

通風節能技術

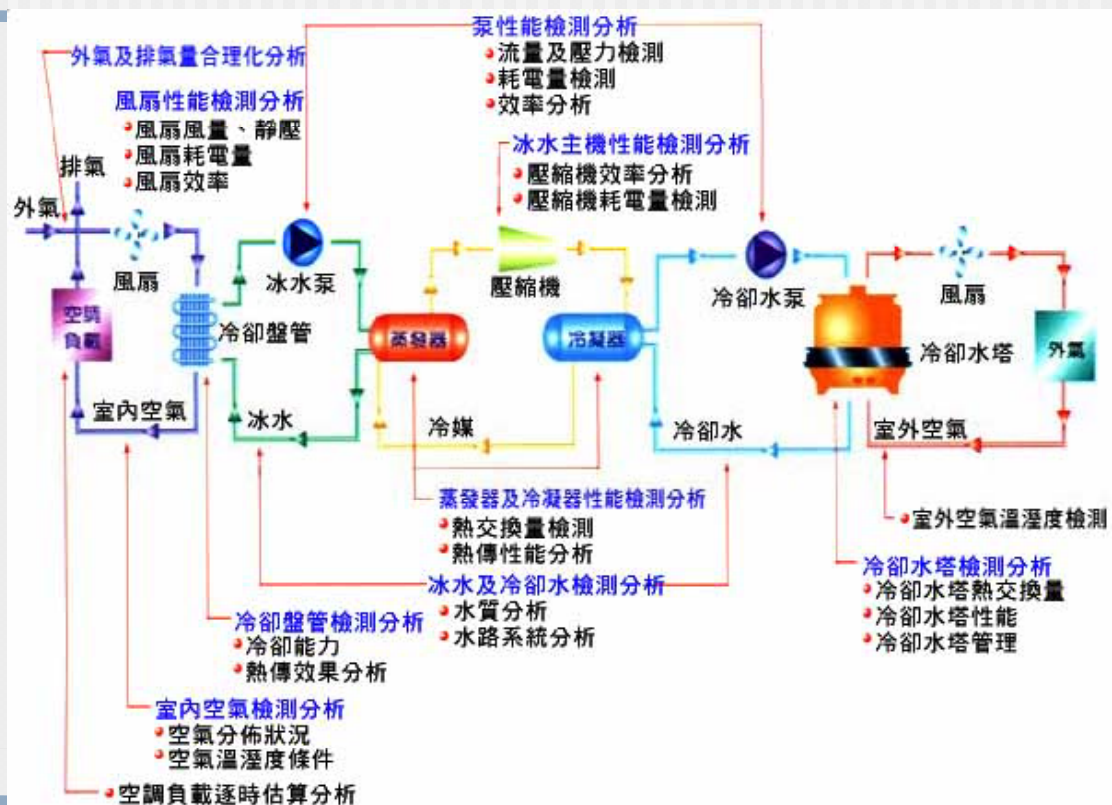
主講人

柯明村
博士



國立台北科技大學 能源與冷凍空調工程系

1-1 中央空調系統之運作



1-1 中央空調系統之運作

- 在互連環的愈上游(亦即愈靠近空調負載端)做節能工作則每一循環所節省下來的效益也就愈大，亦即整個系統之省能效益會是因多重節能而愈大。
- 避免空調系統太多的過大設計。過大的設計不但業主需花費較多的初設成本，同時空調系統長期處於低負載運轉，效率也差，必須付出較多的運轉成本。
- 只要能針對負載的變化調整各動件之運轉模式及部分設備更換成符合系統負載特性之高效率設備即可節省大量的電費支出。

2-1 空調系統耗能建議基準

ASHRAE該標準對空調系統耗能之規定

- 符合各項耗能因子(如建築外牆、照明、空調)之標準值，使耗能在標準值以下。
- 採用耗能總量法則，即容許系統中某部分耗能超過標準值，但在其他部分應有較佳之設計，使耗能總量不超過依標準設計。
- 特殊溫溼度需求區應有獨立之送風系統。
- 空調送風超過總風量之25%及樓板面積在1000ft² (92.9m²)以上之區域應有獨立之送風系統。外週區之空調負荷變化較大，應用獨立之送風系統以便因應負荷變化調節風量。

2-1 空調系統耗能建議基準

- ❑ 對於每年使用時間不超過150小時之區域，可設獨立之送風系統，以便在不使用時得以關閉或獨立控制，獨立控制之區域不可跨樓層或面積超過25,000ft² (2323 m²)。
- ❑ 變風量系統 (VAV) 之最低風量不可超過最高風量之30%，或0.4cfm/ft²。
- ❑ 送風耗能部份，對於定風量系統，送風耗能應在0.8W/cfm以下，但不包括過濾器及風阻耗能，對於變風量系統，其設計值應在1.25W/cfm以下，在50%風量下，VAV系統之耗電不宜超過50%。

2-1 空調系統耗能建議基準

- ❑ 送水管路之壓損不應超過每100m管長有4m以上之揚程。
- ❑ 採用合乎EER標準之空調設備
- ❑ 符合ASHRAE要求之空調負荷計算
- ❑ 用分區溫度控制
- ❑ 適當之保溫設計
- ❑ 符合外氣冷房設計規範

2-1 空調系統耗能建議基準

- 符合空氣側系統節能設計規範(如變風量設計要求)。
- 風車電力比值(fan power ratio, FPR)規範：
 - ✓ 如 < 20000 cfm者，風機電力不可超過1.2 hp/1000 cfm (1.7 hp VAV)
 - ✓ >20000 cfm者，風機電力不可超過1.1 hp/1000 cfm (1.5 hp VAV) (過濾、處理設備、洩壓等設備之壓差另計)。
- 水系統方面，超過10 hp者，至少有50%之流量可變流量，如泵之壓損超過100 ft 及50hp，需用變頻驅動。
- 散熱設備(如冷卻水塔)，應用可變轉速之水泵及可變轉速之風機。
- 外氣量佔送風70%以上或大於5000cfm者，使用熱回收減少外氣負荷。

2-2 空調設備耗能規定

- 國內對部分主要空調設備已制訂相關耗能標準。以下列出政府機關及學校常用之空調設備，列出其耗能之國家標準：

2-2 空調設備耗能規定

冰水主機耗能標準

執行階段		第二階段		
施行日期		九十四年一月		
型式		冷卻能力等級	能源效率比值 (EER) kcal/h-W	性能係數(COP)
水冷式	容積式 壓縮機	<150RT	3.83	4.45
		≥150RT ≤500RT	4.21	4.90
		>500RT	4.73	5.55
	離心式 壓縮機	<150RT	4.30	5.00
		≥150RT <300RT	4.77	5.55
		≥300RT	5.25	6.10
氣冷式	全機種	2.40	2.79	

2-2 空調設備耗能規定

窗型與分離式冷氣機

窗型氣冷式(消耗電功率3kW以下)			適用舊版 CNS3615	適用新版 CNS3615及 CNS14464	實施 日期
機種	總冷卻能力		能源效率 比值 (EER) kcal/h-W (Btu/h-W)	能源效率 比值 (EER)	
	適用舊版 CNS3615	適用新版 CNS3615及 CNS14464			型式
單 體 式	低於2,000kcal/h	低於2.3kW	一般型式 變頻式(60Hz)	2.33(9.24)	2.71
	2,000 kcal/h以上 3,550 kcal/h以下	2.3kW以上 4.1kW以下	一般型式 變頻式(60Hz)	2.38(9.44)	2.77
	高於 3,550 kcal/h	高於4.1kW	一般型式 變頻式(60Hz)	2.24(8.89.)	2.60
分 離 式	3,550kcal/h 以下	4.1kW以下	一般型式	2.55(10.12)	2.97
			變頻式(60Hz)	2.38(9.44)	2.77
	高於 3,550 kcal/h	高於4.1kW	一般型式 變頻式(60Hz)	2.35(9.32)	2.73

2-2 空調設備耗能規定

箱型冷氣機

機 種	適用舊版 CNS2725	適用新版 CNS3615及CNS14464	實施 日期
	能源效率比值 (EER) kcal/h-W (Btu/h-W)	能源效率比值 (EER)	
氣冷式 (消耗電功率大於 3kW)	2.44(9.68)	2.84	民國 91年 1月 1日 起
水冷式	3.17(12.58)	3.69	

三、空氣側節能技術應用與發展

- 空氣側系統主要是由空調箱(或冷風機)、外氣及排氣風機、風管、各式風門及配件所組合而成的。
- 依據美國環保署最近對一般辦公大樓之風扇系統所作之調查顯示，**超過60%的建築物其系統容量平均過大約50%**，可見得具有極大之改善空間。
- 使建築物內通風/風扇系統之運作達到最佳狀態，**能夠節省相關能源成本的50-85%**，並且改善建築物內之環境，減少來自系統大小規劃不當所造成之風扇噪音。

3-1 Fan Law

Law No.	Dependent Variables	Independent Variables
1a	$Q_1 = Q_2$	$\times (D_1/D_2)^3 (N_1/N_2)$
1b	$p_1 = p_2$	$\times (D_1/D_2)^2 (N_1/N_2)^2 \rho_1/\rho_2$
1c	$W_1 = W_2$	$\times (D_1/D_2)^5 (N_1/N_2)^3 \rho_1/\rho_2$
2a	$Q_1 = Q_2$	$\times (D_1/D_2)^2 (p_1/p_2)^{1/2} (\rho_2/\rho_1)^{1/2}$
2b	$N_1 = N_2$	$\times (D_2/D_1) (p_1/p_2)^{1/2} (\rho_2/\rho_1)^{1/2}$
2c	$W_1 = W_2$	$\times (D_1/D_2)^2 (p_1/p_2)^{3/2} (\rho_2/\rho_1)^{1/2}$
3a	$N_1 = N_2$	$\times (D_2/D_1)^3 (Q_1/Q_2)$
3b	$p_1 = p_2$	$\times (D_2/D_1)^4 (Q_1/Q_2)^2 \rho_1/\rho_2$
3c	$W_1 = W_2$	$\times (D_2/D_1)^4 (Q_1/Q_2)^3 \rho_1/\rho_2$

Notes:

1. Subscript 1 denotes the variable for the fan under consideration. Subscript 2 denotes the variable for the tested fan.
2. For all fans laws $(\eta_t)_1 = (\eta_t)_2$ and $(\text{Point of rating})_1 = (\text{Point of rating})_2$.
3. p equals either p_{gf} or p_{sf} .

3-2 Reduce Heating and Cooling Loads

□ 減少暖房/冷房負載之措施包括：

- ✓ 調整冷房/暖房室內設定溫度
- ✓ 照明減量
- ✓ 關閉不用之設備或燈光
- ✓ 減少最低外氣引入量
- ✓ 使用free cooling
- ✓ 減少結構之暖/熱因子、控制室內空間之溫度分層

3-3 Reducing Fan Flows and Air System Resistance

Variable Air Volume (VAV)

資料來源：Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

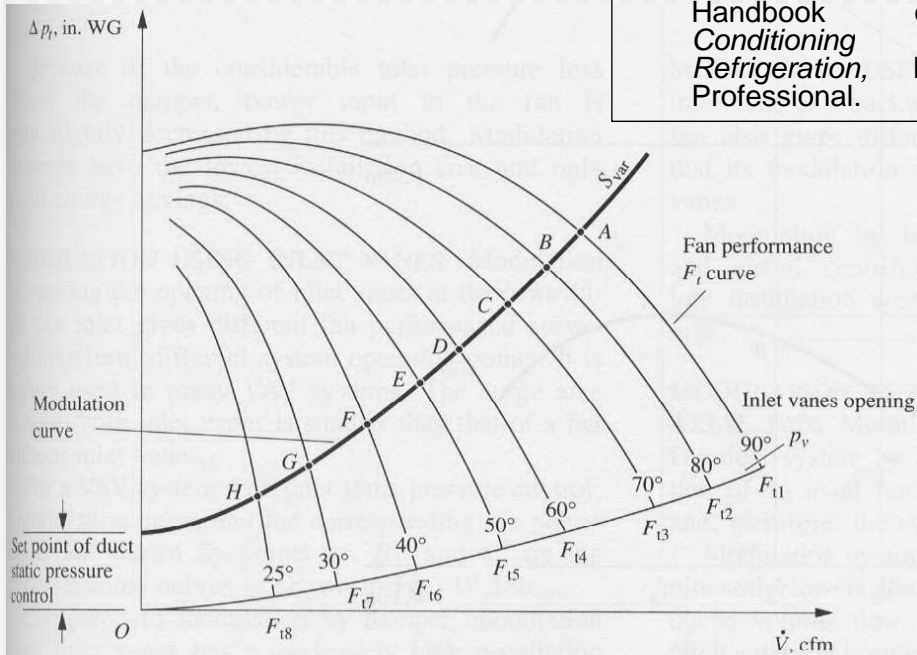


FIGURE 19.14 Modulation curve of a VAV system installed with duct static pressure control.

3-3-1 Variable Air Volume (VAV)

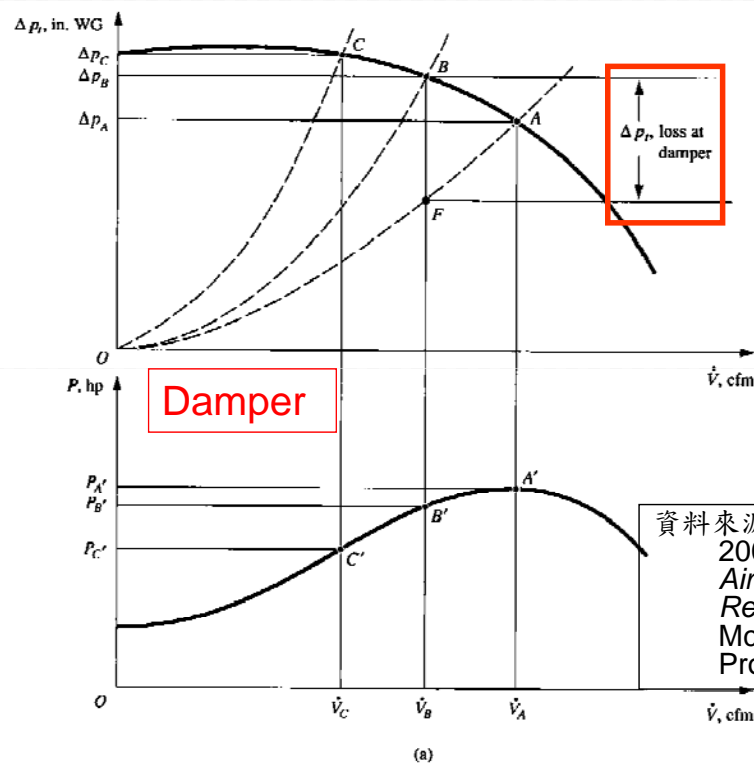
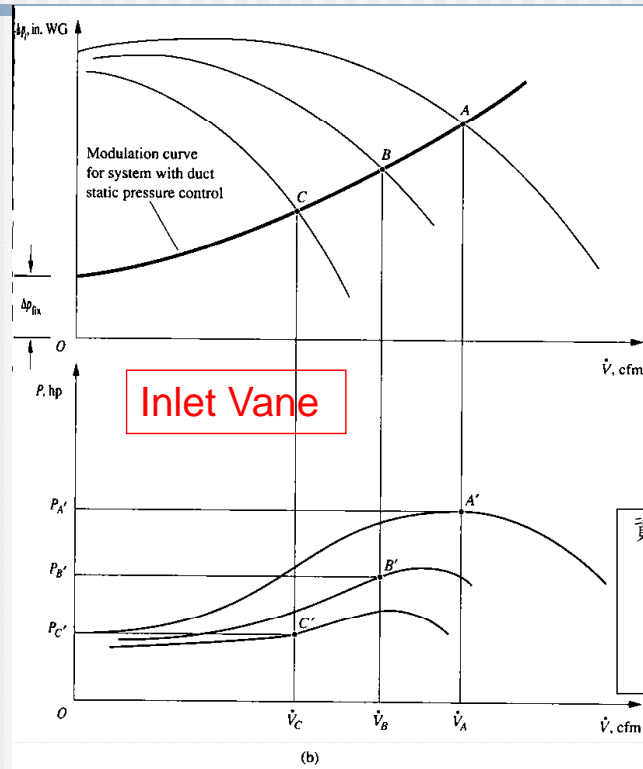


FIGURE 19.15a Modulation of fan-duct systems: (a) using dampers.

資料來源：Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

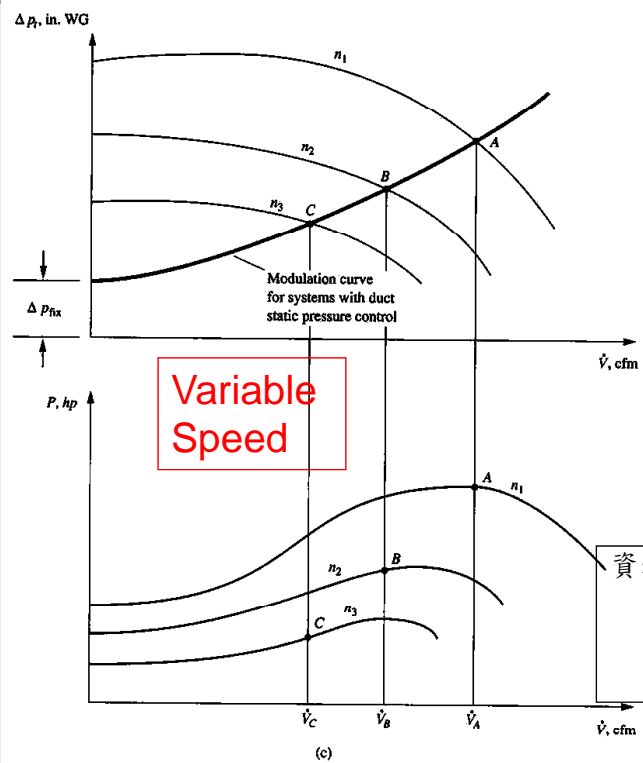
3-3-1 Variable Air Volume (VAV)



資料來源：Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

FIGURE 19.15b Modulation of fan-duct systems: (b) using inlet vanes.

3-3-1 Variable Air Volume (VAV)



資料來源：Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

FIGURE 19.15c Modulation of fan-duct systems: (c) using an AC inverter to vary fan speed.

3-3-1 Variable Air Volume (VAV)

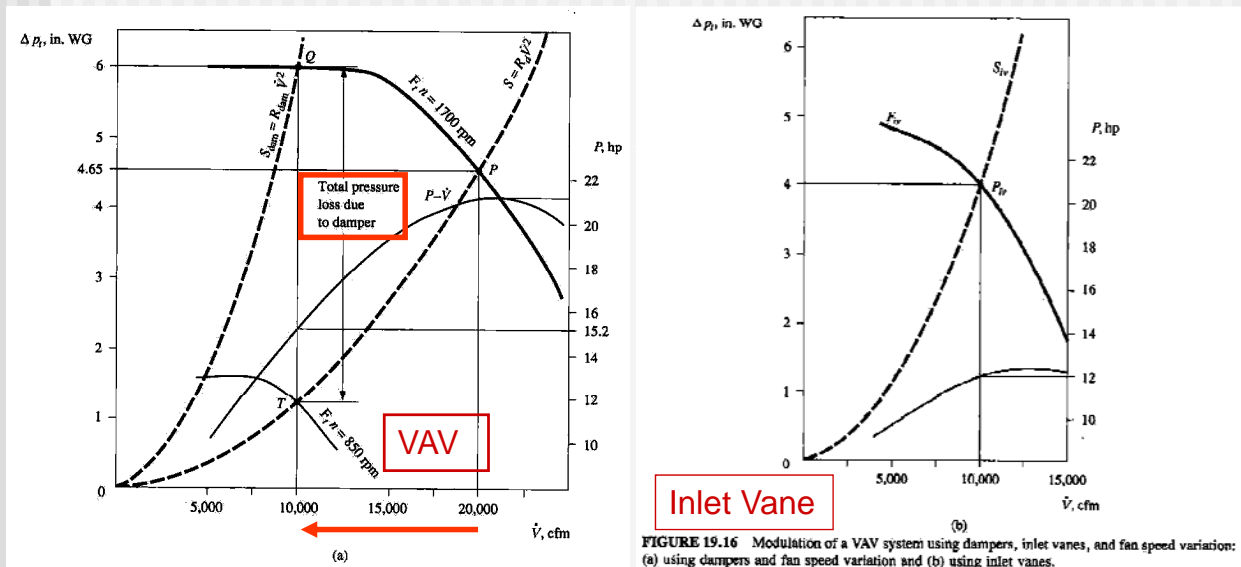


FIGURE 19.16 Modulation of a VAV system using dampers, inlet vanes, and fan speed variation: (a) using dampers and fan speed variation and (b) using inlet vanes.

資料來源：Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

3-3-2 Example 1

Calculate New Fan Performance

System S-1, Suburban Office Building

Motor Name Plate:
 75 Hp
 1750 Rpm
 460v/3/60Cy
 96 Amps Max

Actual	38,000 Cfm
	1,585 Rpm
	8" Sp
	77 Amps
	460 Volts
Required	26,000 Cfm

資料來源：Herb Wendes. 1994. HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy, The Fairmont Press, INC.

$$\text{RPM new} = \text{RPM old} \times \frac{\text{Cfm new}}{\text{Cfm old}} = 1,585 \times \frac{26,000}{38,000} = 1110 \text{ RPM}$$

$$\text{SP new} = \text{SP old} \times \frac{\text{Cfm new}^2}{\text{Cfm old}^2} = 8" \times \frac{26,000^2}{38,000^2} = 4.1" \text{ SP}$$

$$\text{Bhp actual} = (\text{HP}) \times \frac{\text{Amps act}}{\text{Amps rated}} \times \frac{\text{Volts act}}{\text{Volts rated}} = 77 \times \frac{460\text{V}}{460\text{V}} = 59 \text{ Bhp}$$

$$\text{Bhp new} = \text{Bhp old} \times \frac{\text{Cfm new}^3}{\text{Cfm old}^3} = 59 \times \frac{26,000^3}{38,000^3} = 19 \text{ Bhp}$$

3-3-2 Example 1

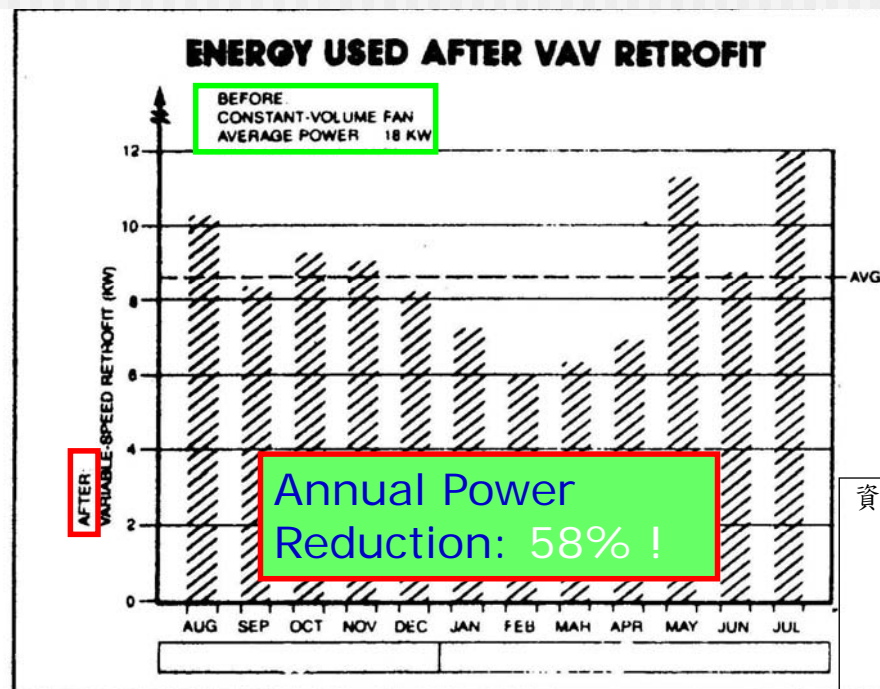
$$\text{Bhp actual} = (\text{HP}) \times \frac{\text{Amps act}}{\text{Amps rated}} \times \frac{\text{Volts act}}{\text{Volts rated}} = \frac{77}{96} \times \frac{460\text{V}}{460\text{V}} = 59 \text{ Bhp}$$

$$\text{Bhp new} = \text{Bhp old} \times \frac{\text{Cfm new}^3}{\text{Cfm old}^3} = 59 \times \frac{26,000^3}{38,000^3} = 19 \text{ Bhp}$$

- 如果新電流運轉數小於最低操作電流，即低於滿載電流之40%，則基於節能考量，最好更換小一點之馬達，同時可考慮高效率之馬達。

3-3-2 Example 3

- Energy Used After VAV Retrofit



資料來源： Herb Wendes. 1994. HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy, The Fairmont Press, INC.

3-3-2 Example 3

- 上圖可看出，原20 hp，平均耗電18kW之定風量系統若改為變轉速之變風量系統，則每個月都可減低耗電量。依據量得之數據，一年可節省36,000 kWh電量，減少58%之耗電。

3-4 通風/風扇系統節能策略

1. 決定風扇系統之大小是否適中

- ✓ 對可變風量系統，可先測量最大冷卻負載（潮濕炎熱之夏天）時之風扇馬達電流。如果低於馬達標示全載電流之75%或是風扇控制閥之關閉度大於20%時，表示風扇功率過大。
- ✓ 對定風量系統，則可測量系統最大負載下之靜壓（static pressure），若超過設計值則表示風扇功率過大，需要進行改善工作。

2. 升級大小不適宜之風扇系統

風扇功率過大時，可以採用下列三種方式來改進：

- ✓ 使用較小較具效率之馬達
- ✓ 採用較大尺寸之傳動帶系統，以減少馬達轉速
- ✓ 調整靜止風壓。可變風量系統要達到最大效率時，必須要與可變速馬達配合使用

3-4 通風/風扇系統節能策略

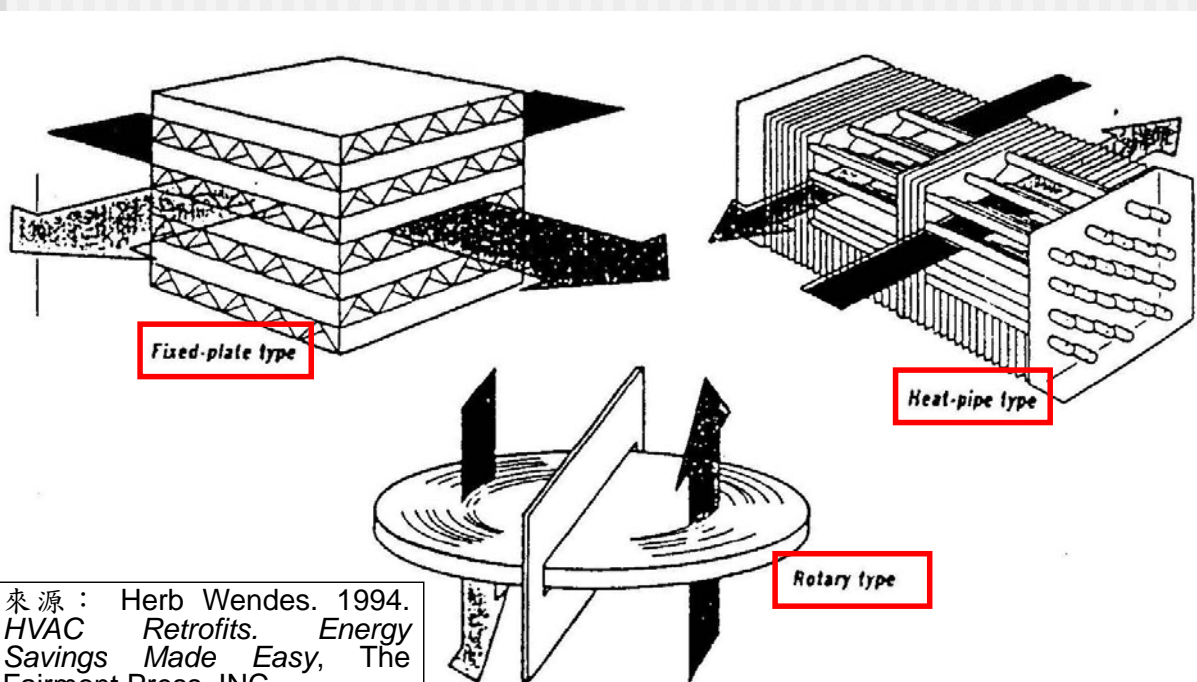
3. 改善通風系統之使用時程與控制方式

4. 裝設具能源效率之風扇馬達

- ✓ 一般馬達之能源效率隨功率不同介於75%-95%之間。
- ✓ 高效率馬達與標準效率馬達可能具有5%之能源效率差異。
- ✓ 注意馬達皮帶傳動系統之傳動帶更換與選用較具效率之傳動系統，亦有助改善能源效率。

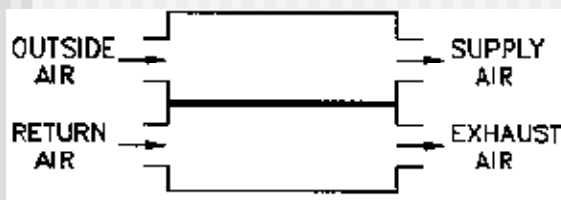
3-5 Heat Recovery

□ Ways to Recover Heat

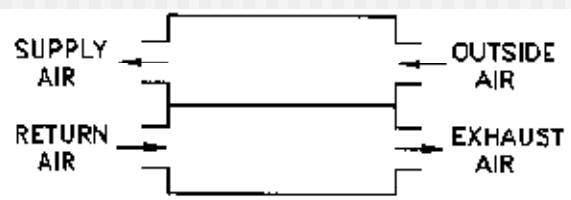


資料來源：Herb Wendes. 1994. *HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy*, The Fairmont Press, INC.

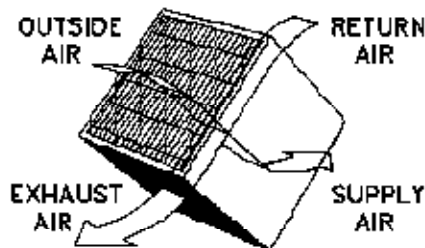
3-5 Heat Recovery



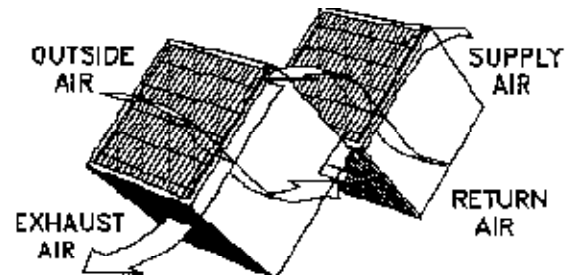
(A) PARALLEL HEAT EXCHANGE



(B) COUNTERFLOW HEAT EXCHANGE



(C) CROSSFLOW HEAT EXCHANGE



(D) MULTIPLE-PASS HEAT EXCHANGE

資料來源：ASHRAE. 2003. *HVAC Systems and Equipment*.

3-5 Heat Recovery

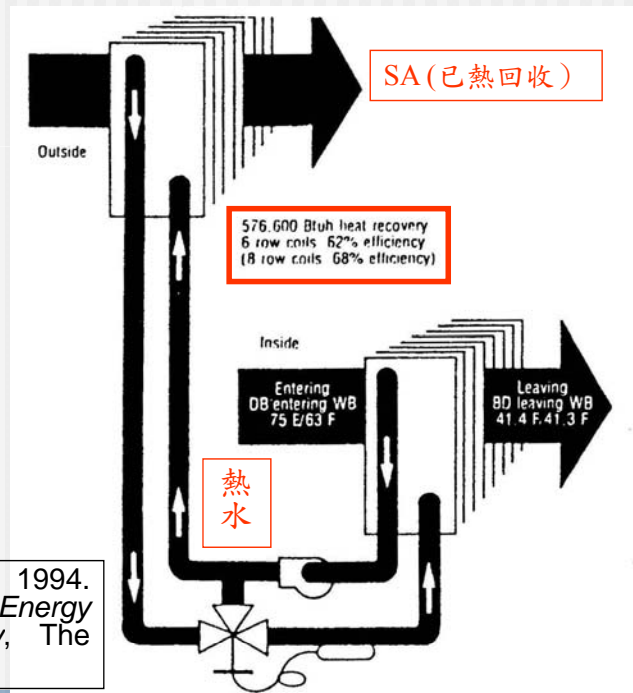
- **熱回收之設計例**：用一個全熱交換器，使外氣進入室內前將其水蒸汽與熱吸收，使進入之外氣降溫降濕；排氣亦先流經全熱交換器，把濕氣與熱帶到室外。在 70% 之交換效率下，可將外氣焓值自 20.6 kcal/kg 降至 15.3 kcal/kg，**節約70%之外氣耗能**。



交叉流式全熱交換器之應用

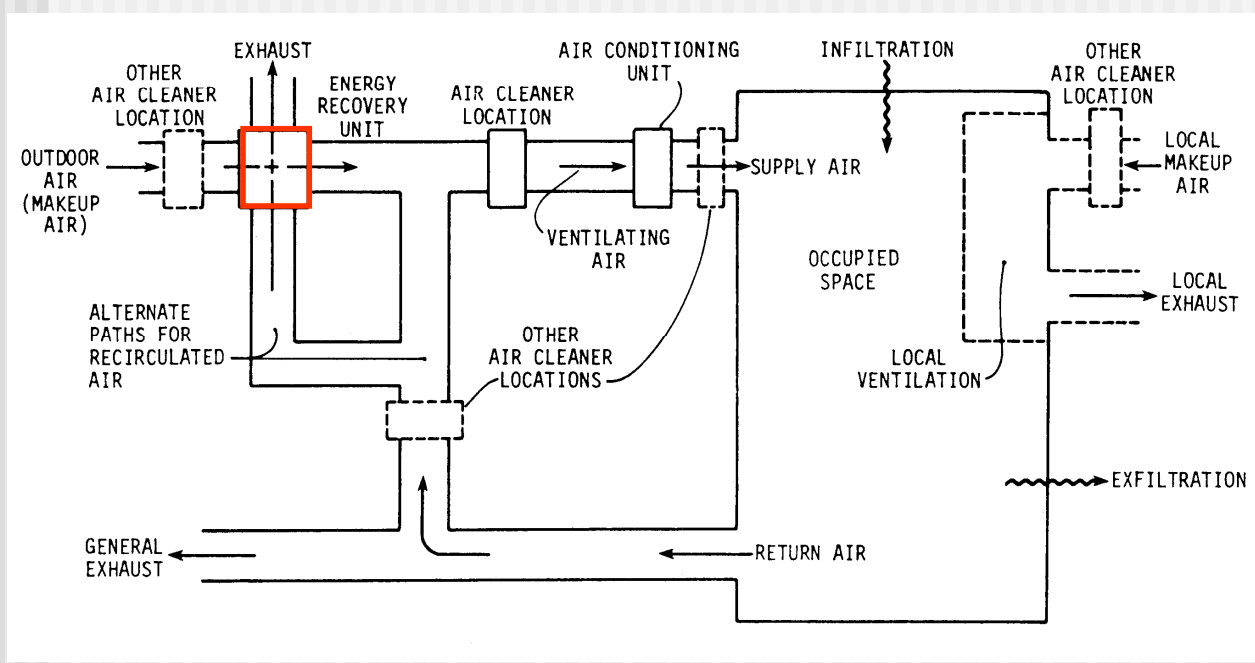
3-5 Heat Recovery

Heat Recovery Loop



資料來源：Herb Wendes. 1994. *HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy*, The Fairmont Press, INC.

3-5 Heat Recovery



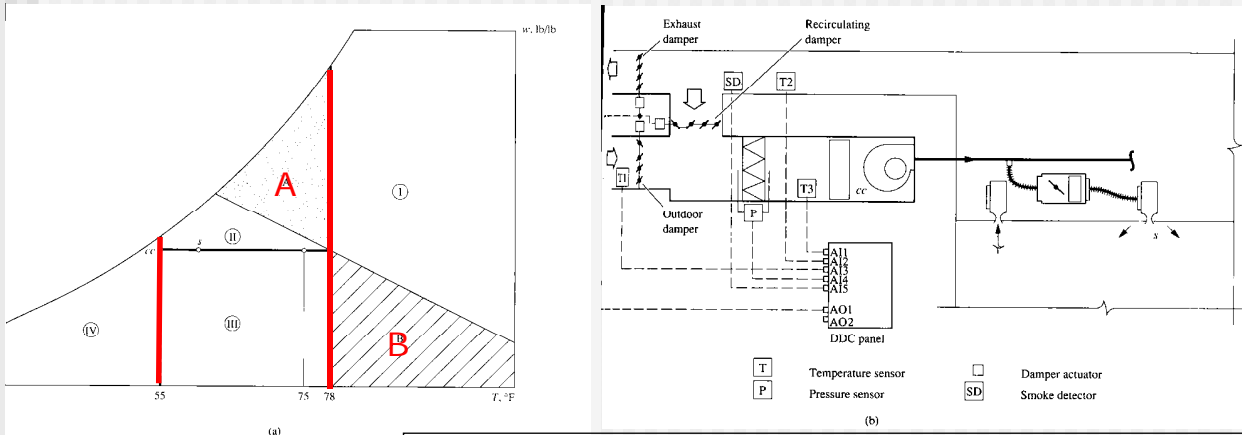
資料來源：ASHRAE. 2001. *Fundamentals*.

3-6 Economizer

Air Economizer

Temperature air economizer control

(a) outside weather regions (b) temperature air economizer

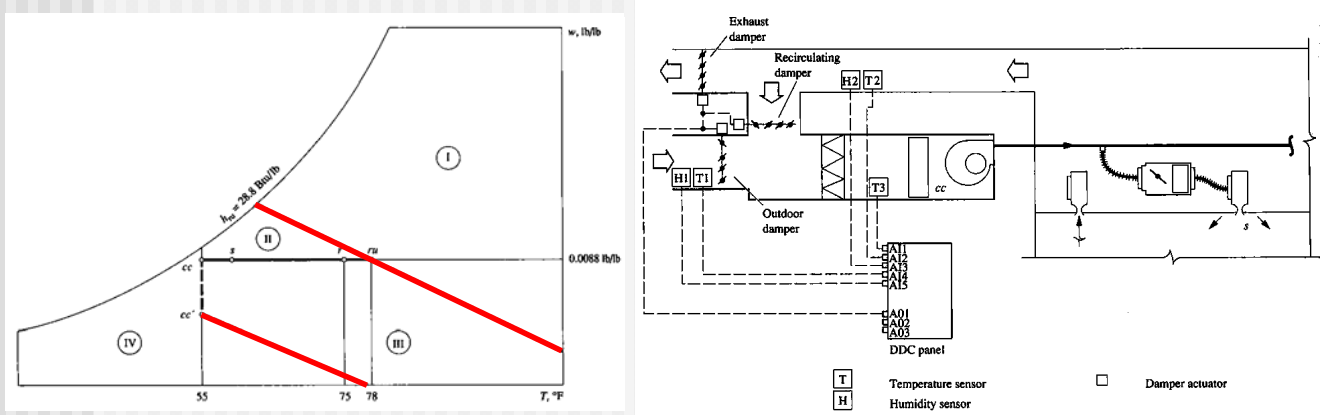


資料來源： Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

3-6-1 Air Economizer

Enthalpy air economizer control

(a) outside weather regions (b) enthalpy air economizer

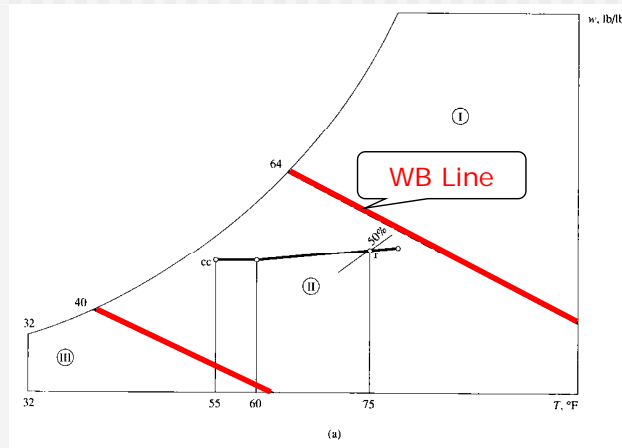


資料來源： Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

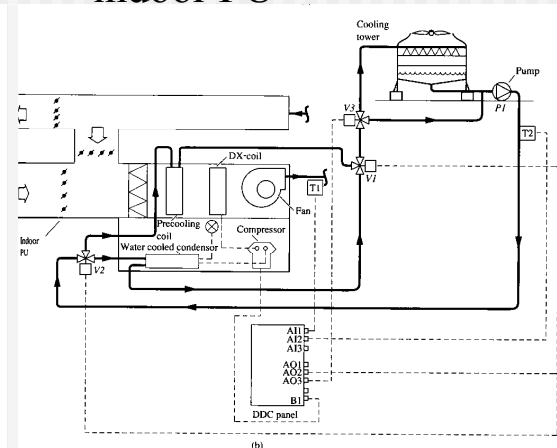
3-6-2 Water Economizer

□ Water economizer control:

(a) outside weather regions



(b) water economizer of an indoor PU



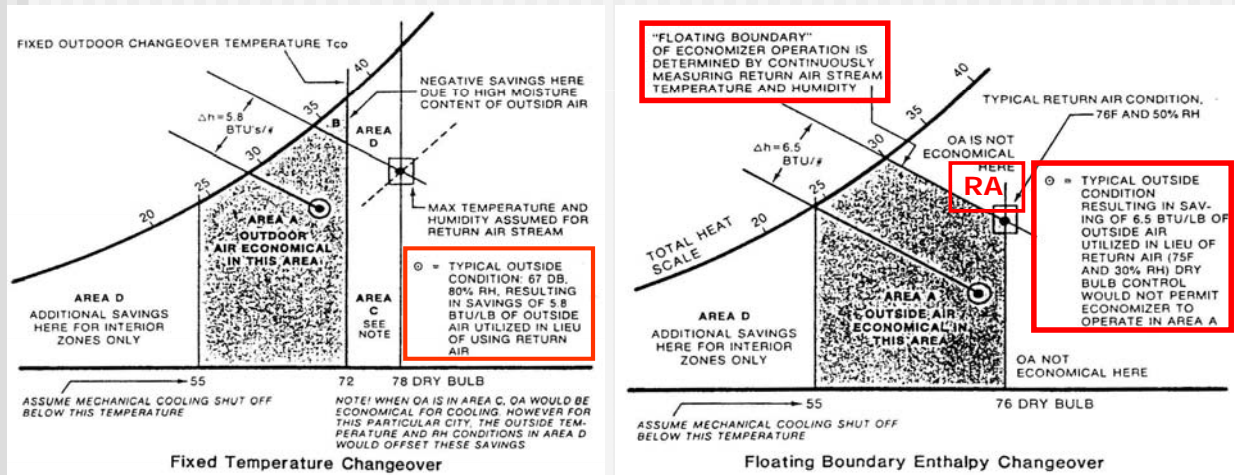
資料來源： Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

3-6-3 Advantages of Using Economizers

□ 無論使用 Air Economizer 或 Water Economizer，都可比不使用 Economizer 節能 15%~40% !

3-7 Free Cooling

Analysis of Using Outside Air For Free Cooling



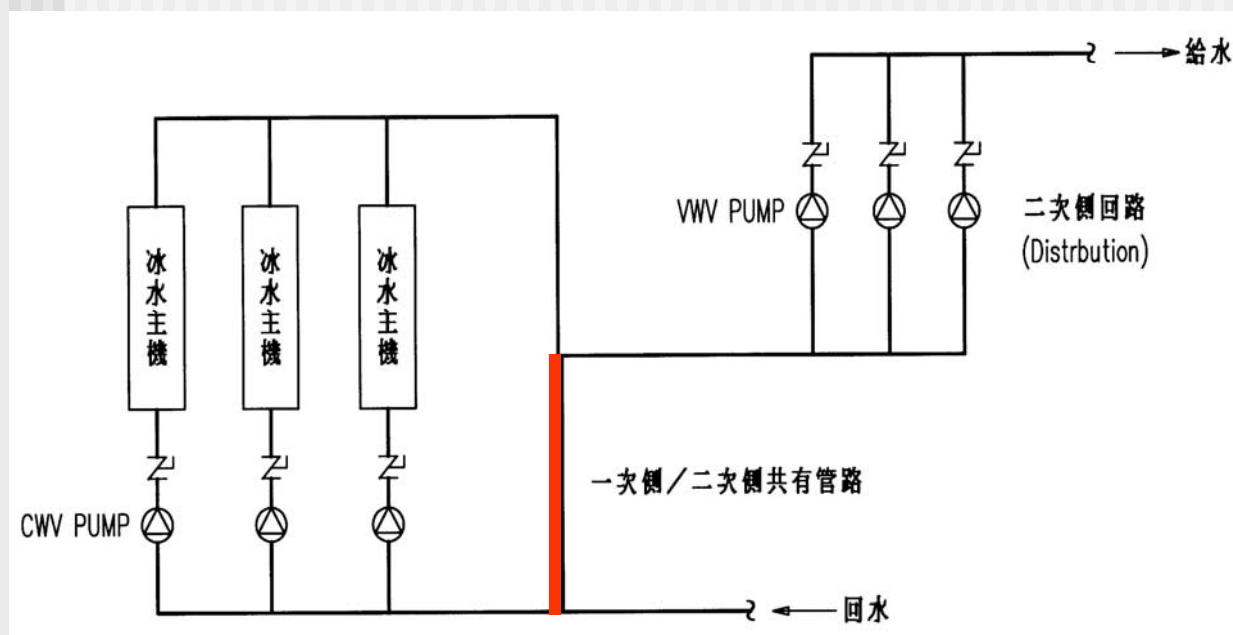
資料來源：Herb Wendes, 1994.
HVAC Retrofits. Energy Savings Made Easy, The Fairmont Press, INC.

3-7 Free Cooling

欲使用 free cooling 降低系統負荷，ASHRAE/IES Standard 90.1-1989 指定每一空氣系統必須包含下列任一項：

- ✓ 使用 temperature 或 enthalpy air economizer 提供設計外氣與循環空氣引入量之 85% 以上。
- ✓ 使用直接-間接蒸發式冷卻之 water economizer 在外氣乾球溫度 10°C (50°F)、濕球溫度 7°C (45°F) (或低於此狀態) 時，必須能夠完全供應系統冷能。

四、水側節能技術應用與發展



4-1 冰水側節能技術

- 一次泵、二次泵最大的優點，就是一次泵只需克服一次側迴路的壓降，這壓降包括通過冰水主機平衡閥與相關配管，二次泵則獨立於一次迴路來運轉，它所需要的揚程等於設計流量時配管盤管與一些閥件。
- 一次/二次側冰水系統設計為變流量系統。
 - ✓ 以往一次側迴路設計成定流量系統，以確保較佳主機性能，以及避免蒸發器盤管凍結。

4-1 冰水側節能技術

- ❑ 二次側包括數個變頻泵，以控制冰水回路之壓差於設定值。
- ❑ 一次側水路與二次側水路可用熱交換器分隔開。然而，使用 **common pipe** 區隔為較常用之作法。
- ❑ 一次側水路之冰水流量稍大於二次側流量 (約高於 5%)。

4-1 冰水側節能技術

- ❑ **Common Pipe**
 - ✓ 對 **common line** 的要求即是：“**common line** 的壓降要愈小愈好”。
 - ✓ 基於如上的理念，在 **common line** 上根本不必裝置任何閥件，而為了降低在 **common line** 內所造成的熱混合現象，故 **common line** 的長度要愈短愈好。

4-1 冰水側節能技術

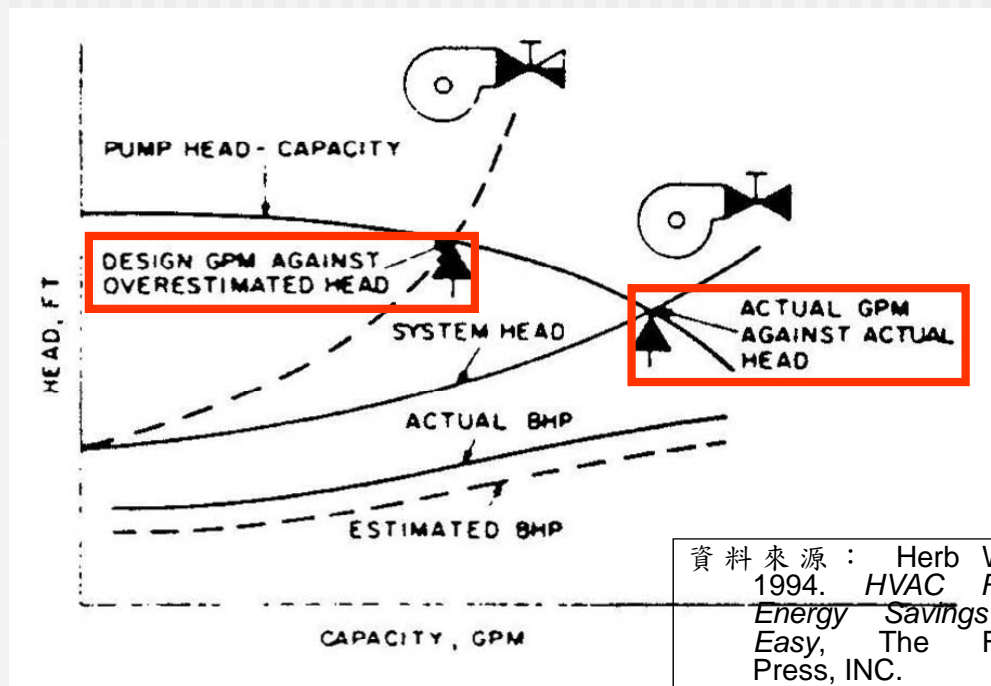
- 以下為此種複合水路(compound circuits)之優點：
 1. 使設計者可以設計出系統中不同溫差與不同溫度範圍之要求。
 2. 使水路系統在水力上「解耦」(decouple)，使得大系統之控制、操作與分析降低複雜性。水力上「解耦」亦可避免水管不必要之併聯或串聯操作。
 3. 水路因此可以針對不同流動特性而設計。例如，二次負載側可以設計成使用二通閥之變水量系統以節約能源，而在一次供應側則設計成定水量系統以避免蒸發器凍結。

4-2 降低水泵與管路流阻

- 一水泵馬達若因過大流量或過大阻力設計而雪用過大之馬力數，則當全載運轉時額外耗能 \$ 700/yr、部分負載運轉時額外耗能 \$ 350 /yr (當電費以8 cents/kWh計)。
- 很多水泵在系統設計初期即過大設計，導致流量很容易超出需求至少10%至30%以上。
- 一操作在500 gpm、10 hp之水泵若操作流量大於需求20%，則虛耗馬力數50%以上。亦即，馬力數變成15 hp，全載運轉時將額外耗費 \$ 3,500 (當電費以8 cents/kWh計)。非常浪費且不必要。

4-3 系統中水泵操作節能

- Effect of overestimating pump head.



4-3 系統中水泵操作節能

- 變水量系統(VVW System)

資料來源： Shan K. Wang. 2001. *Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration*, McGraw-Hill Professional.

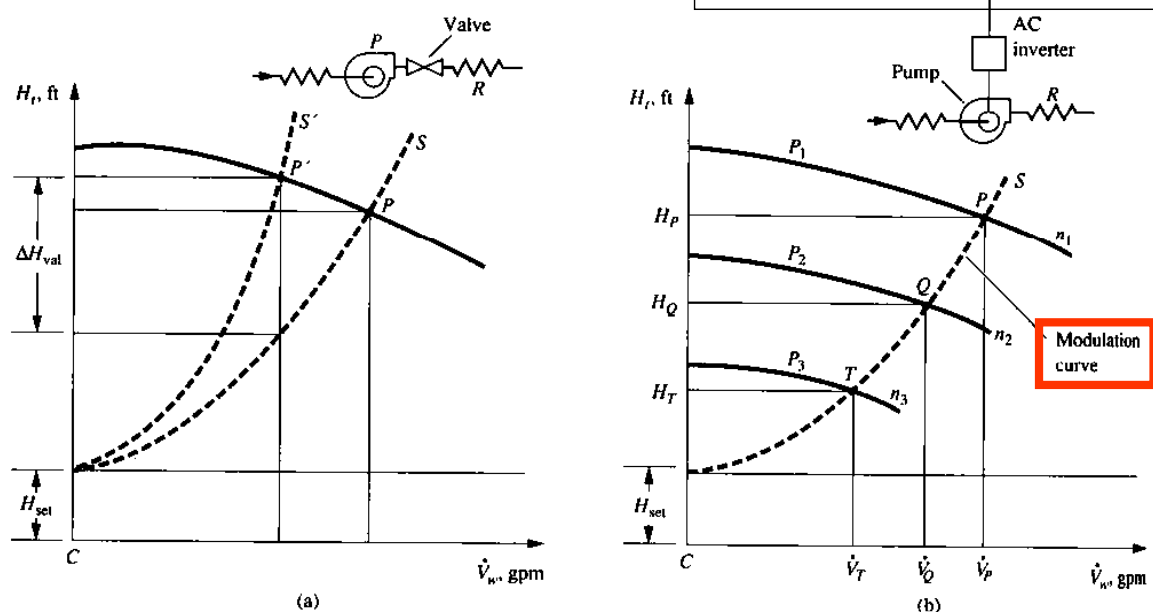


FIGURE 20.13 Modulation of pump-piping systems: (a) using a valve and (b) varying the pump speed.

4-4 水側節能機會

□ 冰水主機

1. 更換符合負載需求之高效率冰水主機

- ✓ 絕大部分之冰水主機容量要比實際尖峰熱負載大20%以上
- ✓ 全年平均的熱負載大約是尖峰熱負載的60~70%，使得全年平均的熱負載只有冰水主機容量的50~60%
- ✓ 造成冰水主機大部分的時間都在低負載下運轉
- ✓ 近年來新型冰水主機的耗電率比二十年前所生產的冰水主機降低約35%左右。
- ✓ 根據實際案例，某用戶為了解決CFC冷媒的問題將一台已經運轉約十五年之350RT冰水主機，汰換成可滿足尖峰需求的300RT冰水主機，約可在四年左右回收。

4-4 水側節能機會

2. 考慮選擇有變頻控制轉速功能之主機，而非使用傳統改變進口導流葉片角度來配合負載的方式。
3. 應同時考慮其滿載時之效率和部份負載的運轉效率。
4. 適當地調整冰水主機之設定溫度
降低高低壓差方法：
 - ✓ 降低冷卻水溫
 - ✓ 調高冰水設定溫度。而在調高冰水設定溫度時，需符合負載端之溫度需求。
5. 冷卻水入口溫度應在符合冰水機特性及外氣濕球溫度的限制下，儘可能地降低。

4-4 水側節能機會

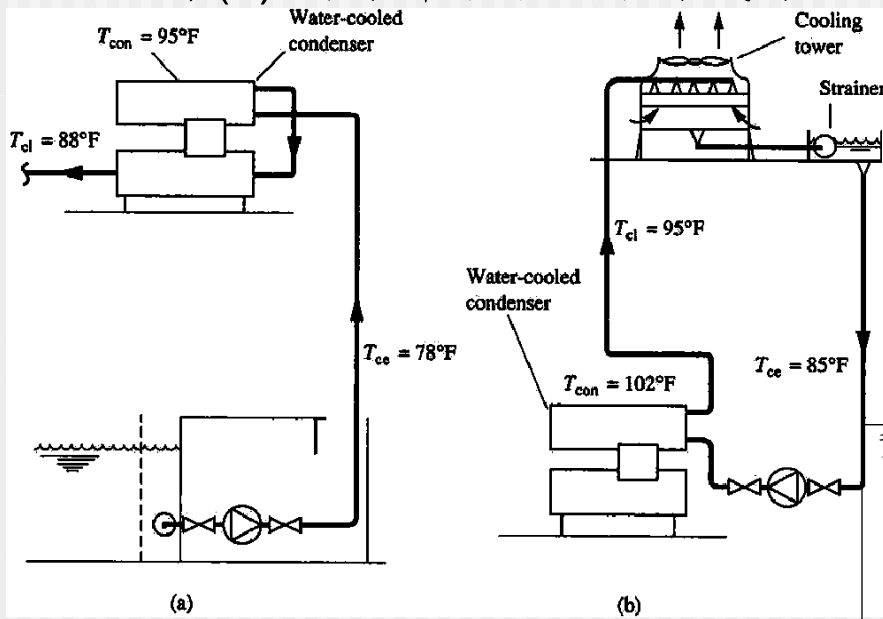
6. 以高溫冰水主機替代製程冷卻水
 - ✓ 部份工廠之製程冷卻水主要供應生產機台的冷卻使用，由於板式熱交換器另一側是由 9°C 冰水主機供應，而使得冰水主機製造冰水的成本較高，約為 0.65kW/RT 。
 - ✓ 如以高溫冰水主機(17°C)替代，可使冰水製造成本降低到 0.43kW/RT (廠商提供)，將可節省耗電量與電費。
7. 冷卻水或冰水水質的管理，避免熱交換器結垢影響熱傳效率，定期清洗熱交換器。

4-4 水側節能機會

8. 適當地調配冰水機組運轉台數來適應空調負載變化。
9. 避免起動過多的冰水機而使得冰水機反而在低負載下運轉。
10. 適當地調配冰水機組運轉台數來適應空調負載變化
 - ✓ 避免起動過多的冰水機而使得冰水機反而在低負載下運轉。

4-4 水側節能機會-冷卻水側

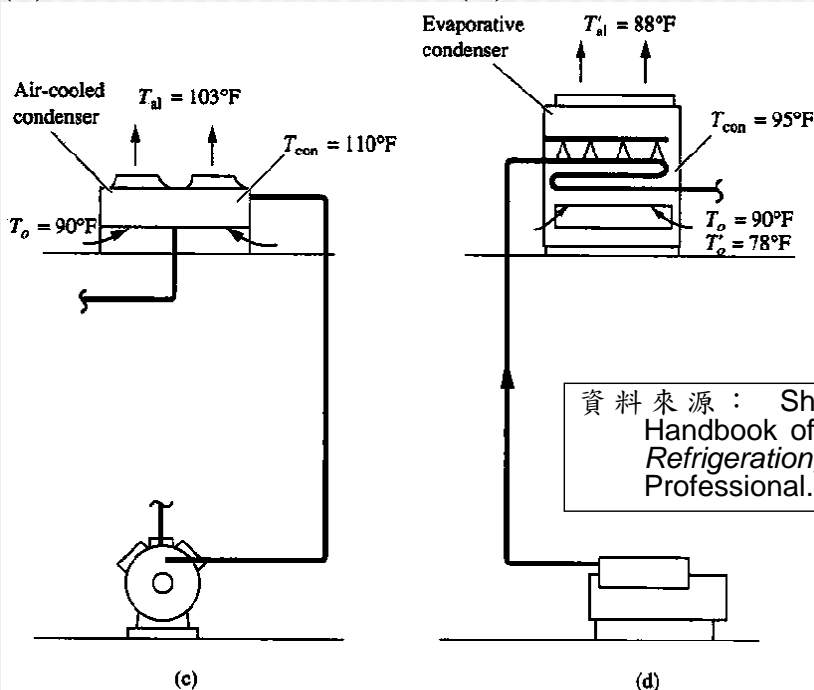
- 排熱系統(Heat rejection systems): (a) 水冷式冷凝器, (b) 附冷卻水塔之水冷式冷凝器



資料來源： Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

4-4 水側節能機會-冷卻水側

- (c) 氣冷式冷凝器 (d) 蒸發式冷凝器



資料來源： Shan K. Wang. 2001. Handbook of Air-Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill Professional.

4-4 水側節能機會-冷卻水側

□ 冷卻水側

1. 提升冷卻水塔的運轉效率

- 1) 多台冷卻水塔並聯運轉時，水量必須要能平均分配至各水塔。
- 2) 冷卻水塔座落位置應留有足夠空間，使空氣得以進入冷卻水塔。排出的濕熱空氣應避免形成再循環而被抽回進風口。
- 3) 冷卻水塔並聯運轉，且冷卻水溫隨外氣濕球溫度重置(reset)。
冷卻水溫度每降低 1°C ，約可省電1.5~2.0%，冷卻水入口溫度應在符合冰水主機特性及外氣濕球溫度的限制下，儘可能地降低。
- 4) 經常檢視撒水管撒水是否正常均勻，四面進水塔內的空氣是否平均，塔內散熱材有無受損引起水流氣流不平均，及部分空氣短路等。

4-4 水側節能機會-冷卻水側

5) 減少冷卻水循環量，以降低冷卻水泵耗電量

- ✓ 以往決定冰水流量時會取冰水主機冷凍噸數的10倍(亦即1RT=10LPM)，而冷卻水量則是冰水量的1.3倍(亦即1RT=13LPM)，這是以 5°C 之設計溫差為準之流量。
- ✓ 而一般冷卻水塔合理接近溫度為 3°C ，設定溫度應以此為基準，可使冷卻水塔的散熱能力完全發揮，同時避免因接近溫度過低而消耗太多的風車耗電。

6) 在馬達上裝設可變速裝置

- ✓ 只要空氣的流量降低20%，就可以減少使用49%之風扇電力。
- ✓ 此外使用化學方法或是臭氧與紫外線等方式減少系統結垢或是生物膜成長妨礙熱傳效率之現象，都是改善能源效率之方式。

4-4 水側節能機會-冷卻水側

7) 使用冷卻水自然冷卻之節能器 (Free Cooling-Water Side Economizer)

- ✓ 在較寒冷的地區，僅直接使用冷卻水流經熱交換器之自然冷卻就可以達到超過75%的冷氣效果。
- ✓ 在較炎熱地區也有可能節約20%之能源。

8) 升級冷卻水輸送泵

9) 選擇採用適當大小之水泵

替換過大之泵葉片、選擇適當大小之馬達、改用較具能源效率之馬達。

10) 在水泵上裝置變速裝置

只要能減少10%之馬達轉速就能夠減少能源消耗27%。

11) 冷卻水或冰水水質的管理

應加強清洗以保持冷卻水質免生垢生苔，影響冷凝冷卻效果。

4-4 水側節能機會-冷卻水側

2. 冷卻水塔節省能源控制

1) 以多組冷卻水塔並聯運轉，並由冷卻水送水溫度回餽至變頻器控制冷卻水塔風車轉速。

2) 備用水塔同時一起運轉

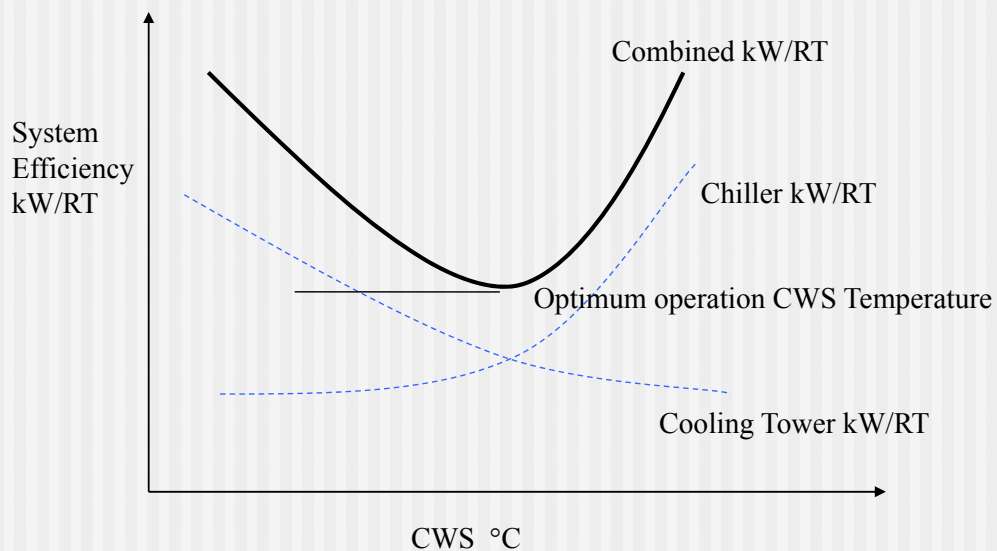
- ✓ 如果讓所有冷卻水塔連同備用水塔同時一起運轉，在相同負載下每個冷卻水塔的風量可以減少，達到節能之目的。
- ✓ 例如：有四個冷卻水塔，其中一個備份。若在全載時，讓4個水塔同時運轉，每個風車僅需供應原先3/4之風量，四個水塔同時運轉將耗費27/16之用電量，將比三個冷卻水塔全載運轉時耗電48/16，節省21/16個風車的用電，即節約原先約44%的用電量。
- ✓ 降低風量的好處還包括有減少水量吹飛損失(Drift Loss)、延長設備壽命、減少振動及噪音等。

4-4 水側節能機會-冷卻水側

- 3) 協調冰水機與冷卻水塔以獲得最佳的運轉方式
- ✓ 在較低的冷卻水溫下冰水機耗電降低
 - ✓ 但冷卻水塔耗電反而上升
 - ✓ 合併二者耗電存在一最佳效率運轉點。欲達成最佳化控制，冷卻水設定溫度應隨外氣濕球溫度重置(Reset)。

4-4 水側節能機會-冷卻水側

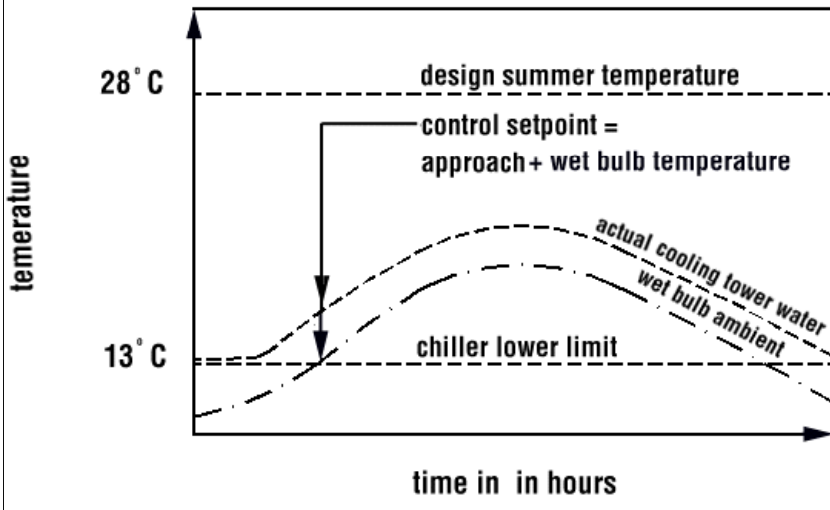
提高冷卻水塔使用效率



冰水主機與冷卻水塔之最佳化組合操作

4-4 水側節能機會-冷卻水側

Optimal Control Of Chiller/Cooling Tower Condenser Water Temperature



- ❑ 實際上設計點的外氣濕球溫度一年中平均發生的時間不到2.5%。
- ❑ 水塔風車維持固定的溫度並非最佳運轉點。
- ❑ 冷卻水入口溫度應考量外氣濕球溫度與冰水主機用電，才能使系統整體效率提升。

冷卻水塔水溫最佳設定

五、空調系統節能措施與應用

1. 降低空調負載

- ❑ 降低空調負載為最治本之節能方法，可使空調設備與系統之規模縮小，直接減少空調系統之耗電量，為最直接有效，且投資費用低（甚至無費用），為效益很高之節能方法。

- ✓ 建築外殼節能設計

一棟建築物外殼設計若未考量節能，則在其存在四、五十年之生命週期裡將長期耗損空調能源，其影響之大不可不慎！依綠建築之「建築外殼節能評估法」可以看出，建築外殼的節能設計，重點在於「外殼隔熱性能」和「太陽輻射熱獲得遮陽性能」，於建築建造之初，或改善時應特別注意。

- ✓ 適時減少系統操作時間

- ✓ 提高冷房設計/設定溫度、降低暖房設計/設定溫度

此將使空調負載降低，節省設備投資與減少能耗。

五、空調系統節能措施與應用

✓ 外氣引入量最小化

在不違背標準室內空氣品質要求的情況下，將新鮮空氣引入量予以減少，以降低空調設備處理外氣之負荷。

✓ 適度降低空調送風之溫度

降低空調送風溫度可使空調區域相對濕度降低，進而可提高室內設定溫度而不影響人員舒適度，進而降低空調負載。

✓ 設置夜間排氣裝置(purge system)

利用夜間外氣低焓值(enthalpy)之時機，將大樓內可能累積之日間輻射、內部熱源（如電腦、電器等設備）等之熱負荷(稱之pulldown負載)排出，而引入外氣。這種設置與控制方式可減少隔日，或連續假日結束後之空調系統開機時之負載。

五、空調系統節能措施與應用

2. 選用高EER值之設備

- 選購空調設備時，應參考上述之國內空調設備標準，選用高EER值之設備。

3. 減少搬運動力(Transfer Power)

- 依據流機定律，風機或泵之耗能與搬運量（即流量）之三次方成正比
- 因此，能夠減少空調系統之送風量、送水量或冷媒流量將可減少風車、水泵與壓縮機之耗能
- 即所謂之**可變風量**(variable air volume, **VAV**)、**可變水量**(variable water volume, **VWV**)和**可變冷媒量**(variable refrigerant volume, **VRV**)技術。

五、空調系統節能措施與應用

3-1. 減少搬運動力--VAV技術

- 有關空氣側之各種VAV技術之節能效果，以無段變轉速(variable speed)效果最佳、使用入口導流葉片(inlet guide vane)次之，再來為使用風門(damper)控制者。
- 一般而言，空調之負載多在50%左右，故無段變速之節能效果能節省20至30%之耗能

五、空調系統節能措施與應用

3-2. 減少搬運動力--VWV技術

- 採用變頻水泵之VWV設計，其節能效果遠優於水閥調整水量的作法。
- 而水路設計應把握熱混合會導致設備低效率運轉或是不理想冷卻效果之原則，使用P-S水路(primary-secondary circuit)設計具有絕佳之節能優點。
- 而一次/二次側冰水系統設計即可設計為VWV系統，以節省水泵耗能

五、空調系統節能措施與應用

3-3. 減少搬運動力--VRV技術

- VRV技術採用變頻式壓縮機，控制壓縮機馬達的轉速，當室內環境溫度改變時，控制系統會視負荷大小輸出不同的頻率，變動範圍約在30Hz~116Hz之間。
- 當冷房達到設定溫度時，壓縮機會改以低頻率運轉，維持室內溫度與人員舒適，可以避免壓縮機無謂高載運轉，節省電力。

五、空調系統節能措施與應用

4. 冷能/熱能回收(heat recovery)

- 應用熱交換器，如全熱交換器、自然空調機或熱管(heat pipe)設備等冷能回收設備，將低溫排氣之冷能予以回收預冷引入之新鮮空氣，可減少空調設備調節新鮮空氣之負擔。
- 此外，亦可應用節能器(economizer)，在外氣條件允許之適當時機，將外氣或冷卻水之冷能以控制之手法予以利用。

五、空調系統節能措施與應用

5. 使用高效率空調設備

- 運轉效率高之設備或創新技術之應用，可使系統整體運轉效率提升，發揮節約能源之功效。諸如：
 - ✓ 高效率主機（例如滿液式主機）
 - ✓ VAV送風設備
 - ✓ 蒸發式冷卻(evaporative cooling)設備
 - ✓ 自然空調機
- 這部分之設備將於以下詳細介紹。

五、空調系統節能措施與應用

- 以下為空調系統節約能源之14項原則，指出從初期之系統維護保養，直至評估改善之大方向，以供參考。
 - ✓ 維持良好之維護保養
 - 定期清潔
 - 測漏/補漏
 - 調整
 - 潤滑
 - 保持良好散熱環境
 - 感測器定期校正
 - 定期檢查控制設定
 - 定期檢查風機、泵等之轉速
 - 定期檢查空氣/水等流量
 - 定期檢查水閥、風門等之做動

五、空調系統節能措施與應用

- ✓ 設備不使用時及時停機，於最佳狀況下開/關機
- ✓ 減少冷氣與暖氣負載
 - 夏季時調高室內設定溫度、冬季時調低室內設定溫度
 - 減少外氣引入量
 - 減少照明負載
 - 做好隔熱與絕緣
 - 裝設多層或隔熱玻璃
 - 密封建築物之外氣滲入與冷氣/暖氣滲出
 - 提供遮陽以減少太陽輻射熱獲得
 - 以亮色外裝降低外牆/屋頂之輻射吸收率
 - 適度控制空調區域之溫度分層(stratification)

五、空調系統節能措施與應用

- ✓ 降低空氣/水路系統之流量與阻力
- ✓ 改善系統效率
 - 採用VAV技術
 - 採用VWV技術
 - 避免同時冷/熱或交替頻繁之運轉
 - 應用溫度重設(temperature reset)
- ✓ 使用高效率設備
 - 使用高SEER (seasonal EER)、S.COP之設備
 - 使用單位冷凍噸之耗電量低之設備
 - 使用低壓降設備
 - 避免過大設計之設備
 - 壓縮機、鍋爐等設備採用台數控制
- ✓ 冷能/熱能回收

五、空調系統節能措施與應用

- ✓ 採用自然冷能
- ✓ 改善/升級控制系統
 - 感測器
 - 控制器
 - 控制馬達
 - 狀態顯示器
 - 閘門、風門等
- ✓ 採用電腦控制之設備
 - 採用EMS控制模組
 - 採用設備專用之微處理器
 - 適時應用計時器
 - 自動調整控制
- ✓ 系統實施TAB以求最高運轉效率

五、空調系統節能措施與應用

- ✓ 節能措施應用改善之前必須執行合理之能源查核以作為比較依據
 - 獲得改善前系統之徹底且正確的能耗資料與操作現況
 - 執行正確且可靠之工程評估與經濟效益評估
 - 考慮各種可能之節能改善替代方案
- ✓ 從不需費用(no cost)與低費用(low cost)之節能措施先做起
- ✓ 必要時需監測與調整之

五、空調系統節能措施與應用

- 而針對空調系統常見缺失進行改善，可減少其耗能，以下分項簡要說明：
 - ✓ 若發現**冷卻水溫偏高，將會增加空調機耗電**。一般可能是冷卻水塔之風扇故障、冷卻水灑水不均、散熱材污損等造成散熱不良，修護後應能恢復原有之操作。冷卻水塔如安裝位置不佳，如四週空間不足致使空氣短循環，將部份高濕空氣帶回水塔，會影響水蒸發使散熱降低。
 - ✓ 主機低負載運轉，如為離心式主機其在40%以下負載操作即會造成湧浪現象(surge)，低負載時能源效率低，一般而言應盡量使其在50%以上之負載運轉，75%為佳，使能源效率提升。

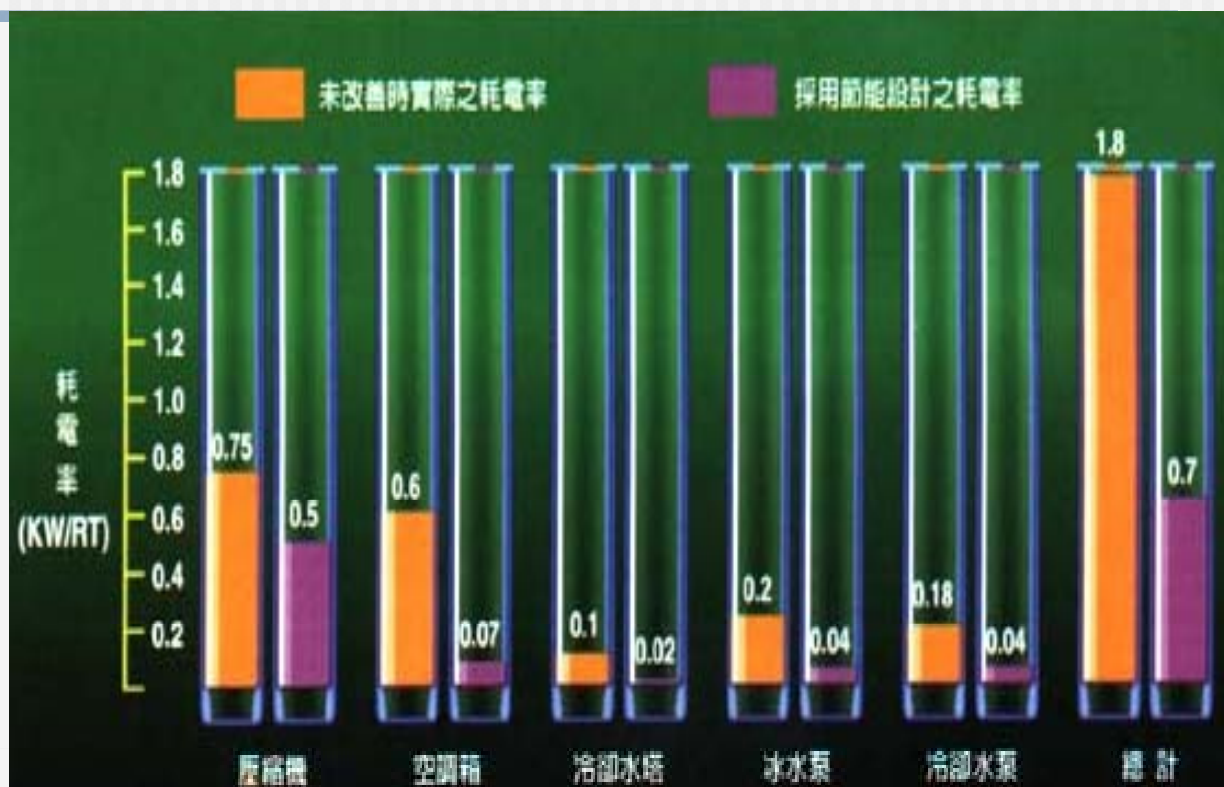
五、空調系統節能措施與應用

- ✓ 熱交換器結垢致使冷凝溫度升高，台灣部份地區水之硬度甚高(>200ppm)，應定期清洗熱交換器。
- ✓ 冰水溫度設定偏低，一般空調之冰水不需低於7°C，冰水溫度低會使冰水機之效率降低，冰水去回溫差5°C為正常。
- ✓ 冰水或冷卻水之流量不宜過高，一般參考值為冰水10 lpm/RT，而冷卻水13 lpm/RT，在設計上應使每100m等效長度之管路壓頭損不超過4.0m，如用變頻器改變轉速以改變水流量更佳，當今變頻器之技術已成熟，甚值得應用。

五、空調系統節能措施與應用

- ✓ 個別小空間裝設風機盤管有各別控制之優點，但需有中央式之監控，避免離開時忘了關冷氣，致使失去節能之效果。
- ✓ 溫度控制不佳，有部份空間溫度過低造成不適及浪費能源，應檢查溫度訊號，溫度之校正及控制器之設定，再進一步檢測送風量及溫度。
- ✓ 送風口之錯誤設計，送風口之設計應使有較均勻之風量分佈與溫度，避免局部溫度過冷氣流過大，如此可提升空調效率並提高舒適度，送風口之設計應參考相關技術手冊，送風作水平向之擴散，而非垂直下吹。

實施節約能源比較

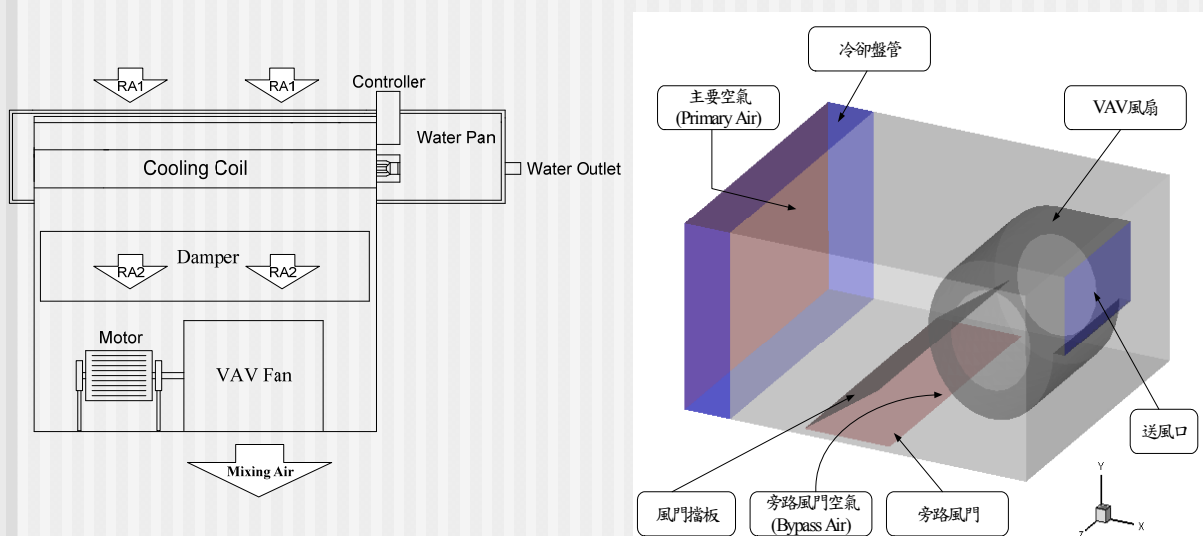


六、高效率空調設備之應用與發展

1. Variable Air Volume (VAV)
2. Evaporative Cooling
3. 熱管之應用
4. 自然空調機
5. Variable Refrigerant Volume (VRV)

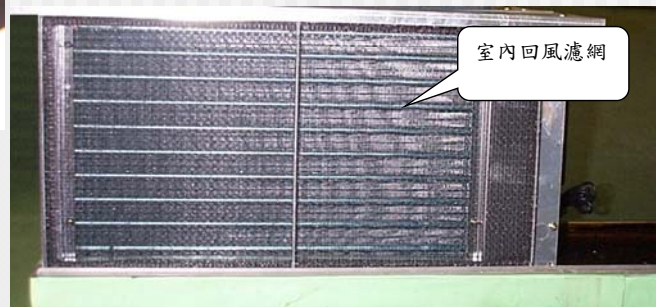
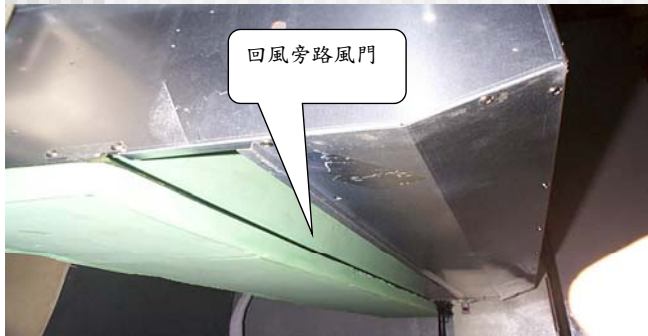
六、高效率空調設備簡介

低溫差VAV 小型室內送風機(LTD-VAV FCU)



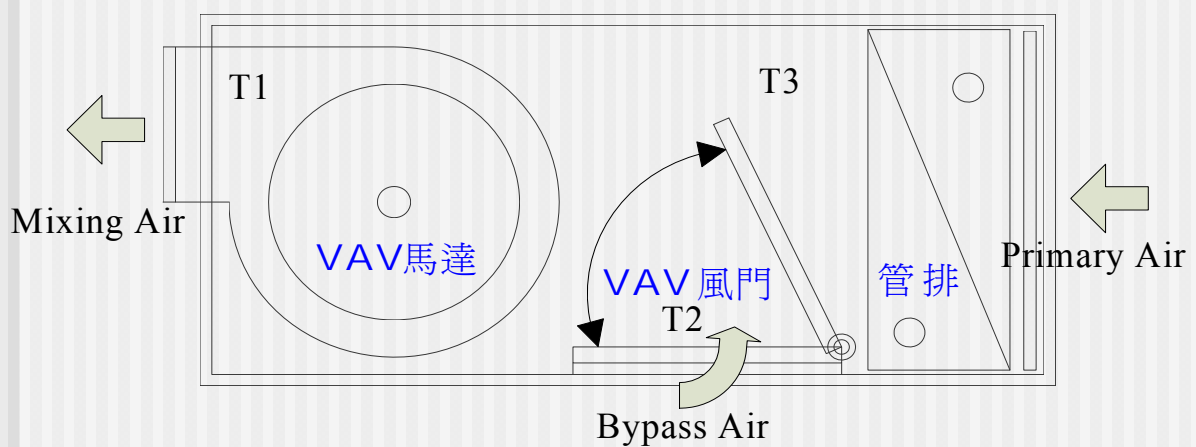
6-1 Variable Air Volume (VAV)

低溫差VAV 小型室內送風機(LTD-VAV FCU)



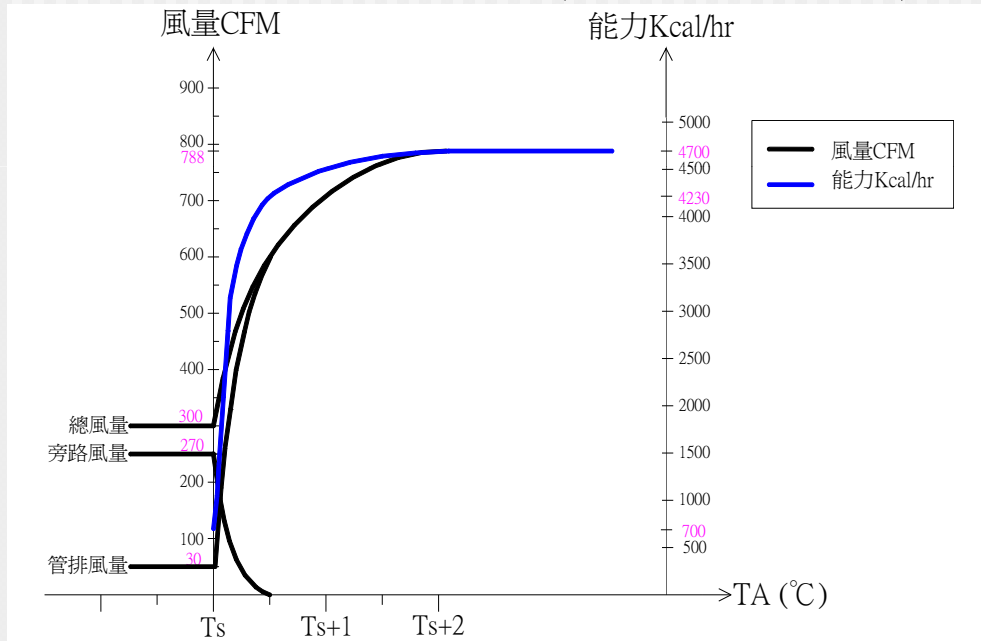
6-1 Variable Air Volume (VAV)

低溫差VAV 小型室內送風機(LTD-VAV FCU)



6-1 Variable Air Volume (VAV)

低溫差VAV 小型室內送風機(LTD-VAV FCU)



室內溫度-風量-冷氣能力特性曲線

6-2 Evaporative Cooling

2. 蒸發式冷卻空調設備

	蒸發冷卻式	變頻直膨式	氣冷直膨式
優點	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 冷凝器散熱效果最佳，能源效率比最高。 ✓ 夏季尖峰時段運轉情況下，比變頻式系統更省能。 ✓ 不論負載高低皆保有高能源效率，應用場合廣。 ✓ 本土技術成熟。 ✓ 冷凝器尺寸小、節省空間與成本。 ✓ 冷凝器排風溫度低，熱污染低，有效防制環境熱島效應。 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 變頻式之能源效率值於低載（低頻）時顯著提高。 ✓ 變頻控制可提供使用者較舒適環境。 ✓ 新型直流變頻馬達，減少馬達通電後無法避免的交流聲，安靜。 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 冷媒量控制良好、施工容易、成本低廉。

6-2 Evaporative Cooling

	蒸發冷卻式	變頻直膨式	氣冷直膨式
缺點	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 冷凝器因長久灑水所造成的結垢與腐蝕問題。 ✓ 初設成本高於氣冷直膨式（但低於變頻式）。 ✓ 缺水時系統效率降低。 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 變頻需在低頻運轉下才會省電，因此無助於夏季滿載運轉情況的省能。 ✓ 於長期高負載之場合亦無法節能。 ✓ 主要技術主流—直流變頻為日本技術，國內尚無法製作。 ✓ 構造與管路技術要求高，設備與維護成本高，維修昂貴。 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ 與前二者比較最為耗能。 ✓ 中小型的系統壓縮機較不易調整能力以配合負載變動。小型系統採熱氣旁通、中型系統則採有段控制容量。使效率降低與增加運轉成本。

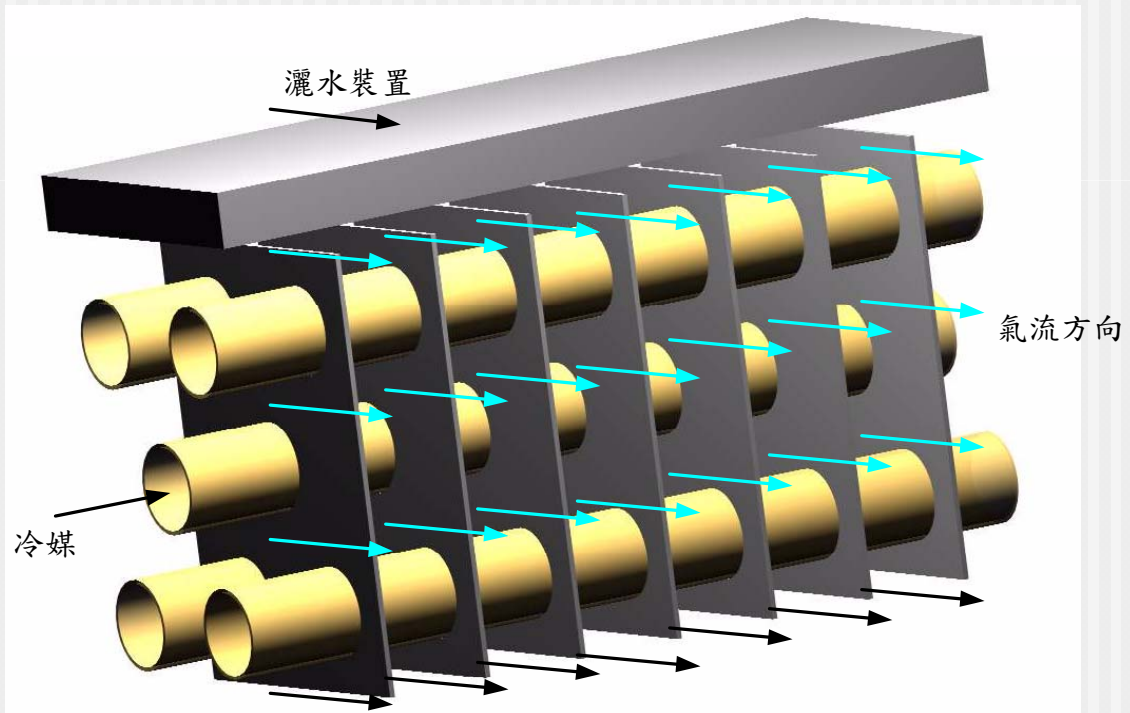
6-2 Evaporative Cooling

3. 某蒸發式冷卻正壓鰭管直接噴灑型空調設備性能

- 冰水機組以CNS標準12575號為依據
- 分離式直膨者以CNS標準3615號與14464號進行全載測試

	(a) 冰水機組	(b) 直膨分離式
入口空氣溫度(°C)	30	27
入口空氣濕度	70.00%	18.99°C WB
平均製冷能力(kcal/h)	93,671.86	14,319.72
平均消耗功率(kW)	28.57	3.32
與氣冷式設備國家標準比較	高於36.6%	高於58.1%

6-2 Evaporative Cooling



6-2 Evaporative Cooling

測試結果

項目		單位	10RT	20RT	40RT	60RT	100RT
冰水	入口溫度	°C	12.53	12.02	12	12.8	12.4
	出口溫度	°C	7.24	7.01	6.96	8.4	9.4
冷凝器	入口空氣溫度	°C	21.11	20.6	17.53	18.7	18.6
	入口空氣濕度	%	61.01	50	69.89	53.6	56
	出口空氣溫度	°C	25.1	27.9	27.6	27.6	22.9
	出口空氣濕度	%	85.31	73.5	73.5	61.6	72.5
冷媒側	壓縮機出口溫度	°C	49.81	57	61.66	59.87	54.74
	壓縮機入口溫度	°C	11.58	10.73	10.99	9.62	9.41
	高壓壓力	kg/cm ²	8.97	12.187	11.367	11.943	9.653
電源	電流	A	24.64	45.56	103.9	142.7	263.4
	功率	W	206	444	1051	45.7	81.7
總性能	蒸發器	kW	26.161	62.66	129.36	188.98	245.86
	製冷能力	RT	7.44	17.816	36.781	53.73	69.91
	COP		3.809	4.3	4.1	4.14	3.01
	EER	kcal/hr/W	3.275	3.69	3.52	3.56	2.59
	每冷噸消耗電功率	kW/RT	0.923	0.81	0.85	0.85	1.17

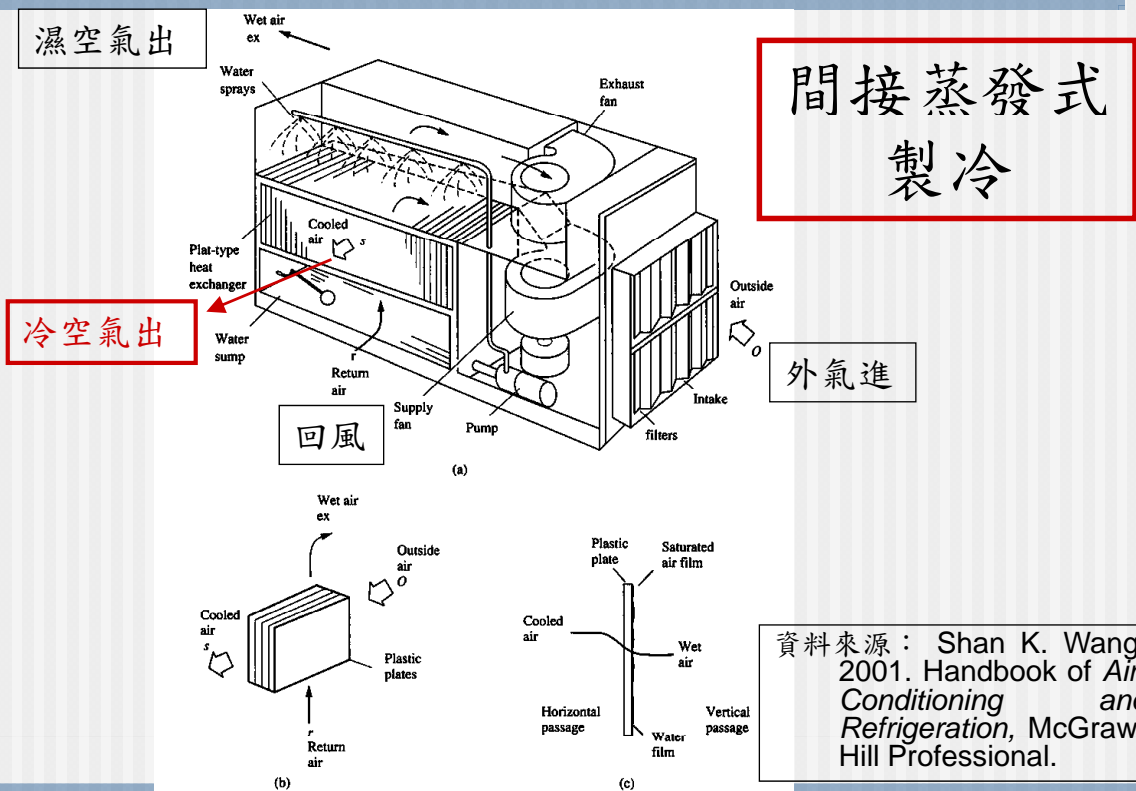
結果與討論

測試結果

項目		單位	10RT	20RT	40RT	60RT	100RT
冰水	入口溫度	°C	12.53	12.02	12	12.8	12.4
	出口溫度	°C	7.24	7.01	6.96	8.4	9.4
冷凝器	入口空氣溫度	°C	21.11	20.6	17.53	18.7	18.6
	入口空氣濕度	%	61.01	50	69.89	53.6	56
	出口空氣溫度	°C	25.1	27.9	27.6	27.6	22.9
	出口空氣濕度	%	85.31	73.5	73.5	61.6	72.5
冷媒側	壓縮機出口溫度	°C	49.81	57	61.66	59.37	54.74
	壓縮機入口溫度	°C	15.52	15.52	15.52	9.52	9.41
	高壓壓力	kg/cm ²	8.97	12.187	11.367	11.943	9.653
電源	電流	A	24.64	45.56	103.9	142.7	263.4
	功率	kW	6.868	14.57	31.53	45.7	81.7
總性能	蒸發器製冷能力	kW	26.161	62.66	129.36	188.98	245.86
		RT	7.44	17.816	36.781	53.73	69.91
	COP	—	3.809	4.3	4.1	4.14	3.01
	EER	kcal/hr/W	3.275	3.69	3.52	3.56	2.59
	每冷噸消耗電功率	kW/RT	0.923	0.81	0.85	0.85	1.17

各種初步測試結果

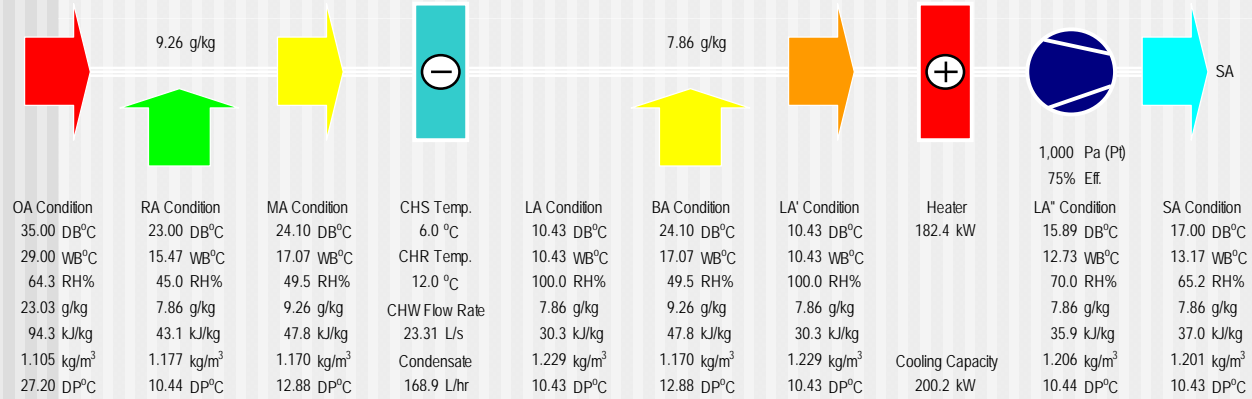
6-2 Evaporative Cooling



6-3 熱管之應用

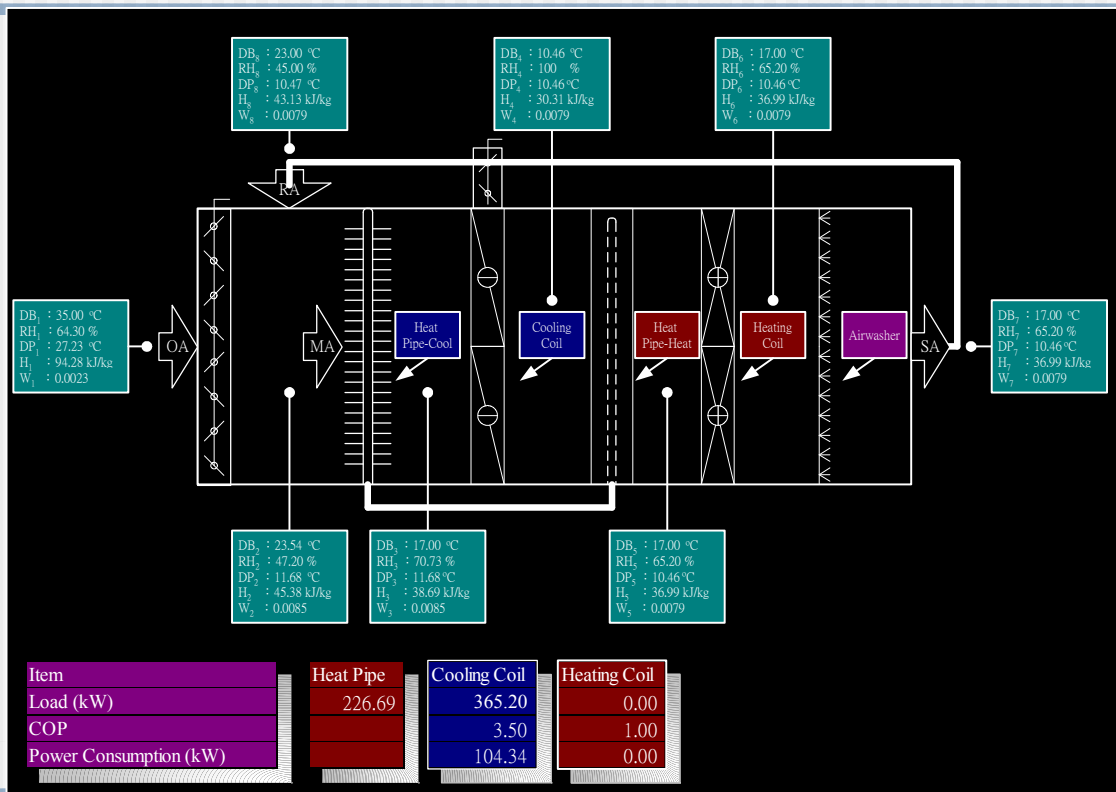
1. 電子廠外氣空調箱(MAU)

OA Folw Rate 10,000 CMH 2.78 m³/s 3.07 kg/s OA Intake	RA Folw Rate 92,828 CMH 25.79 m³/s 30.35 kg/s	MA Folw Rate 102,820 CMH 28.56 m³/s 33.42 kg/s	Total Heat 585.5 kW Sensible Heat 456.9 kW Cooling Coil	LA' Folw Rate 97,736 CMH 27.15 m³/s 33.37 kg/s	BA Folw Rate 0 CMH 0.00 m³/s 0.00 kg/s	LA' Folw Rate 97,736 CMH 27.15 m³/s 33.37 kg/s	Total Heat -182.4 kW Sensible Heat -182.4 kW Heater	Fan Folw Rate 99,620 CMH 27.67 m³/s 33.37 kg/s Recirculation Fan	SA Folw Rate 100,000 CMH 27.78 m³/s 33.37 kg/s
---	--	---	---	---	---	---	---	--	---

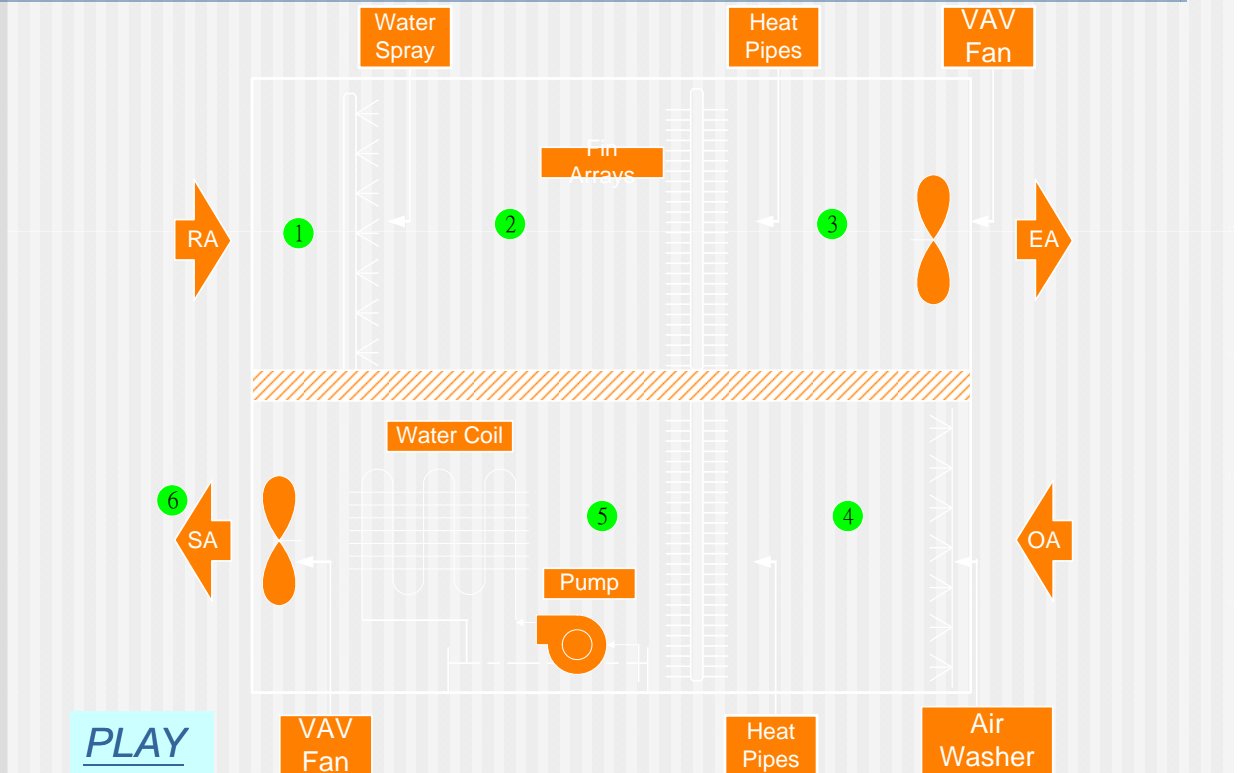


Item	q ₁	q ₂	Recirculation Fan	Summary
Load	585.5 kW	182.4 kW	36.9 kW	
COP	3.50	1.00	1.00	
Power Consumption	167.3 kW	182.4 kW	36.9 kW	386.5 kW

6-3 熱管之應用



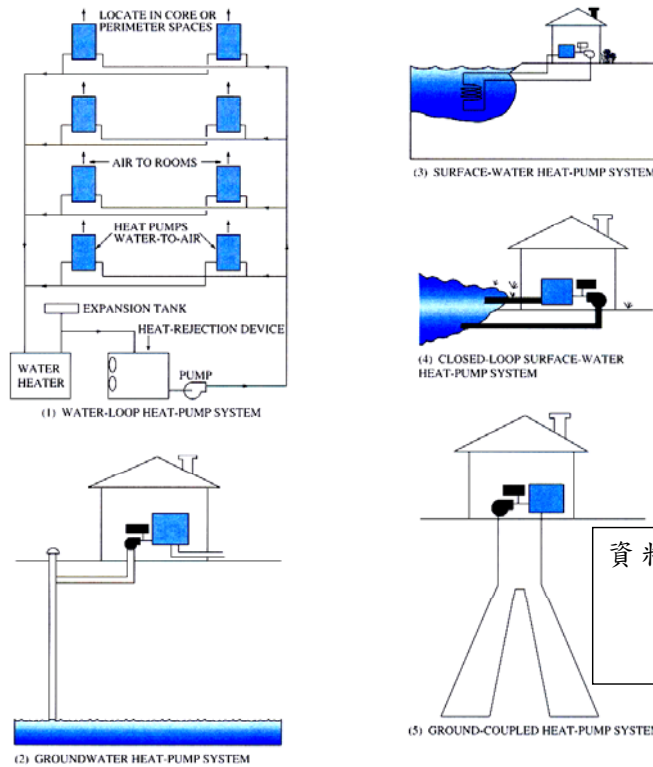
6-4 自然空調機



7 熱泵之應用

- 如果使用的是中溫熱水，熱泵可說是比鍋爐或是電熱系統更省能的方式。適當地選擇熱泵有時尚可以在低溫處產製冰水使用，更是一舉數得。

7 熱泵之應用



資料來源：ARI. 1998.
Refrigeration & Air-Conditioning, 3rd ed.

汰換冰水機節能績效量測與驗證方法
選項B之M&V
ASHRAE Guideline 14-2002

冰水主機性能模擬模式之評估

ASHRAE第14號準則:提出兩種冰水主機性能方程式模式，一個為簡易模式(Simple Model)，另一個為溫度相關模式(Temperature Dependent Model)量測標準
ASHRAE第14號準則

1. 簡易模式

$$\frac{1}{COP} = c_1 \left(\frac{1}{Q_{evap}} \right) + c_0$$

2. 溫度相關模式

$$\frac{1}{COP} = -1 + \left(\frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}} \right) + \frac{-A_0 + A_1(T_{cwRT}) - A_2(T_{cwRT}/T_{chwST})}{Q_{evap}}$$

冰水主機性能模擬模式之評估

模式一:溫度相關模式法

若定義 $\alpha = \left(\frac{1}{COP} + 1 - \frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}} \right) Q_{evap}$

以測試數據作出 α 對 $\frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}}$ 的關係圖時，

從圖中可發現多條平行之直線，而每一條

直線皆對應至同一個冷卻水溫，則此直線

群線的斜率(slope)即為係數 A_2

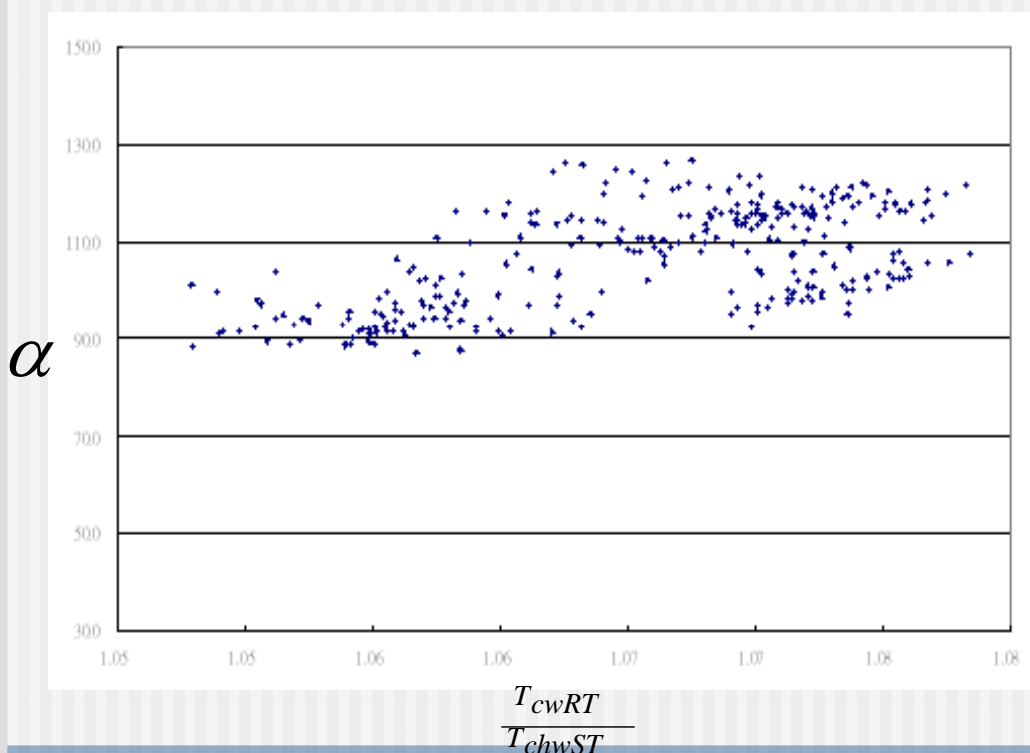
冰水主機性能模擬模式之評估

模式一:溫度相關模式法

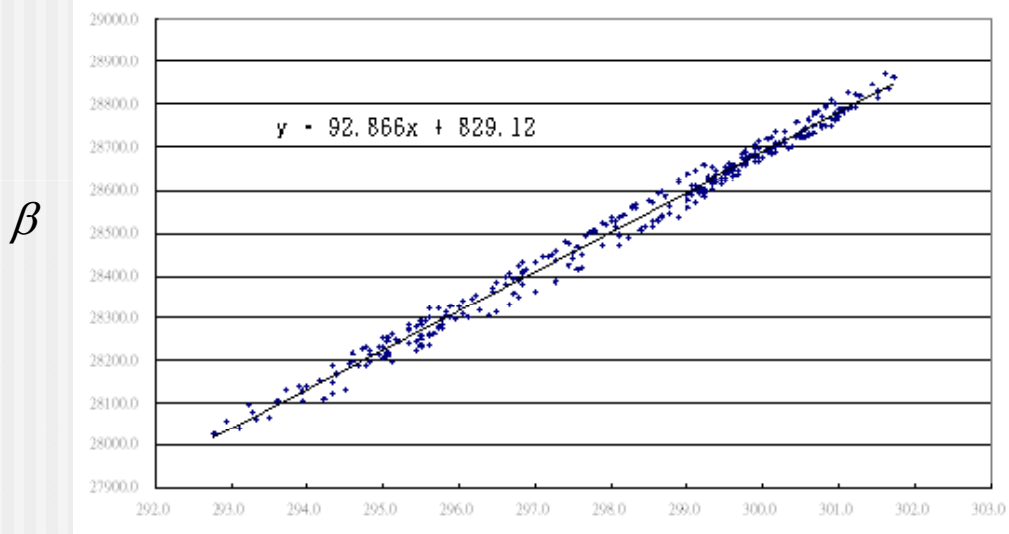
$$\text{定義 } \beta = \left(\frac{1}{COP} + 1 - \frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}} \right) Q_{evap} + A_2 \left(\frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}} \right)$$

以測試數據作出 β 對 T_{cwRT} 的關係圖時，
可以發現圖中所有的數據點應收斂成單
一直線，則此直線的斜率即為係數 A_1 ，
而截距(intercept)即為係數 A_0

冰水主機性能模擬模式之評估



冰水主機性能模擬模式之評估



$$\frac{1}{COP} = -1 + \left(\frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}} \right) + \frac{-(-829.12) + (92.866)(T_{cwRT}) - (26662)(T_{cwRT} / T_{chwST})}{Q_{evap}}$$

冰水主機性能模擬模式之評估

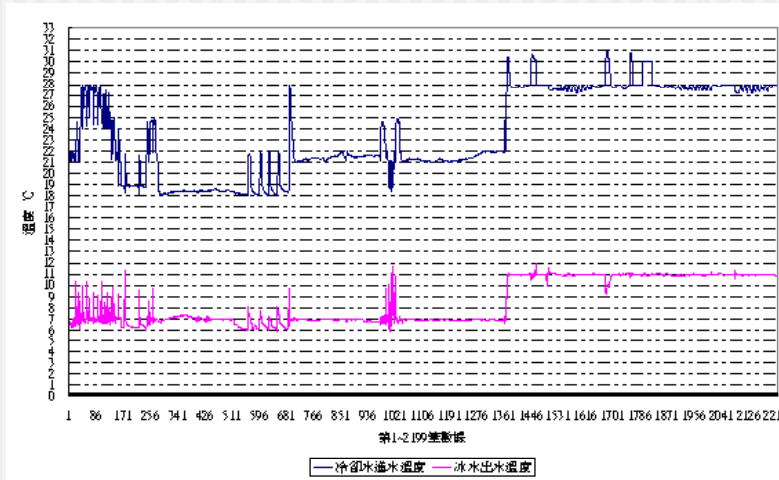
某1000噸冰水機更新案例應用CM法計算之節能結果

Current Data					Calculated Values					
Hour of Day	New kW	Output (Tons)	Condenser Temp (°F)	Supply temp (°F)	Current Capacity (Tons)	Part Load Ratio	Part Load Adjust-ment to EIR	Ambient Adjust-ment to EIR	Baseline Demand (kW)	Savings (kW)
1	335.14	687.1	79.7	44.6	1036	0.663	0.635	0.927	440.32	105.18
2	327.68	671.7	79.6	44.6	1036	0.65	0.62	0.93	430.17	102.49
3	328.63	674.6	79.5	44.6	1036	0.65	0.62	0.93	431.33	102.70
4	327.49	672.1	79.5	44.6	1036	0.65	0.62	0.93	429.77	102.28
5	326.42	669.7	79.5	44.6	1036	0.65	0.62	0.93	428.35	101.92
6	324.21	664.8	79.5	44.6	1036	0.64	0.61	0.93	425.37	101.16
7	331.00	679.9	79.5	44.6	1036	0.66	0.63	0.93	434.59	103.59
8	358.61	738.3	79.6	44.8	1039	0.71	0.68	0.92	469.35	110.73

冰水主機實測數據分析

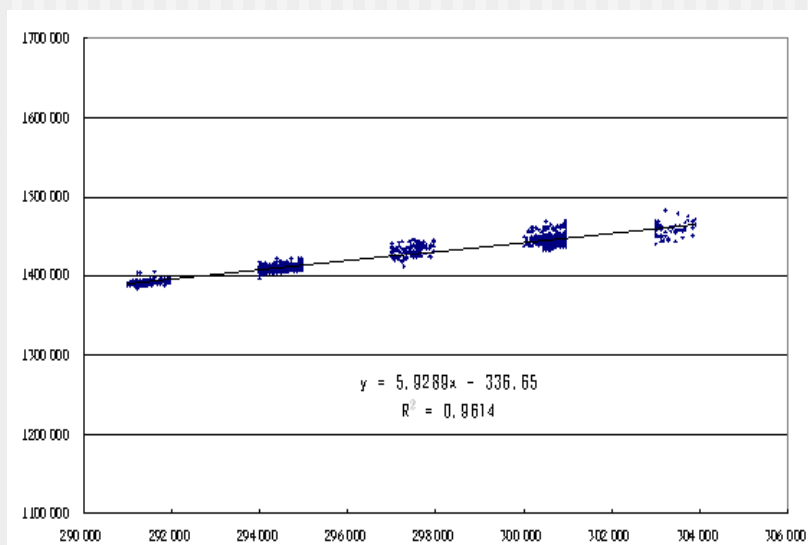
應用冰水主機性能模擬模式——溫度相關模式求解冰水主機性能方程式

某賣場350RT的離心式冰水主機，測試數據收集20160筆，
 包括夏季8月與冬季2月各收集一星期測試數據每隔1分鐘測1筆
 為取得數據含括較大冰水與冷卻水溫度範圍與去除相近特性數據，
 經篩選後取出數據中各溫度帶多筆數據共2199



冰水主機實測數據分析

應用冰水主機性能模擬模式——溫度相關模式求解冰水主機性能方程式



$$\frac{1}{COP} = -1 + \left(\frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}} \right) + \frac{- (336.65) + (5.9289)(T_{cwRT}) - (1250)(T_{cwRT} / T_{chwST})}{Q_{evap}}$$

冰水主機實測數據分析

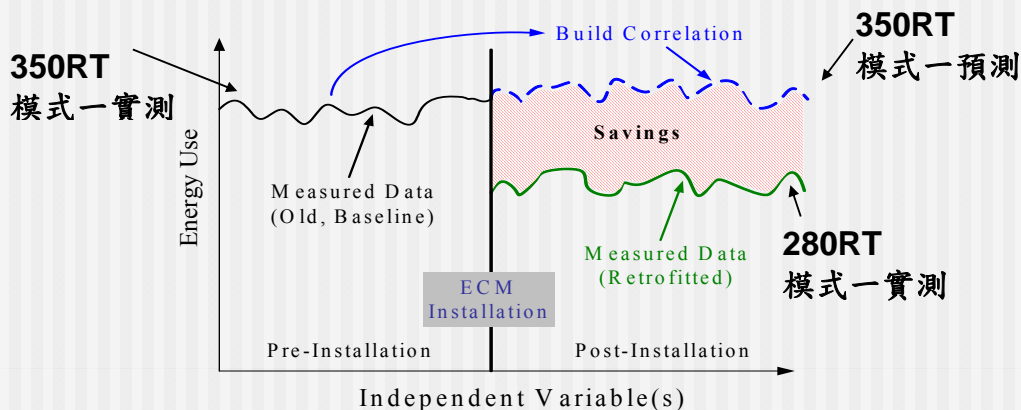
應用冰水主機性能模擬模式二—複合方法推算冰水主機耗能

某電信機房280RT離心式冰水主機耗電以複合方法計算結果

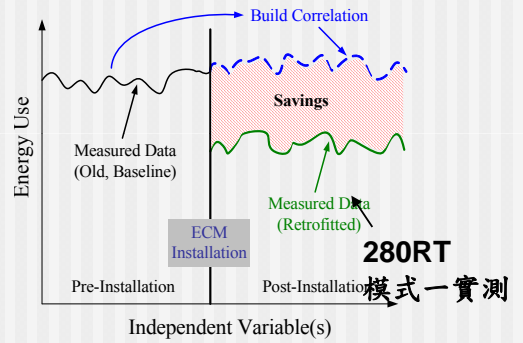
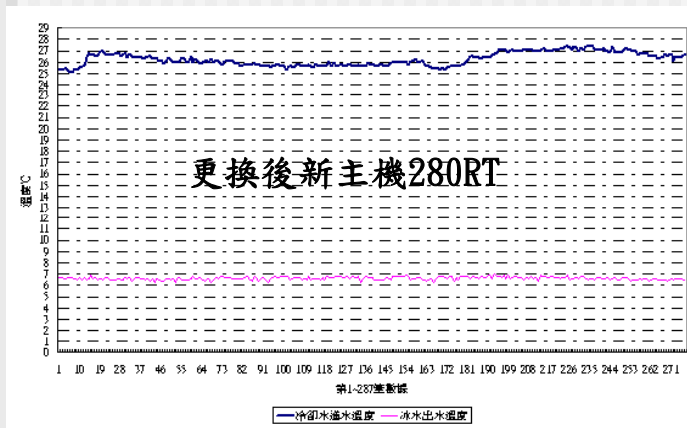
Current Data				Calculation Value				
New kW	Output (Tons)	Condenser Temp °F	Supply temp °F	Current Capacity (Tons)	Part Load Ratio	Part Load Adjust-ment to EIR	Ambient Adjust-ment to EIR	Baseline Demand (kW)
134.21	187.4	77.7	44.1	282.2	0.664	0.667	0.895	111.70
134.41	187.6	77.5	44.1	282.5	0.664	0.667	0.895	111.38
133.99	198.4	77.7	43.9	281.8	0.704	0.703	0.898	118.13
134.79	225.5	77.7	43.3	280.4	0.804	0.798	0.905	135.21
133.88	176.5	77.7	43.9	281.8	0.626	0.633	0.898	106.33
134.53	187.8	77.4	44.1	282.8	0.664	0.667	0.890	111.13
134.65	186.8	77.2	44.1	283.0	0.660	0.663	0.888	110.19
134.42	204.2	77.4	43.9	282.4	0.723	0.721	0.893	120.48
134.17	182.1	77.7	43.9	281.8	0.646	0.651	0.898	109.33
134.42	187.3	77.5	43.7	281.6	0.665	0.668	0.898	112.17
134.62	192.6	77.9	44.1	282.0	0.683	0.684	0.897	114.89
135.23	197.9	78.1	43.7	280.8	0.705	0.704	0.905	119.21
135.26	199.6	78.3	44.1	281.4	0.567	0.581	0.902	98.17
136.19	230.8	79.3	43.3	277.5	0.832	0.825	0.927	143.13
136.39	220.5	79.5	43.7	278.2	0.793	0.787	0.924	136.07
139.46	193.5	80.2	43.9	277.3	0.698	0.698	0.931	121.58
139.16	182.2	79.9	44.4	279.4	0.632	0.656	0.918	112.76
139.44	209.9	80.1	43.9	277.6	0.756	0.752	0.929	130.66
139.36	204.1	79.7	44.1	278.8	0.732	0.729	0.921	125.71
139.50	209.4	79.9	43.7	277.5	0.755	0.750	0.929	130.46
139.04	193.0	80.6	43.9	276.5	0.698	0.698	0.936	122.21
138.68	187.5	80.6	43.7	276.0	0.679	0.681	0.939	119.56
137.99	198.4	80.1	44.1	278.1	0.713	0.712	0.926	123.37
138.18	187.0	79.9	44.1	278.5	0.672	0.674	0.924	116.45

分析與討論

為探討冰水主機性能模擬模式計算方式的分析，假設情境為某電信機房之280RT離心式冰水主機實際測試數據作為更換後的新冰水主機檢測數據，而某賣場350RT冰水主機作為欲求解冰水主機耗能基準線的冰水主機(即假設電信機房原裝置350RT的冰水主機，已更換為280RT的冰水主機)；以冰水主機性能模擬模式—溫度相關模式法驗證更換冰水主機後的節能效益。

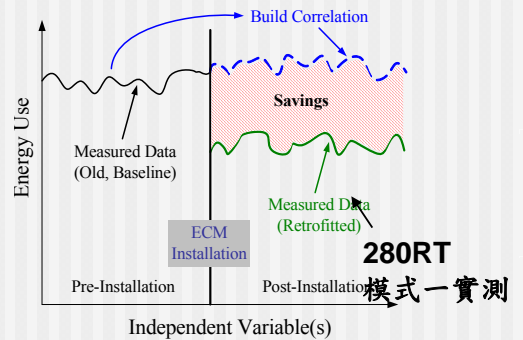
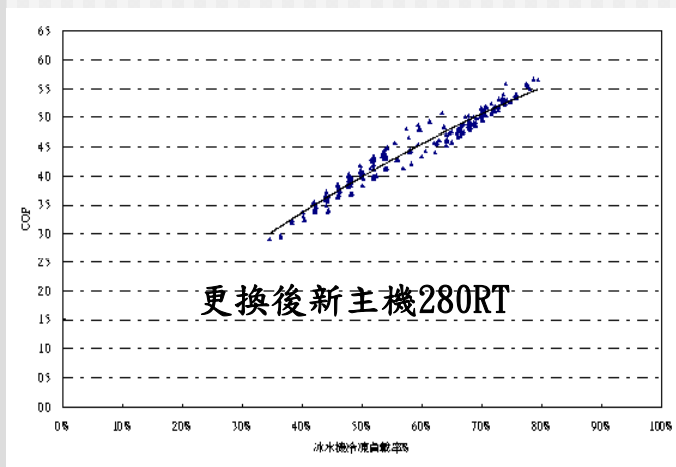


分析與討論



某電信機房既有280RT冰水機冷卻水進水溫度與冰水出水溫度

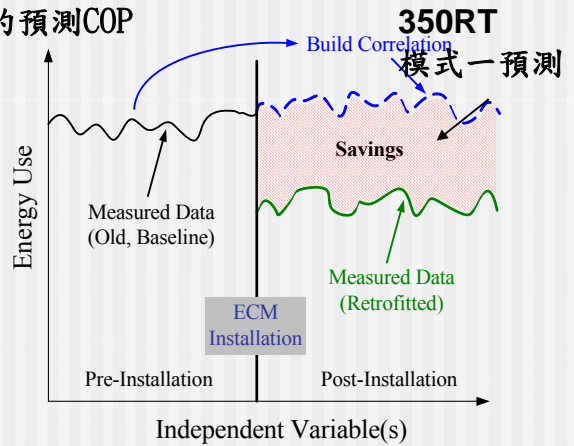
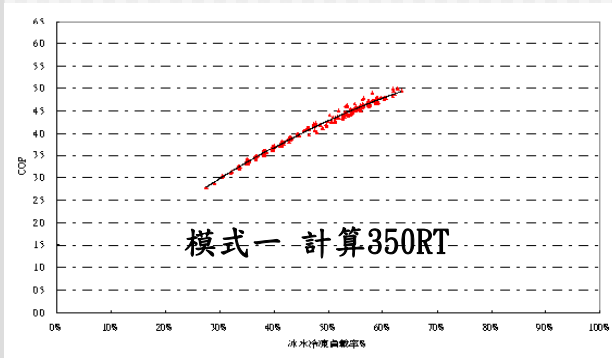
分析與討論



某電信機房280RT冰水主機實測不同負載與溫度下COP

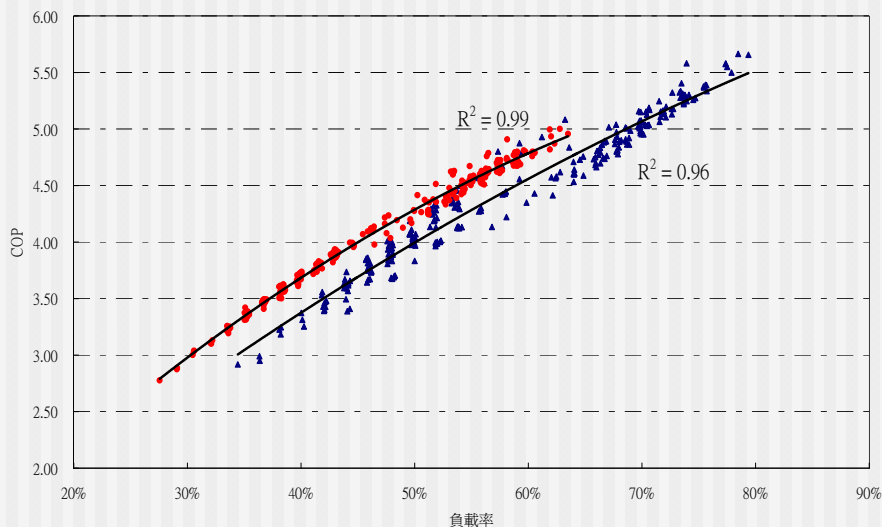
分析與討論

應用冰水主機性能模擬模式計算某賣場350RT的冰水主機置於電信機房場所運轉使用之不同負載與溫度下的預測COP



$$\frac{1}{COP} = -1 + \left(\frac{T_{cwRT}}{T_{chwST}}\right) + \frac{-(336.65) + (5.9289)(T_{cwRT}) - (1250)(T_{cwRT} / T_{chwST})}{Q_{evap}}$$

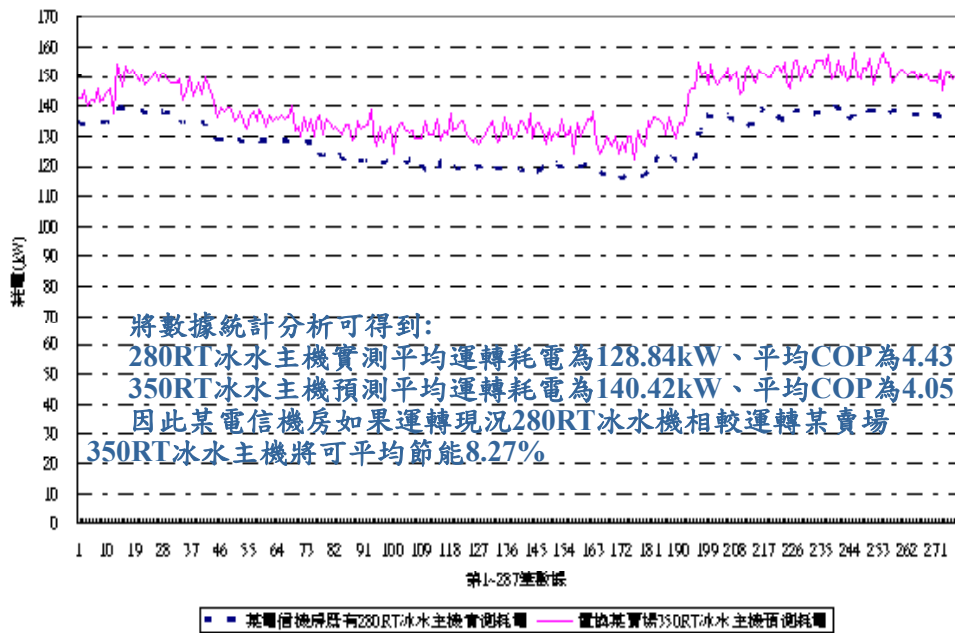
分析與討論



▲ 某電信機房既有280RT冰水主機實測COP ● 置換某賣場350RT冰水主機預測COP

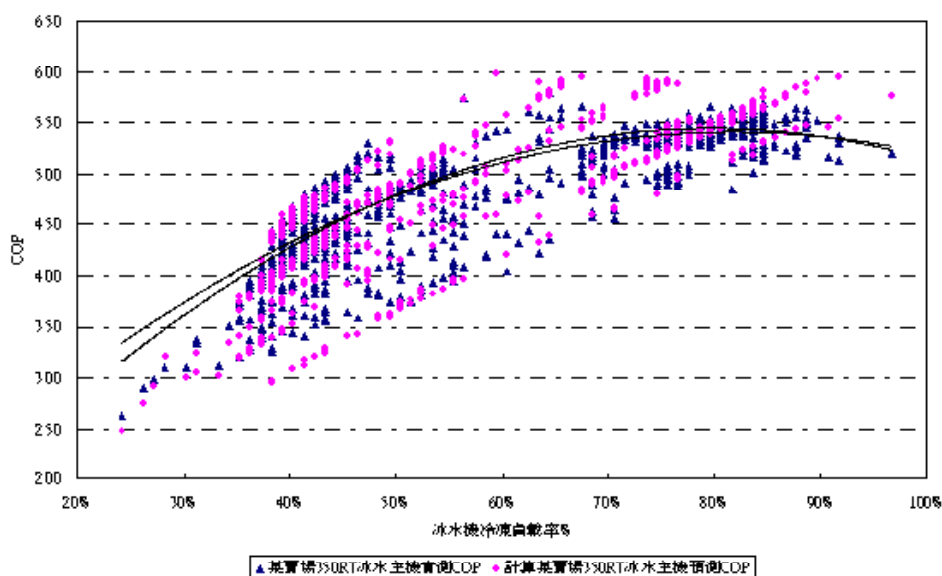
某電信機房既有280RT冰水主機實測COP與應用冰水主機性能模擬模式計算置換成某賣場350RT冰水主機不同負載與溫度下預測COP

分析與討論



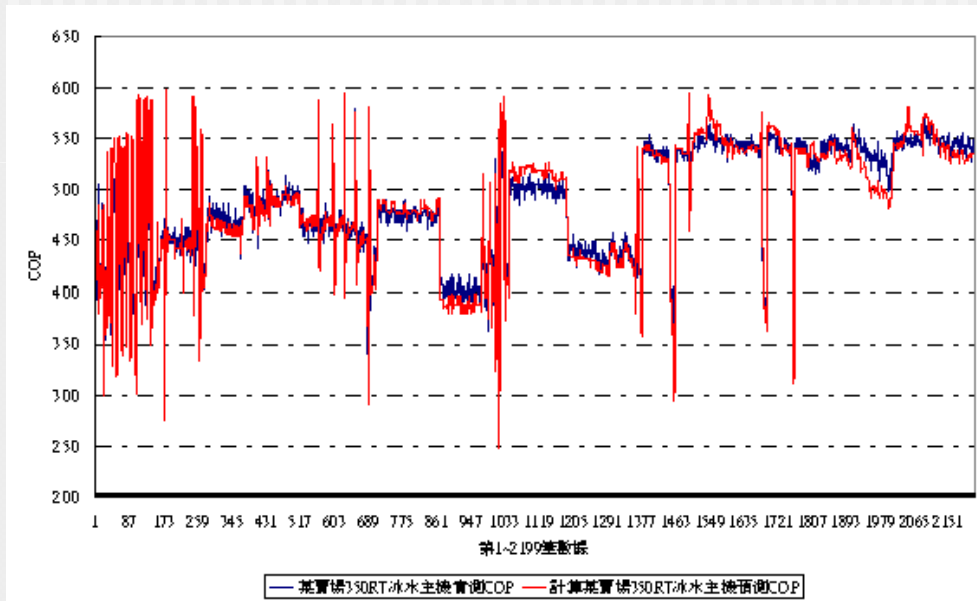
某電信機房既有280RT冰水主機實測耗電與應用冰水主機性能模擬模式一計算某賣場350RT的冰水主機預測耗電

分析與討論



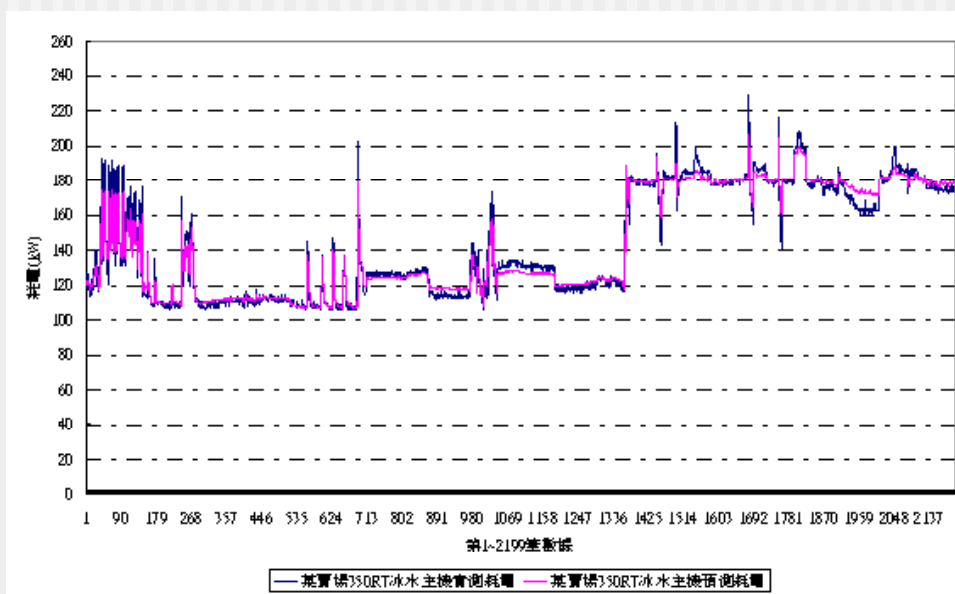
某賣場350RT冰水主機實測COP與應用冰水主機性能模擬模式計算某賣場350RT冰水主機不同負載與溫度下預測COP

分析與討論



某賣場350RT冰水主機實測COP與應用冰水主機性能模擬模式計算某賣場350RT冰水主機不同負載與溫度下預測COP

分析與討論



某賣場350RT冰水主機實測耗電與應用冰水主機性能模擬模式計算某賣場350RT的冰水主機預測耗電



柯明村

mtke@ntut.edu.tw

(02) 27712171 ~3509