูมิ กระจกเงา | 65.6 °F (18.7°C)                            |
| ความชื้นสัมพัทธ์  | 55%                                         |
| Humidity Ratio    | 0.01093 lbs <sub>w</sub> /lbs <sub>da</sub> |



# Cooling Load

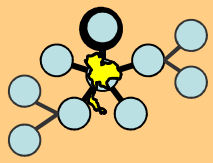
1. Sensible Heat Gain through
  - building envelope
  - glass window
  - Partition to unconditioned space
  - Exposed floor
2. Infiltration and Ventilation both sensible and latent heat
3. Internal load
  - Peoples and occupancy ; sensible and latent
  - Appliances : sensible
  - Lights : sensible



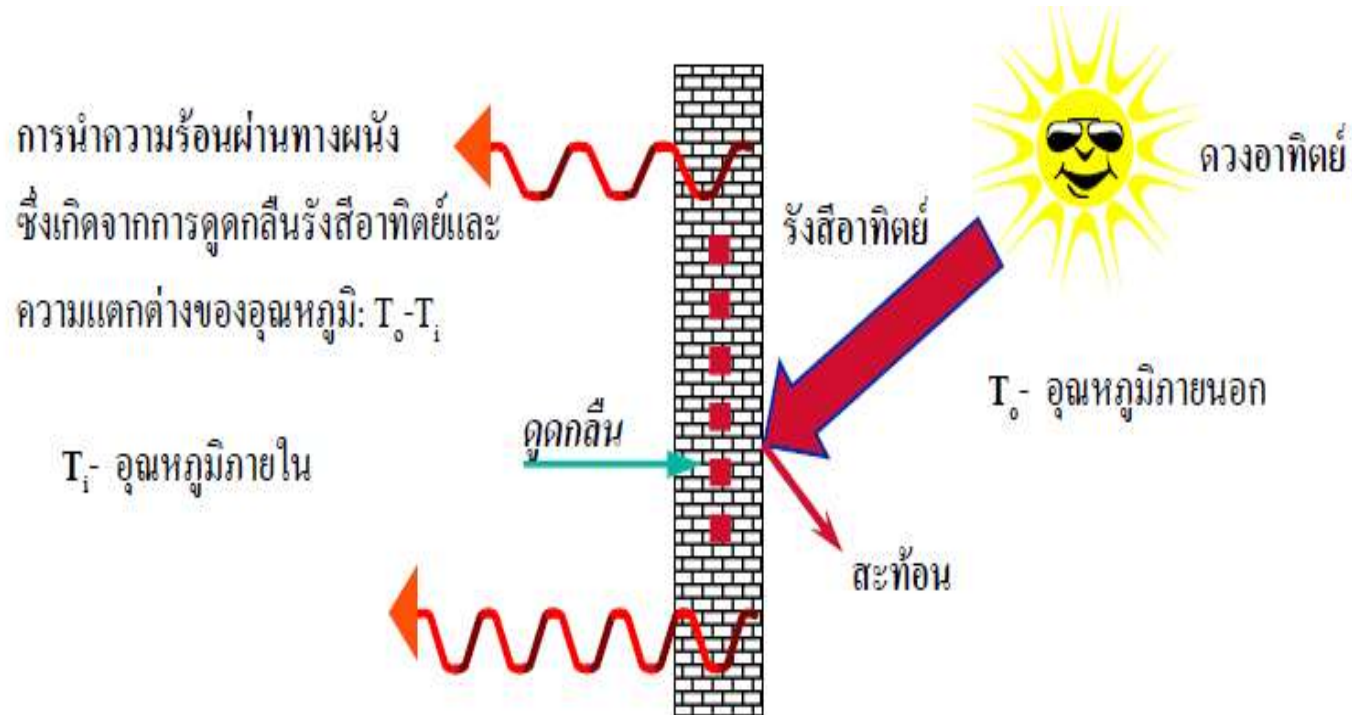
# cooling load calculation method

Heat gain through building envelope : **walls, doors, roofs, and windows (only window conduction)**

1. cooling load temperature difference method ,CLTD
2. transfer function method and
3. Sol-air temperature method



# Cooling Load Temperature Difference, CLTD

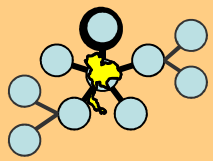


$$Q = U \cdot A \cdot \text{CLTD}$$

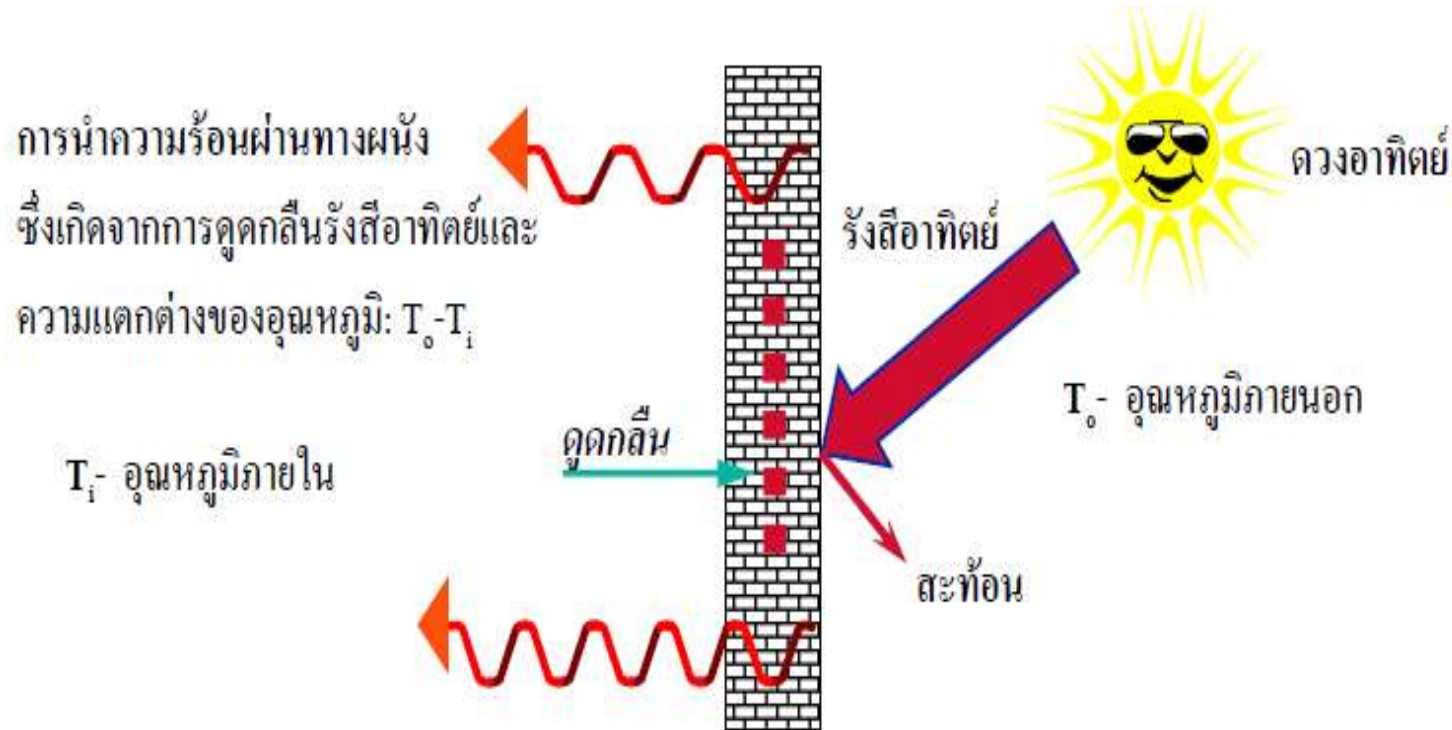
CLTD equivalent temperature difference , °F

U= over all heat transfer BTU\HR

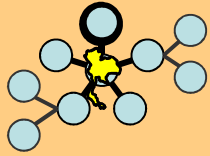
A=Area ft<sup>2</sup>



# Cooling Load Temperature Difference, CLTD



CLTD is a function of variables include, building material of the envelope, thicknesses of the building materials, day of the year, time of day, orientation of the surface (e.g. wall or roof, 90 degrees or 180), and wall face orientation (cardinal directions, i.e. N, NW, S, SE, etc.)

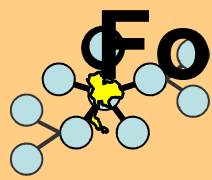


# Heat Gain Through Roof

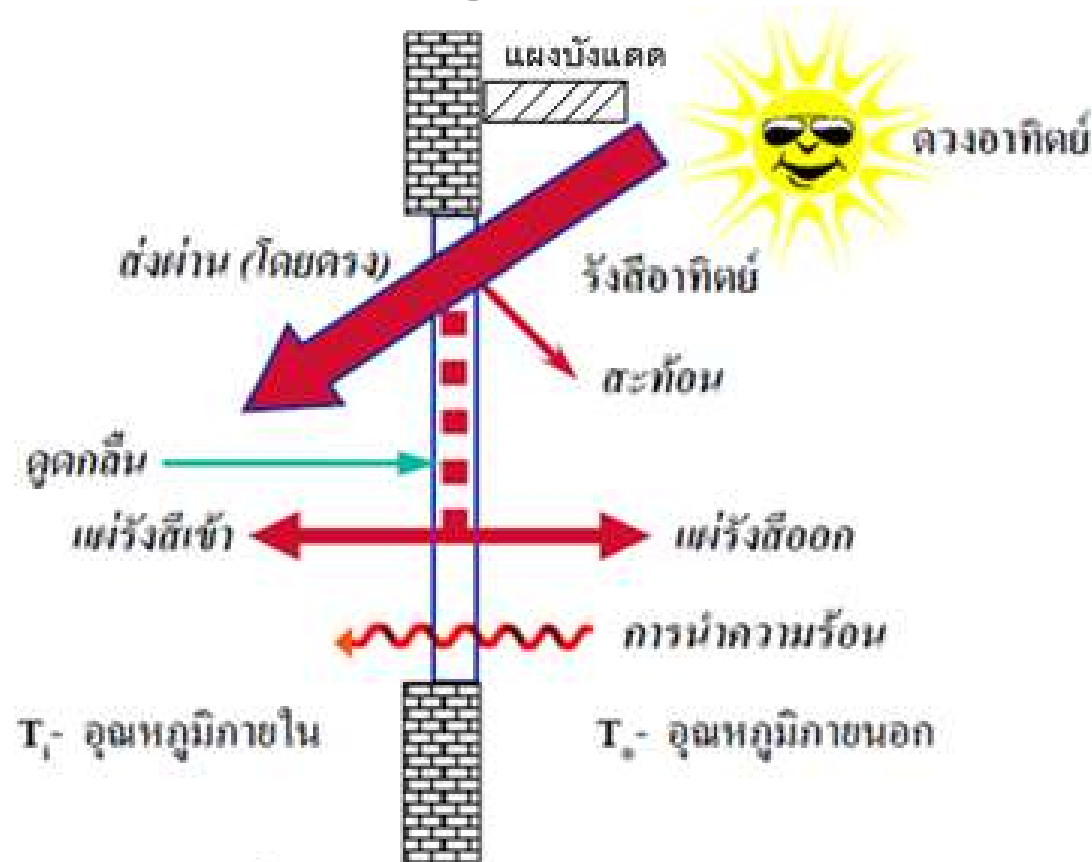
$$q = A.U.CLTD$$

| ทิศ   | ผนัง/หลังคา | มุมเอียง<br>องศา | พื้นที่หลังคา<br>m <sup>2</sup> | U<br>W/m <sup>2</sup> K | DSH<br>kJ/m <sup>3</sup> .K | CLTD<br>K | RTTV<br>W/m <sup>2</sup> |
|-------|-------------|------------------|---------------------------------|-------------------------|-----------------------------|-----------|--------------------------|
| ระนาบ | หลังคา      | หลังคา 1         | 372                             | 1.27                    | 278                         | 17.3      | 21.97                    |
|       |             | หลังคา 2         | 220                             | 1.23                    | 345                         | 16.5      | 20.30                    |

CLTD for glass window = 5



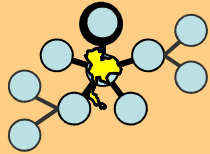
# For hourly solar heat gains through windows and glazed surfaces



$$q = SCL.A.SC$$

SC= shading coefficient

SCL= solar cooling load factor



## For hourly solar heat gains through windows and glazed surfaces

$$Q = SHGF_{\max} \cdot CLF \cdot SC \cdot A$$

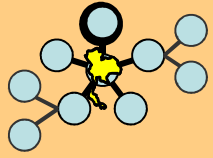
$Q$  = cooling load for reference glazing system, Btu/h;

$SHGF_{\max}$  = maximum solar heat gain factor, Btu/h;

$CLF$  = cooling load factor, ratio cooling load to maximum solar heat gain; derived for each hour the day

$SC$  = shading coefficient solar heat gain of fenestration system  
solar heat gain of reference glass

$A$  = area of fenestration, ft



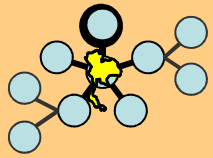
## For hourly heat gains due to people, equipment , and lighting

$$Q = Q_s * CLF + Q_l$$

CLF= cooling load factor This coefficient accounts for the time lag between the outdoor and indoor **temperature** peaks.

$Q_s$  sensible heat gain ,Btu/h

$Q_l$  latent heat gain , Btu/h



# Heat gain due to Infiltration and Ventilation

Total heat

$$q = 4.5 \text{ CFM}(h_3 - h_4) \text{ Btu/h}$$

Sensible heat

$$q = 1.08 \text{ CFM}(T_3 - T_4) \text{ Btu/h}$$

Latent heat

$$q = 0.69 \text{ CFM}(w_3 - w_4) \text{ Btu/h}$$

# Thermal Comfort

## Environment

1. Air temperature ,  $T_a$
2. Air Relative Humidity
3. Air Velocity
4. Mean Radiant Temperature ,  $T_r$

## People

1. Metabolic rate depend on activity
2. Clothing

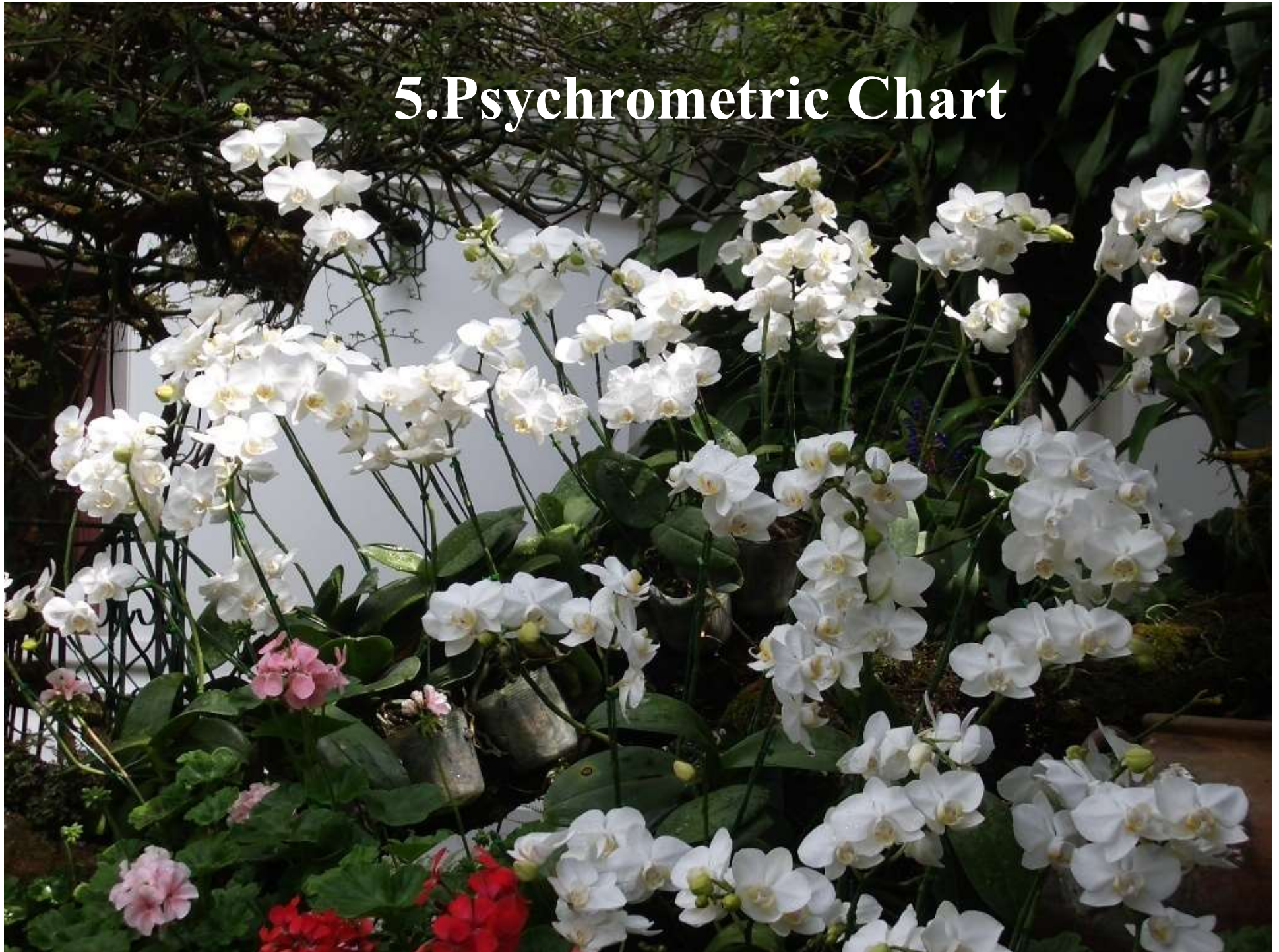
## ASHRAE comfort range

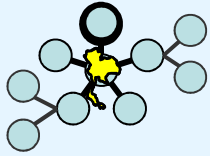
Temperature .  $T_o$  : 21-28°C

Humidity : 10-80 %RH

Operative Temperature ,  $T_o$  – combine air temperature and mean radiant temperature

## 5. Psychrometric Chart





# Psychrometric Chart

## Moist Air Properties Based on Dry Air Mass



ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

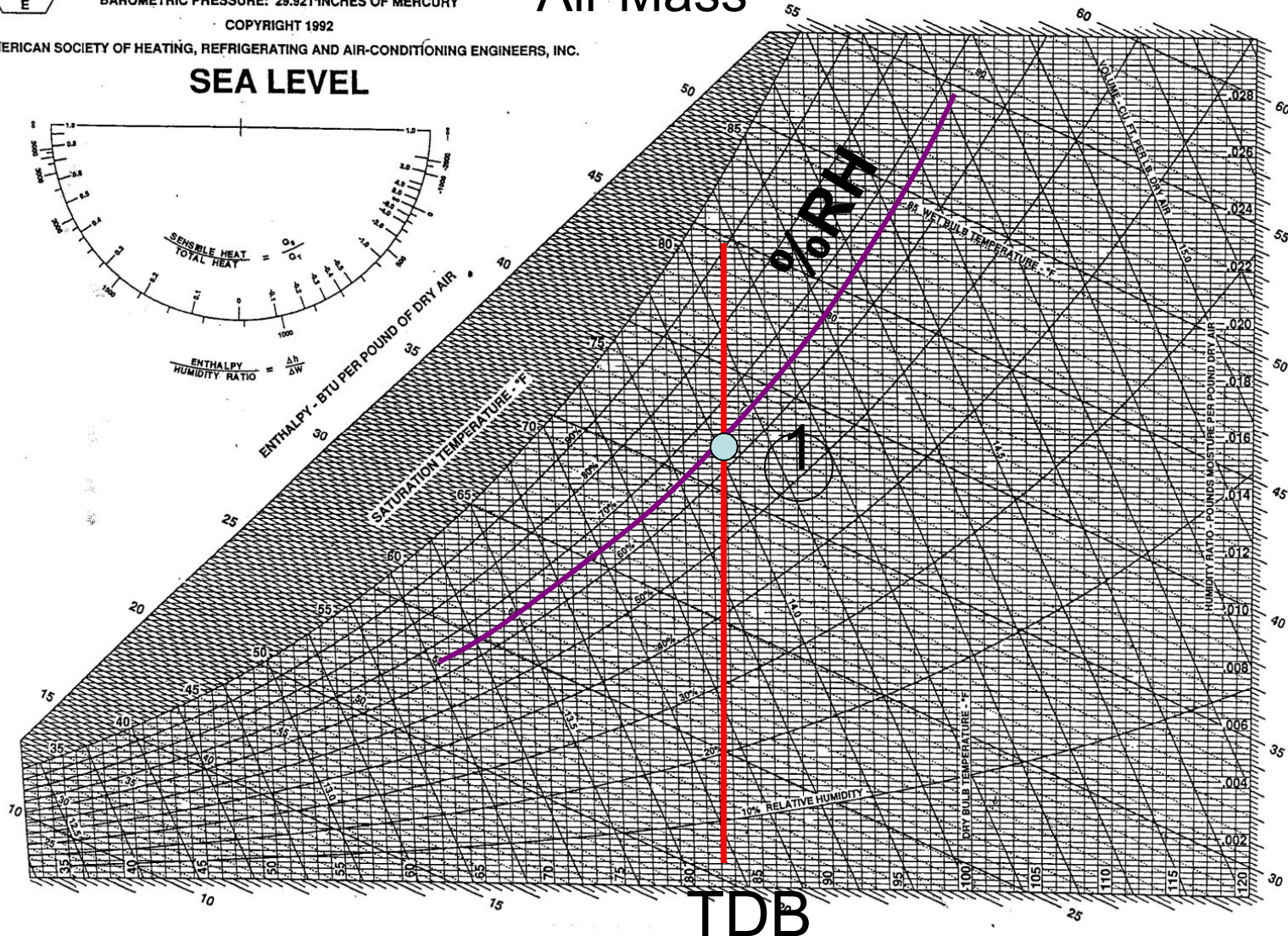
NORMAL TEMPERATURE

BAROMETRIC PRESSURE: 29.921 INCHES OF MERCURY

COPYRIGHT 1992

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

SEA LEVEL



# Psychrometric Calculator

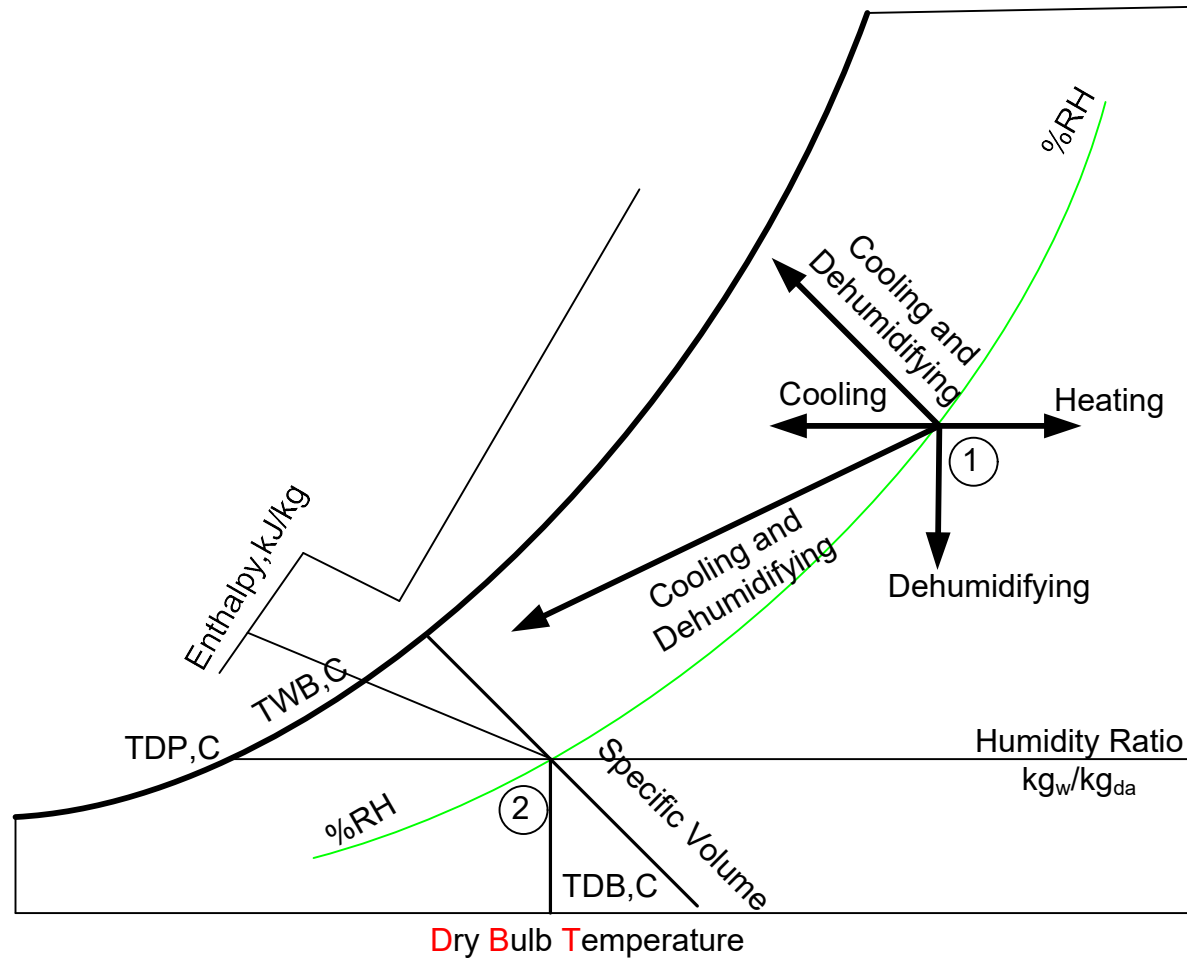
Psychrome... [Icons] IP SI

|                             |          |
|-----------------------------|----------|
| Altitude                    | 0.0      |
| Barometric Pressure         | 760.001  |
| Atmospheric Pressure        | 101.325  |
| Dry Bulb Temp               | 25       |
| Wet Bulb Temp               | 17.8792  |
| Relative Humidity           | 50       |
| Humidity Ratio              | 9.923043 |
| Specific Volume             | 0.857765 |
| Enthalpy                    | 50.39883 |
| Dew Point Temp              | 13.8674  |
| Density                     | 1.177505 |
| Vapor Pressure              | 11.8882  |
| Abs. Humidity               | 11.56849 |
| Parts Per Million by Weight | 9,923    |
| Parts Per Million by Volume | 15,953   |

Psychrome... [Icons] IP SI

|                                                                             |          |
|-----------------------------------------------------------------------------|----------|
| Altitude                                                                    | 0        |
| Barometric Pressure                                                         | 29.921   |
| Atmospheric Pressure                                                        | 14.696   |
| Dry Bulb Temp                                                               | 75.0     |
| Wet Bulb Temp                                                               | 62.54    |
| Relative Humidity                                                           | 50.004   |
| Humidity Ratio <input type="radio"/> gr <input checked="" type="radio"/> lb | 0.00928  |
| Specific Volume                                                             | 13.6748  |
| Enthalpy                                                                    | 28.1500  |
| Dew Point Temp                                                              | 55.128   |
| Density                                                                     | 0.073812 |
| Vapor Pressure                                                              | 0.43794  |
| Abs. Humidity <input type="radio"/> gr <input checked="" type="radio"/> lb  | 0.00068  |
| Parts Per Million by Weight                                                 | 9,275    |
| Parts Per Million by Volume                                                 | 14,912   |

# Process on Psychrometric Chart

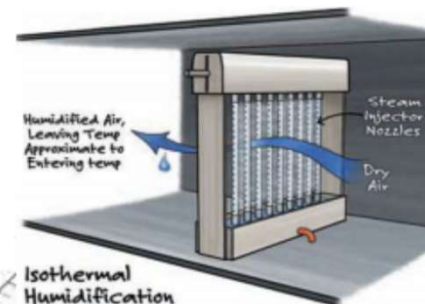


# Psychrometric Process

## Steam Injector



## Water Spray



Isothermal Humidification

Isothermal humidification

Adiabatic humidification

Heating and humidifying

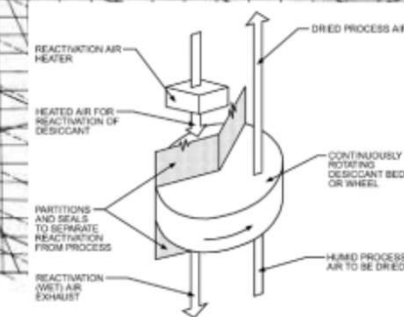
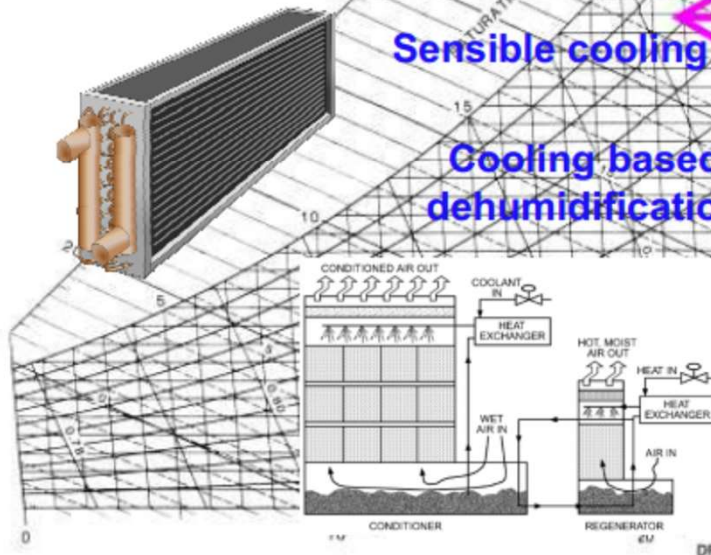
Sensible cooling

Sensible heating

Cooling based dehumidification

Solid desiccant dehumidification

Liquid desiccant dehumidification



DRY-BULB TEMPERATURE, °C

# Adiabatic Mixing of two Moist Air streams

Energy Balance :  $m_{da1}h_1 + m_{da2}h_2 = m_{da3}h_3$

Mass Balance :  $m_{da1} + m_{da2} = m_{da3}$

Water Balance :  $m_{da1}W_1 + m_{da2}W_2 = m_{da3}W_3$

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{m_{da1}}{m_{da2}}$$

$$\frac{Line32}{Line31} = \frac{m_{da1}}{m_{da2}} \quad \text{or} \quad \frac{Line13}{Line12} = \frac{m_{da2}}{m_{da3}}$$

$$T_3 = T_1 + \frac{m_{da2}}{m_{da3}} (T_2 - T_1) \quad h_3 = h_1 + \frac{m_{da2}}{m_{da3}} (h_2 - h_1)$$

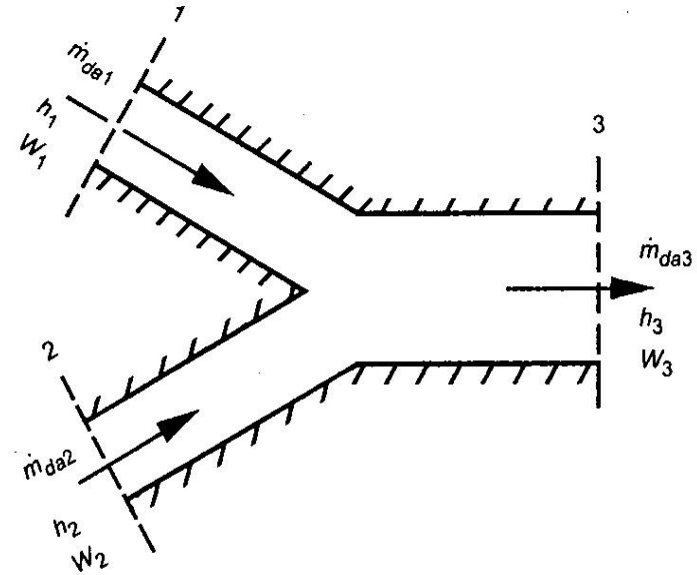


Fig. 6 Adiabatic Mixing of Two Moist Airstreams

# Adiabatic Mixing Process

State1: Outside Air 4 °C Tdb, 2 °C Twb and  $m_1 = 2.535$  kg.da/s

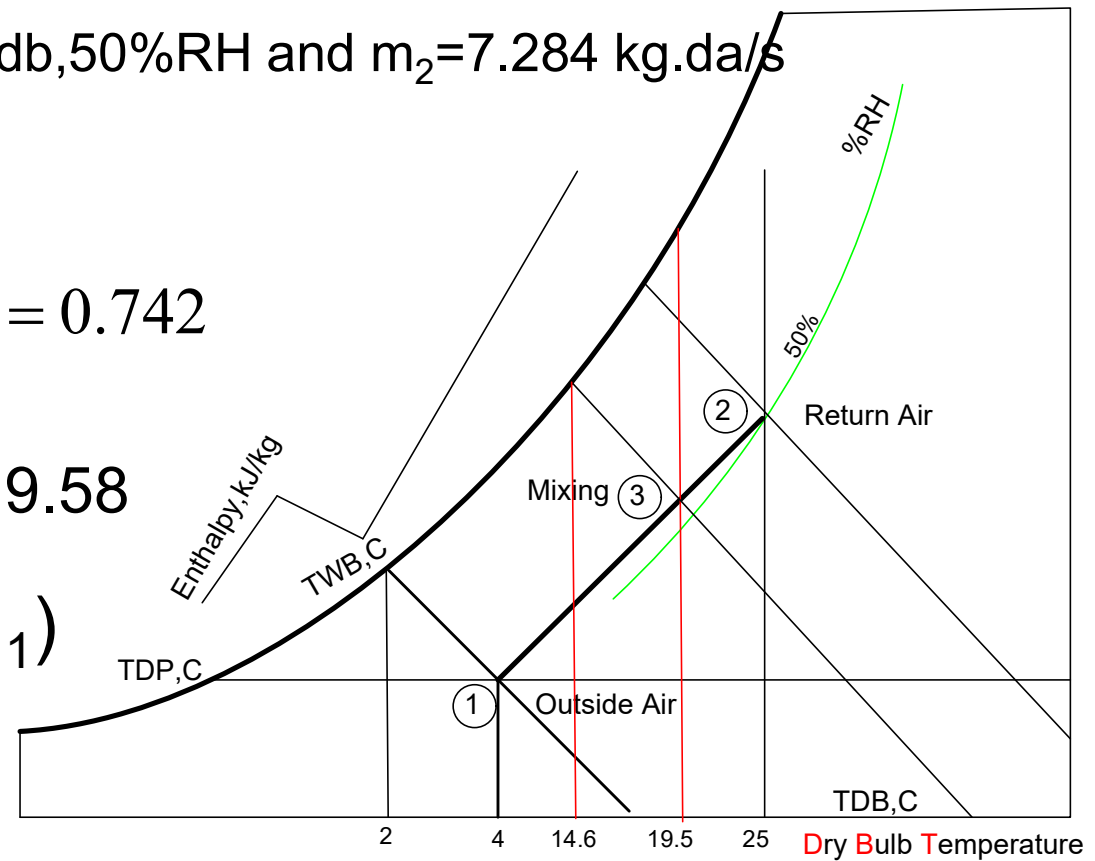
State2: Return Air 25 °C Tdb, 50% RH and  $m_2 = 7.284$  kg.da/s

State3: ?

$$\frac{\text{Line 13}}{\text{Line 12}} = \frac{m_{da2}}{m_{da3}} = \frac{7.284}{9.819} = 0.742$$

$$T_3 = 4 + 0.742 (25 - 4) = 19.58$$

$$h_3 = h_1 + 0.742(h_2 - h_1)$$



# Cooling Moist Air Device Through Refrigerant Cooling Coil

Energy Balance

$$\dot{m}_{da}^o h_1 = \dot{m}_{da}^o h_2 + q_{12} + \dot{m}_w^c$$

Mass Balance

$$\dot{m}_{da}^o w_1 = \dot{m}_{da}^o w_2 + \dot{m}_w^o$$

$$q_{12} = \dot{m}_{da}^o [(h_1 - h_2) - (w_1 - w_2)h_{w2}]$$

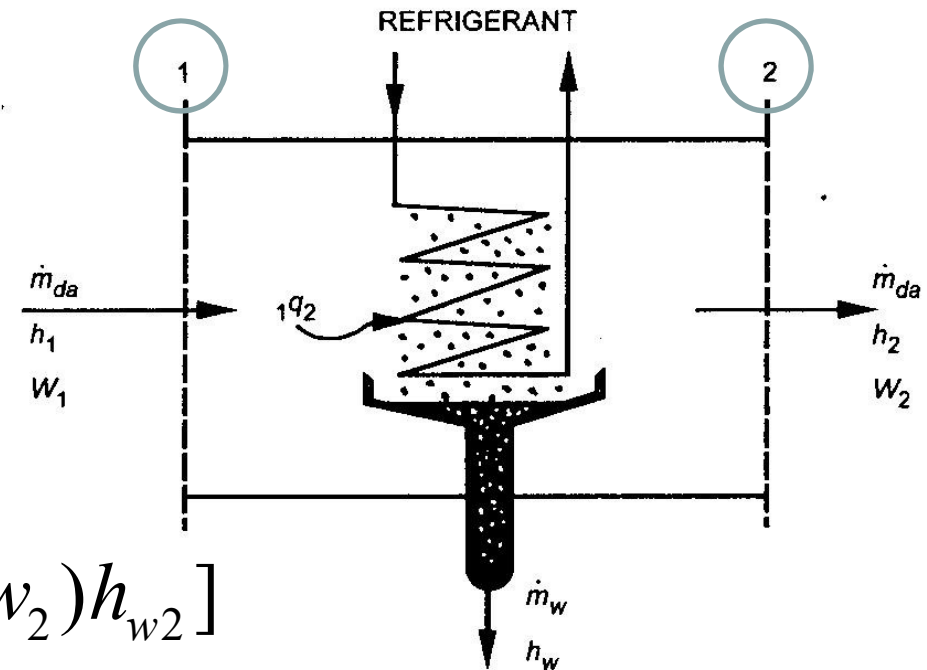


Fig. 4 Schematic of Device for Cooling Moist Air

Sensible heat  $q_{12}$  = Total heat – Latent heat

$$\dot{m}_{da}^o = \frac{Q^o}{v}$$

# Cooling & Dehumidifying Process

## Through Refrigerant Cooling Coil

$$q_{12} = m_{da}^o [(h_1 - h_2) - (w_1 - w_2)h_{w2}]$$

$$q_{12} = 5.7[(64.3 - 29.5) - (.0133 - .00766)42.1]$$

$$q_{12} = 198.36 - 1.36 = 1.97$$

Sensible Heat = 197 kW

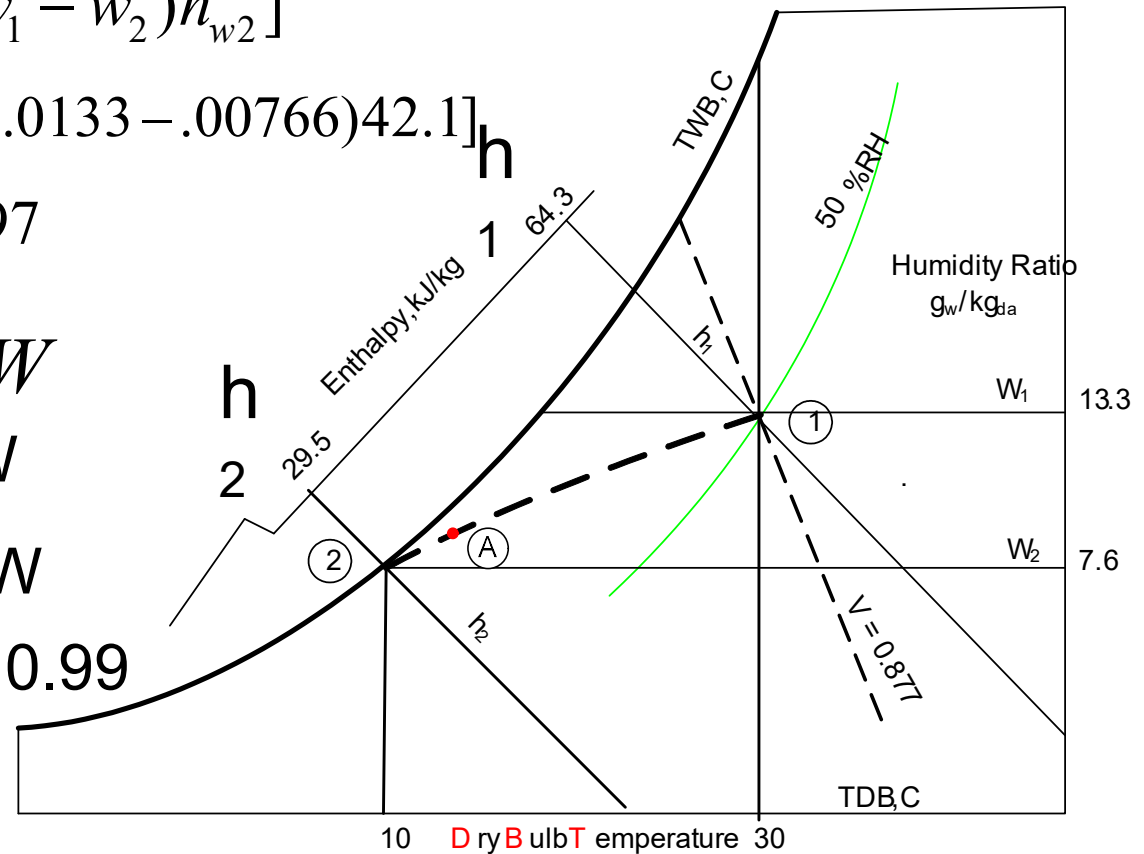
Total Heat = 198.36 kW

Latent Heat = 1.36 kW

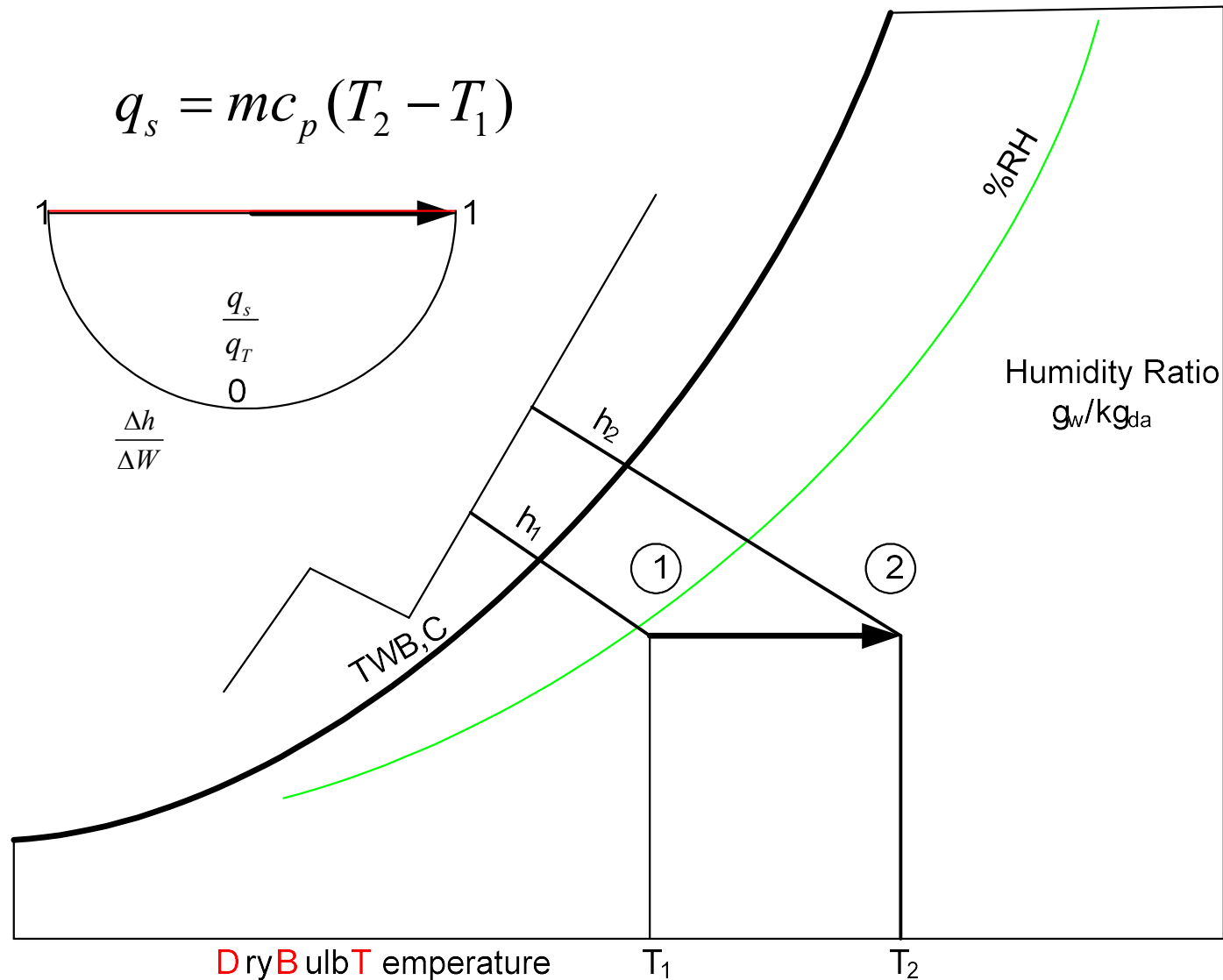
Sensible Heat Ratio = 0.99

$$Q_1^o = 5 \text{ m}^3/\text{s}$$

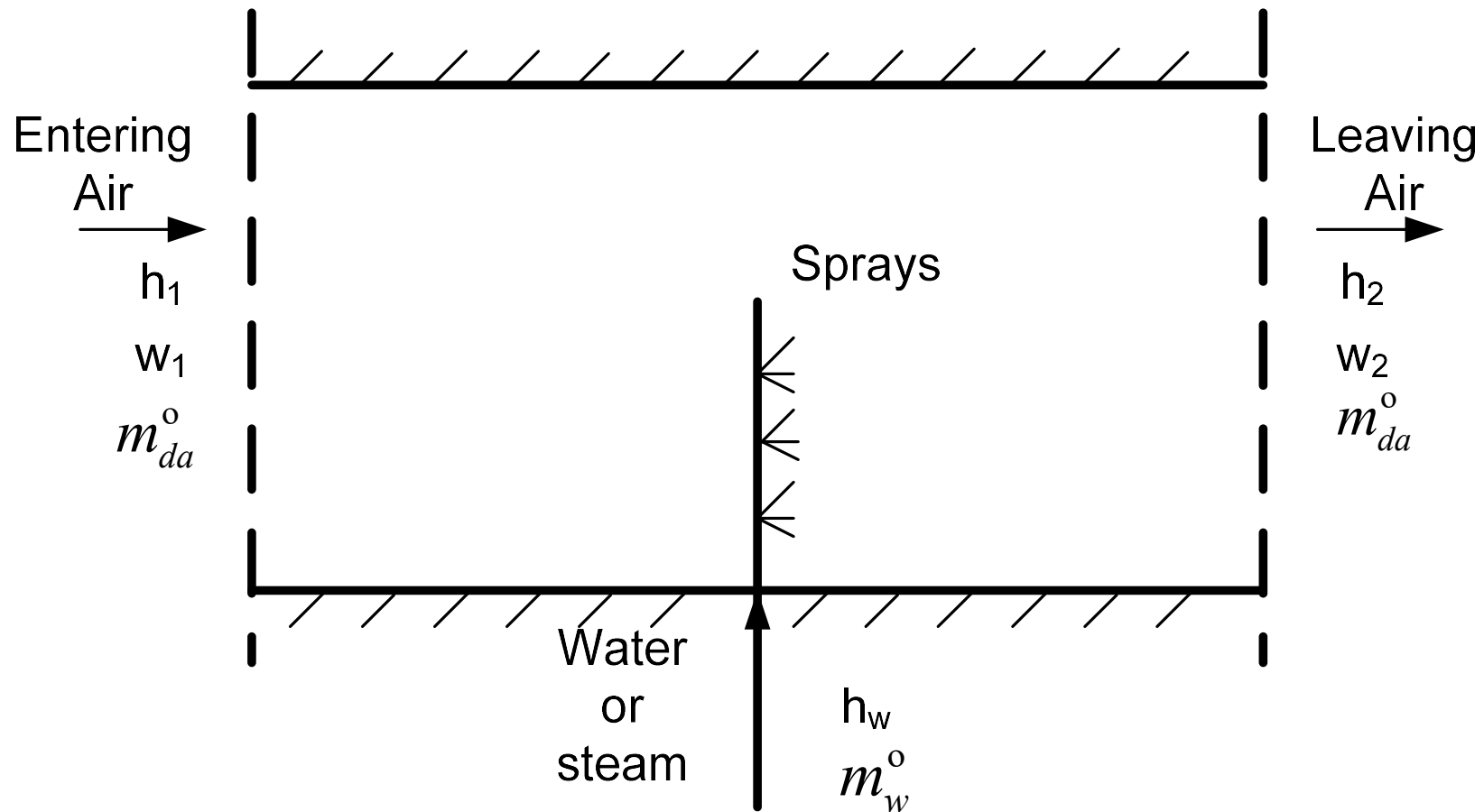
$$m_{da}^o = \frac{5}{0.877} = 5.7 \text{ kg/s}$$



# Heating Process Through Electric Heater



# Adiabatic Mixing of Water Injected into Moist Air



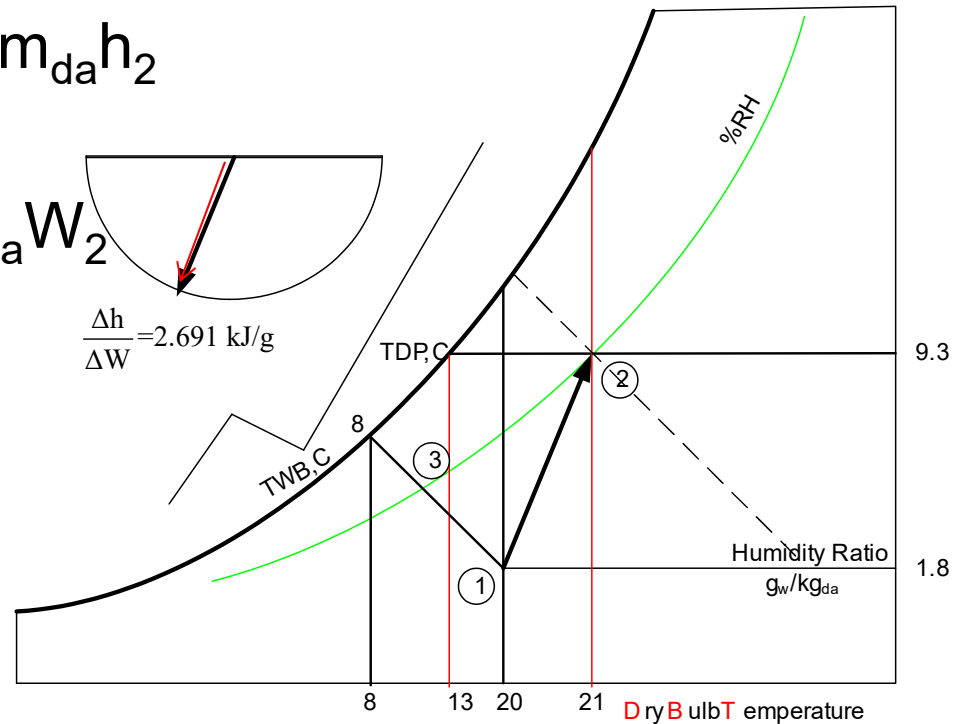
# Adiabatic Mixing of Steam Injected into Moist Air

Energy Balance :  $m_{da}h_1 + m_w h_w = m_{da}h_2$

Water Balance :  $m_{da}W_1 + m_w = m_{da}W_2$

$$\frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1} = \frac{\Delta h}{\Delta W} = h_w$$

$$h_2 = h_1 + (W_2 - W_1)h_w$$

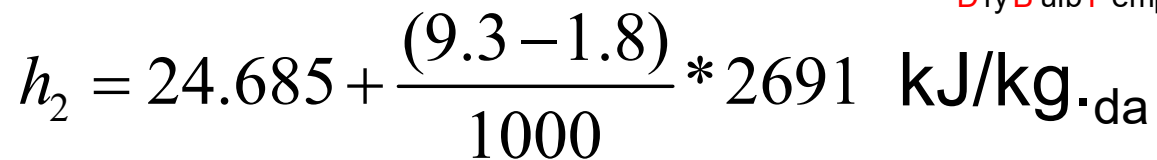


State1: 20°C T<sub>db</sub>, 8°C T<sub>wb</sub> 2 kg<sub>da</sub>/s

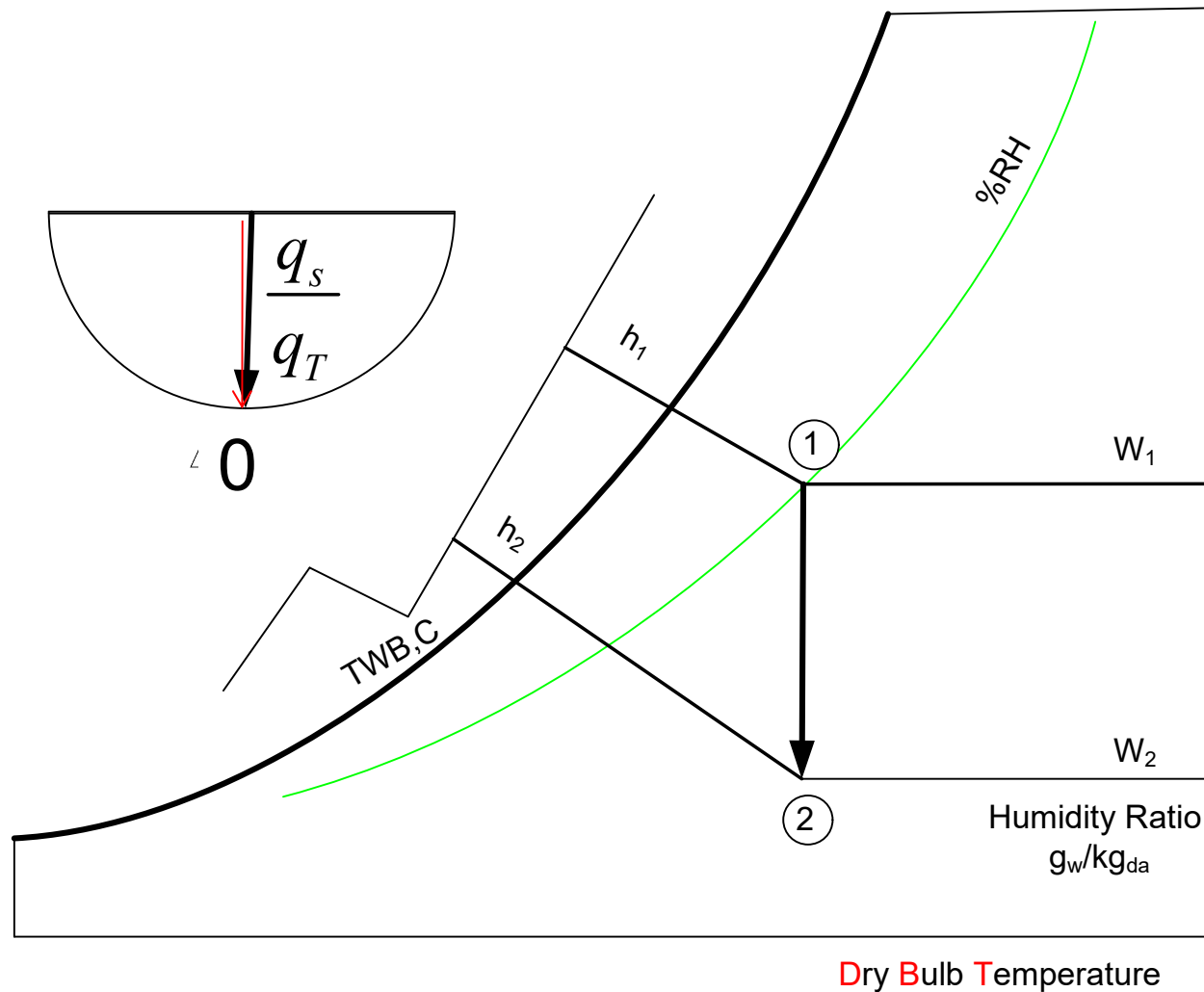
**Steam** inject 110°C  $h_w = h_g = 2691 \text{ kJ/kg} = 2.691 \text{ kJ/g}$

State2: 13°C T<sub>dp</sub> T<sub>db</sub>=? **21°C**

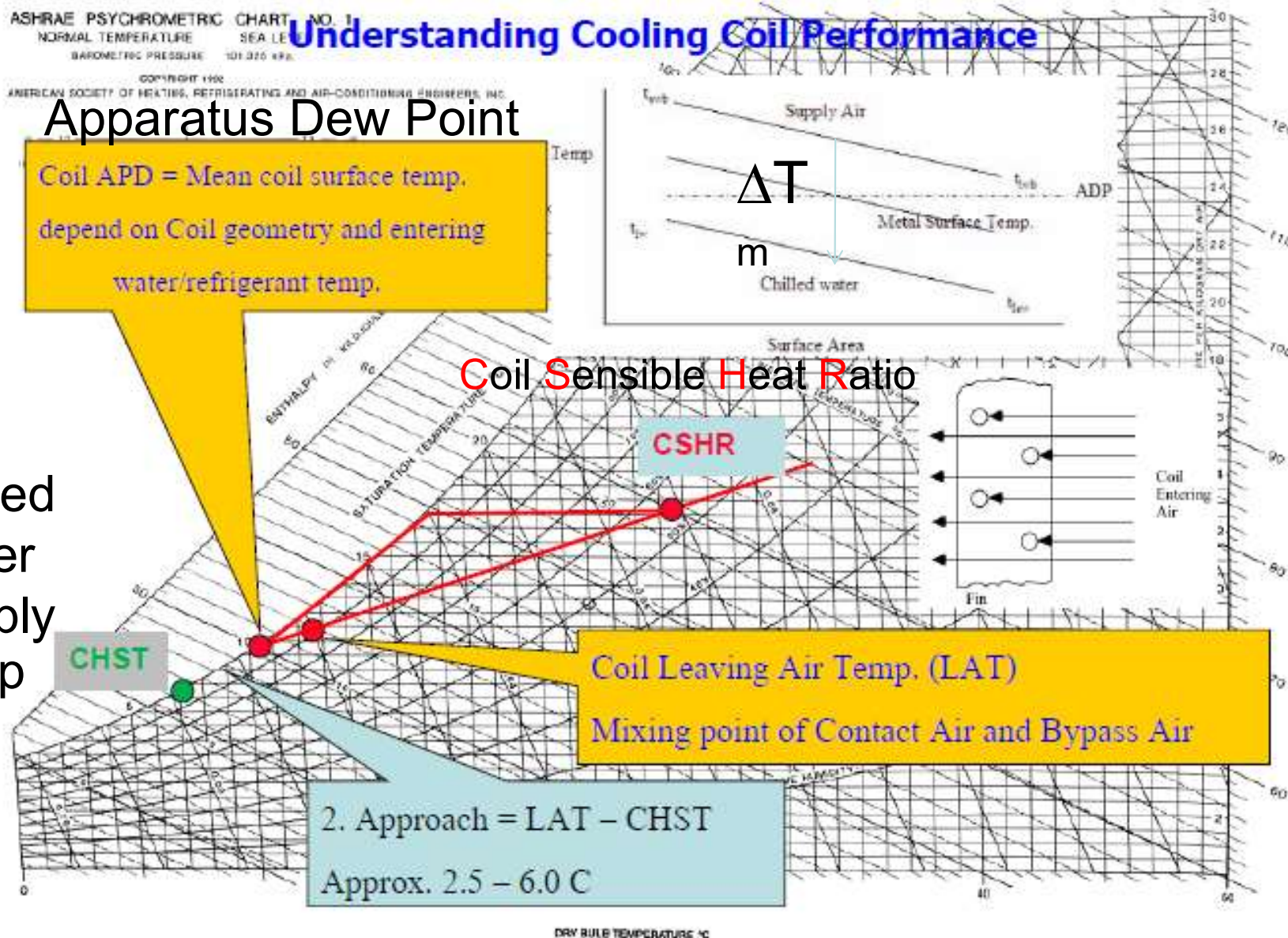
Steam inject 110°C hg=2691 kJ/kg



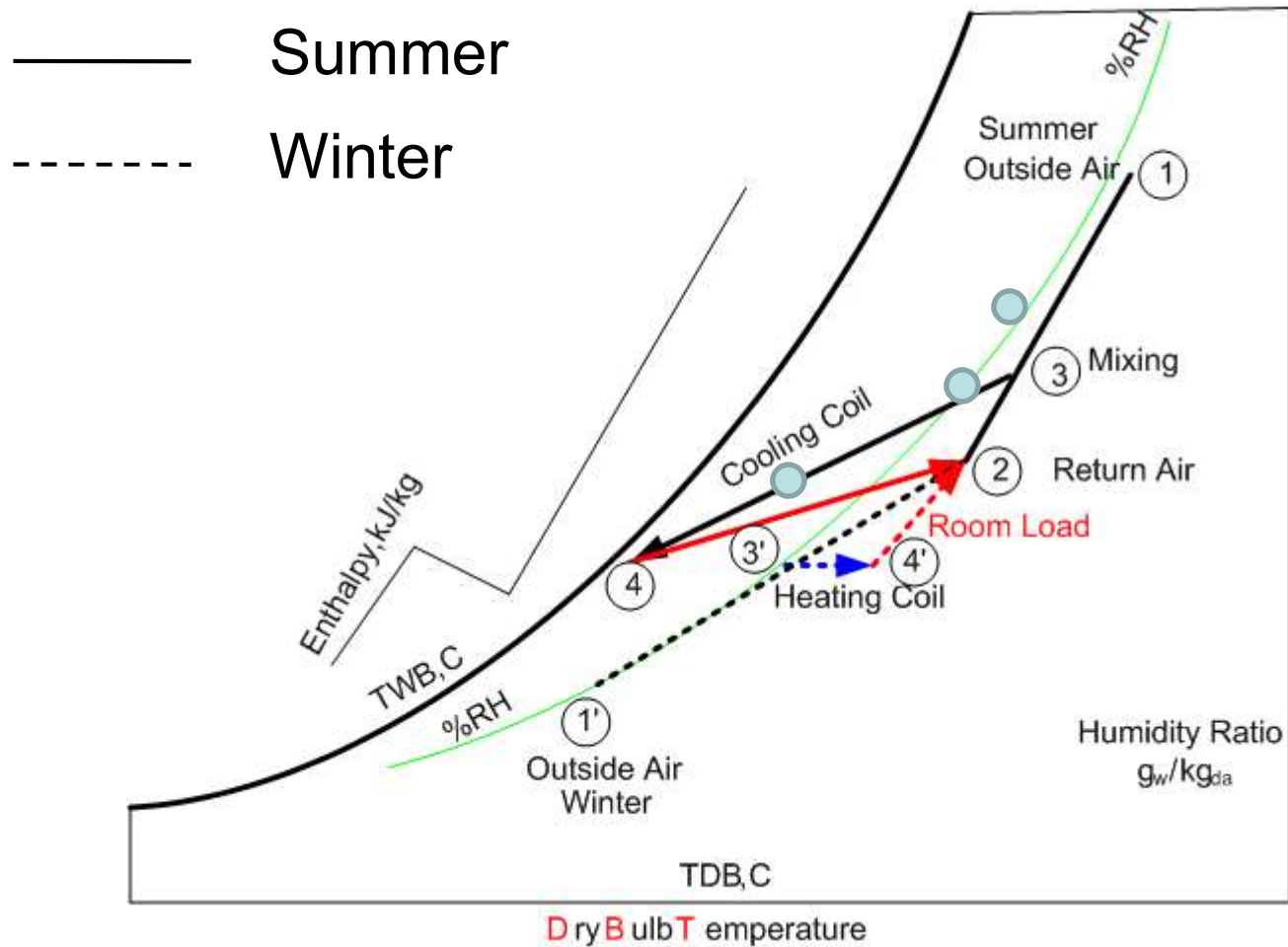
# Dehumidifying Process Through Adsorption Material



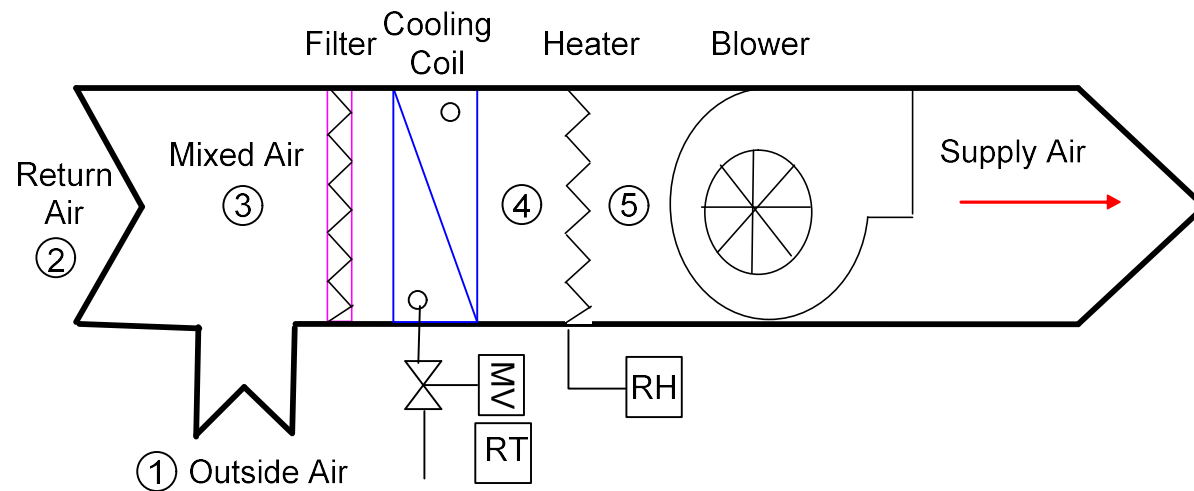
# Cooling Coil Performance



# Cooling & Heating Process for Summer/Winter



# Temperature and Humidity Control with **Reheat** Heater



Control Temperature by Temperature Sensor and Cooling Coil

Control Humidity by Humidity Sensor and Electric Heater (**Reheat**)

# Temp.& Humi. Control with Reheat

Line 5-2 Room Total Cooling Load

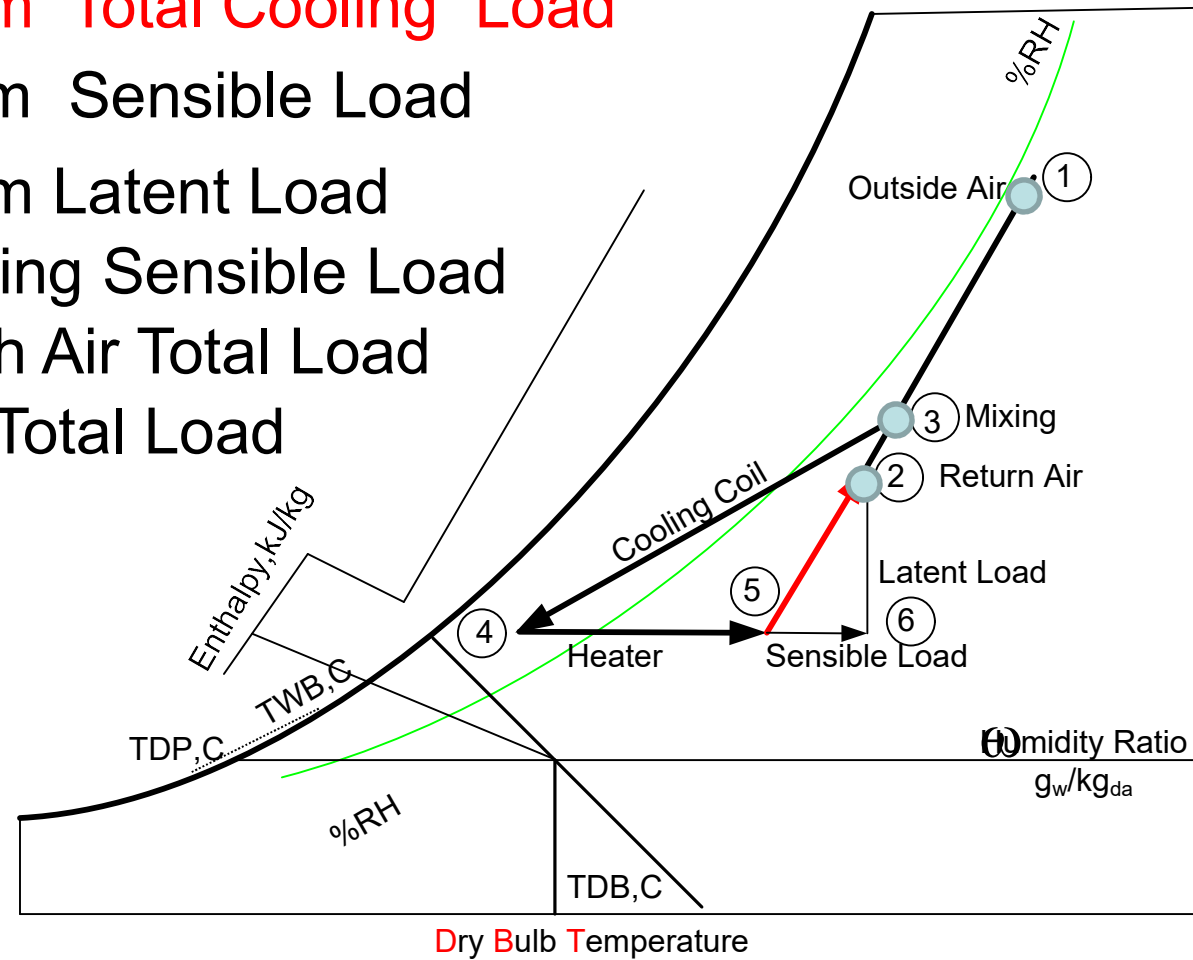
Line 5-6 Room Sensible Load

Line 6-2 Room Latent Load

Line 4-5 Heating Sensible Load

Line 2-3 Fresh Air Total Load

Line 3-4 Coil Total Load



# State & Process Calculation

| State        | Air Flow<br>cfm | Dry Bulb<br>Temp °F | Wet Bulb<br>Temp °F | Rel Humidity<br>%RH | Humidity Ratio,W<br>lb.w /lb .da | Specific Vol<br>ft³/lb.da | Enthalpy<br>Btu/lb.da | Dew Point<br>Temp °F | Density<br>lb .ma/ft³ |
|--------------|-----------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------------------|---------------------------|-----------------------|----------------------|-----------------------|
| OSA 1        | 400             | 95                  | 87                  | 47.294              | 0.01686                          | 14.3564                   | 41.3955               | 71.8                 | 0.07085               |
| Return air 2 | 3600            | 75                  | 62.539              | 50                  | 0.00927                          | 13.6748                   | 28.1492               | 55.125               | 0.073812              |
| Mix air 3    | 4000            | 77                  | 64.35               | 55                  | 0.01004                          | 13.7425                   | 29.47383              | 57.276               | 0.073505              |
| Coil LA 4    | 4000            | 55                  | 54.173              | 95                  | 0.00876                          | 13.1528                   | 22.7122               | 53.596               | 0.076703              |
| Reheat LA 5  | 4000            | 60                  | 56.178              | 79.343              | 0.00876                          | 13.2804                   | 23.9318               | 53.596               | 0.075965              |
| Room 2       | 4000            | 75                  | 62.539              | 50                  | 0.00927                          | 13.6748                   | 28.1492               | 55.125               | 0.073812              |

Total Cooling Capacity,  $q = m^{\circ}(h_3 - h_4)$

Sensible Capacity,  $q_s = m^{\circ}c_p(T_3 - T_4)$

Latent Capacity,  $q_l = m^{\circ}h_g(w_3 - w_4)$

Condensed Water,  $w = m^{\circ}(w_3 - w_4)$

Mass Flow rate of dry Air  $m_{da}^{\circ} = \frac{Q^{\circ}}{v}$

Volume Flow rate of dry Air  $Q^{\circ}$

$v$  = Specific volume

# Equipment Capacity SI unit

**Cooling Coil Capacity**     $= h_3 - h_4$     **kJ/kg<sub>da</sub>**

**Heater Capacity**     $= h_5 - h_4$     **kJ/kg<sub>da</sub>**

**Room Load**     $= h_2 - h_5$     **kJ/kg<sub>da</sub>**

**Room Sensible Load**     $= h_6 - h_5$     **kJ/kg<sub>da</sub>**  
 $= C_p(T_6 - T_5)$     **kJ/kg<sub>da</sub>**

**Room Latent Load**     $= h_2 - h_6$     **kJ/kg<sub>da</sub>**

# Cooling Coil Capacity (Air Side)

$$\text{Total Capacity, } q = m^{\circ}(h_3-h_4) = \rho Q^{\circ}(h_3-h_4) \text{ Btu/s}$$

$$\approx 4.5 \text{ CFM}(h_3-h_4) \text{ Btu/h}$$

$$\text{Sensible Capacity, } q_s = m^{\circ}c_p(T_3-T_4) = \rho Q^{\circ}C_p(T_3-T_4) \text{ Btu/s}$$

$$\approx 1.08 \text{ CFM}(T_3-T_4) \text{ Btu/h}$$

$$\text{Latent Capacity, } q_l = m^{\circ} h_g (w_3-w_4) = q-q_s \text{ Btu/s}$$

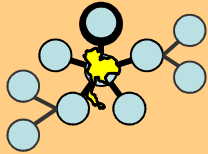
$$\approx 0.69 \text{ CFM}(w_3-w_4) \text{ Btu/h}$$

$$\text{Sensible Heat Ratio} = q_s/q$$

$$\text{Humidity Ratio, } w = \text{grain water/lb}_{\text{da}}$$

Dry air :  $\rho$  at 70°F = 0.075 lb/ft<sup>3</sup>

$C_p=0.24 \text{ Btu/lb.}^{\circ}\text{F} = 1.005 \text{ kJ/kg.K}$



## ระบบปรับอากาศและทำความเย็น

| Process      | Air Flow<br>lb.da/h | Cooling<br>/heating<br>Load |                   |                 | Dehumi<br>lb/h | Sensible<br>Ratio |
|--------------|---------------------|-----------------------------|-------------------|-----------------|----------------|-------------------|
|              |                     | Total<br>Btu/h              | Sensible<br>Btu/h | Latent<br>Btu/h |                |                   |
| CoolingCoil  | 17464               | -118086                     | -92210            | -25875          | -22.35         | 0.781             |
| Heating Coil |                     |                             | 20957             |                 |                |                   |
| Room Load    |                     | 73653                       | 62871             | 10782           |                | 0.854             |
| OSA Load     | 1672                | -44433                      | -29340            | -15093          |                |                   |



จบการบรรยาย

ขอบคุณครับ

[yongchareon@gmail.com](mailto:yongchareon@gmail.com)