

空調系統之操作節能策略

作者：趙文華 總經理
正宜興業(股)公司

前言：

本年度經濟部節約能源績優廠商選拔活動，各組複審工作已告一段落，從各組審查專家之複審結果報告，有關各廠商空調系統節能所採取之對策及技術，可以看出經過能源會中技社節能服務中心、工研院能資所及各學術研究單位與廠商多年的宣導與努力，一般空調用戶之工程部門對空調主機節能、使用馬達變頻控制節能等均有一般的背景知識，但對散熱、通風氣流控制與系統整合操作的節能技巧仍須進一步的教育宣導，本文將試著以績優廠商常用之節能技術作一分析，並述其原理，以方便未來有心人士之引用及參考。

經分析本年度節約能源績優廠商最常用之方法如下列：

冰水主機：

1. 冰水主機依負載需求作運轉台數控制。
2. 提高冰水出水溫度由 7°C 至 11°C。
3. 使用熱回收主機，減少加熱能源消耗。
4. 使用 5°C 及 9°C 雙冰水溫度系統，儘量提高冰水機出水溫以節省能源。
5. 使用儲冰式系統，抑低尖峰用電。

冷卻水塔：

1. 以出水溫度作台數控制。
2. 風車加裝變頻控制。
3. 冷卻水塔儘量降低溫度運轉，提升冰水機效率。

通風系統：



1. 春秋冬季引入低溫外氣冷房。
2. VAV 送風，風車以 Inlet Guide Vane 控制風量。
3. 風車使用變頻控制。
4. 降低潔淨室室壓，減少降低外氣供應量、排氣風車耗電。
5. MAU 降低送風溫度，以減少再熱及再冷卻耗能。

水系統：

1. 水泵加裝變頻控制。
2. 修改水泵葉輪，減少超流量耗電。

室內：

1. 以 VAV 送風控制。
2. 儘量提升室內溫度設定。
3. 回收冷凝水，作為澆灌或冷卻水塔補給水。

以上之節能手法大都有其理論為依據，為使業界參考使用時，知其所以更知其所以然，並得舉一反三，使節能工作能更落實且豐富化，將空調系統節能策略整理分析並補以理論及計算基礎以供業界參考。

一、目前國內現有空調系統耗費能源之原因：

1. 設備基本性能的問題：

國內現有之大型空調主機大部份均係進口，效率較高，但仍有甚多老舊機組及國內小廠產品較不注意能源的耗費，尤其水邦浦、風車、閥門、控制另件、操作方式均以中品質低價為取捨原則，故目前國內所使用的空調設備，部份耗費能源甚大。

2. 工程設計的不當所導致的問題：

因為國內對設計監造空調系統並無法規或標準可循，業主用戶對空調往往缺乏專業人才，很多空調系統耗費能源的問題，於設計階段就產生了，如

設備選擇不當、主機選用過大、設備選用型式不當、風車使用不當，整個系統操作控制不當等問題。

3. 施工不良所導致的問題：

國內不論公私營機構，決定一個工程施工承攬廠商，很少刻意的就廠商以往的施工實績，其工程人員的技術水準、負責人的信用度、經營理念等經多方徵信考核方以決定。大都以報價高低為取捨的標準，草率的決定施工廠商，加上設計圖面不夠詳細，施工前之技術檢討與施工圖繪製套圖未落實、因而很多建築物雖有美麗的外觀，講究的內部裝璜，進口的衛浴設備，但最重要的空調系統，卻是偷工減料下的廉價產品，因而耗費能源也就無可避免。

4. 維護不良所產生的問題：

很多空調系統因為維護人員只作例行的開機、關機及清洗的工作，而疏忽了整個系統的平衡及控制點的重新設定調整，故往往機器常於不當條件運轉，無法配合室內負荷之減少而節約能源，而且室內溫度又冷熱不均，耗電且不能滿足舒適的條件。

以上幾個問題係目前國內使用空調系統最普遍存在耗費能源的原因，也是空調系統管理人員應予費心改善，以求有效節約能源之處，當然按照維護保養程序妥善作好維護，使設備及系統永遠於最佳狀況下運轉，更是最基本的需求。

綜合目前國內空調系統耗能原因分析大致如下：

- 規劃設計問題
- 設備及器材選用問題
- 施工問題
- 試車平衡問題
- 操作保養問題
- 設備老舊未即時更換
- 系統耗能不知調整



二、 空調主機之運轉節能注意要點：

1. 保持機器於設計條件運轉

(1) 確認其 冰水進出水溫度、流量

冷卻水進出水溫度、流量

冷媒蒸發壓力對應之溫度與冰水出口溫度差 3°C 左右

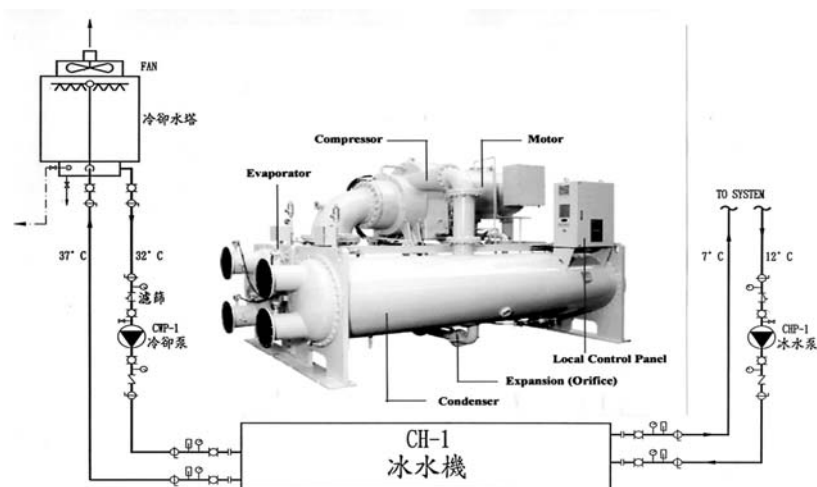
冷媒冷凝壓力對應之溫度與冷卻水出口溫度差在 3°C 左右

附表：冰水機之蒸發及冷凝溫度條件

冰水機之蒸發及冷凝溫度條件

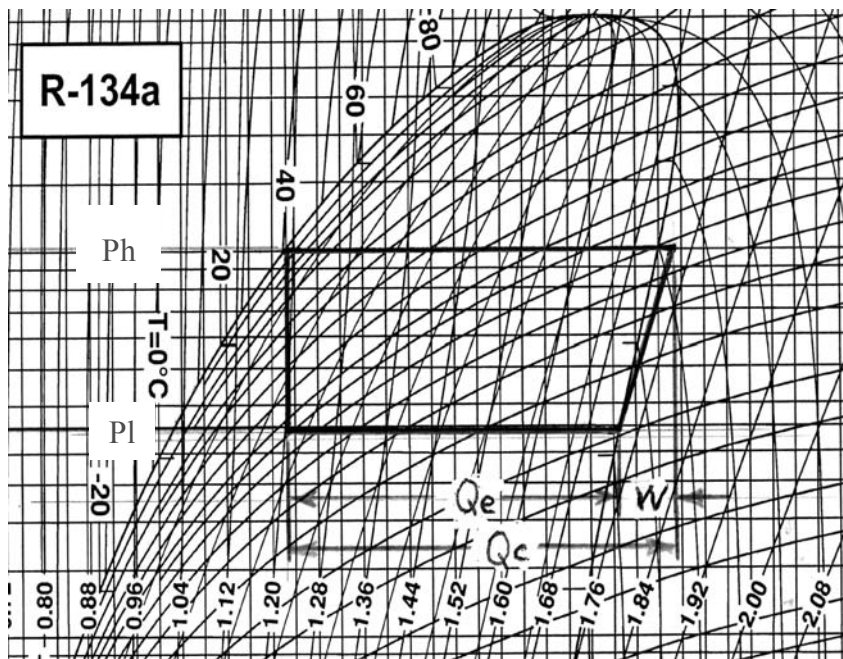
冷媒		R-134a	R-123	R-22
低壓側	壓力	0.32614 MPa (2.296 kg/cm ² G) (32.6 PsiG)	0.374 MPa (280 mmHg) (11.04 inHg)	0.54863 MPa (4.564 kg/cm ² G) (64.86PsiG)
	溫度	3°C	3°C	3°C
高壓側	壓力	1.0166 MPa (9.332 kg/cm ² G) (132.75 PsiG)	0.1544 MPa (0.541 kg/cm ² G) (7.694 PsiG)	1.5336 MPa (14.6 kg/cm ² G) (207.7 PsiG)
	溫度	40°C	40°C	40°C

備註：冷媒蒸發溫度 3°C，冷凝溫度 40°C
 冰水入水 12°C，出水 7°C
 冷卻水入水 32°C，出水 37°C 為運轉基準
 當設計條件不同時，溫度及壓力讀數須作相應之校正



圖一、系統流程示意圖

- (2)定期正確校正機上所安裝之溫度計、壓力錶、電流錶等之讀數，如此方能正確判斷主機系統運轉條件，所作記錄才有意義。
- (3)如使用中央監控系統時，想要系統有效運作，更須定期校正各項輸入條件之正確，否則垃圾進，垃圾出，監控徒具型式，更須注意監視螢幕與機上儀錶讀數須一致。
- (4)以 R-134a 冷媒為例，蒸發溫度降低 1 度，或冷凝溫度提高 1 度，效率約減 3%，主機冷卻容量亦減小，故相同冰水出水條件蒸發溫度越高越好，機器效率越高，如能提高冰水出水溫度，使蒸發溫度隨之提高也能提升效率，同樣的冰水出水條件下，冷凝溫度越低越好，所以在冰水機的冷卻水最低運轉極限(一般 18°C~22°C)以上，保持冷卻水溫度越低，冷凝溫度/壓力越低，機器效率及容量越高。



圖二、R-134a 冷媒之 Mollier 循環圖

- Q_e ：冷凍能力
- W ：壓縮機輸出功 $O.P = \frac{Q_e}{W} = \frac{Q_e}{Q_c + W}$ 如上圖
- Q_c ：冷凝器散熱



相同冷凝溫度條件，蒸發溫度、蒸發壓力降低時：見下圖

$$C.O.P = \frac{Q_e'}{W'} = \frac{Q_e'}{Q_c' + W'}$$

$$Q_e > Q_e' \quad W < W' \quad P_l > P_l'$$

$$C.O.P > C.O.P'$$

蒸發溫度、蒸發壓力降低時系統較耗能，故將冰水溫度提升可以節約冰水機耗能。

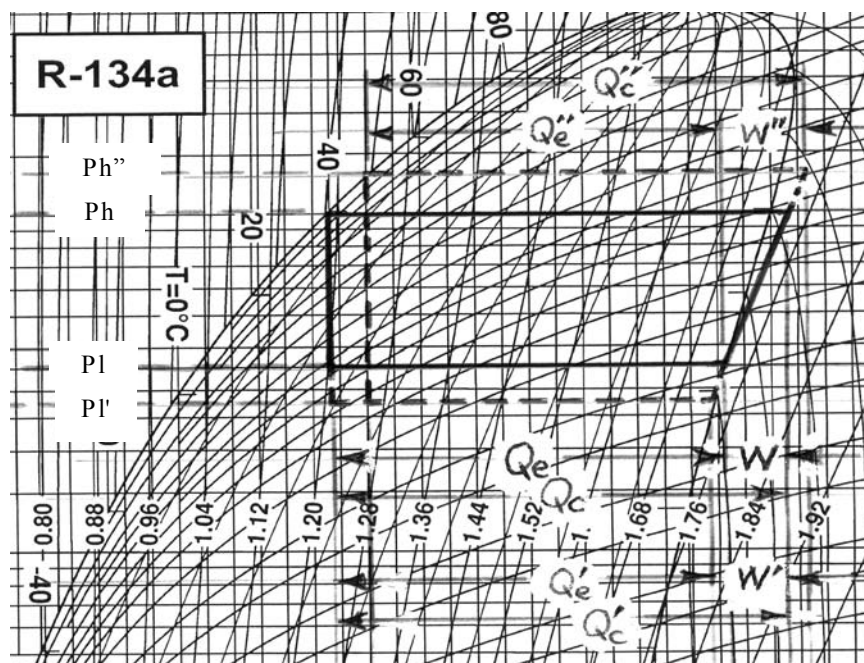
相同冷凝溫度條件，冷凝溫度，冷凝壓力上升時：

$$C.O.P'' = \frac{Q_e''}{W''} = \frac{Q_e''}{Q_c'' + W''}$$

$$Q_e > Q_e'' \quad W < W'' \quad P_h'' > P_h$$

$$C.O.P > C.O.P''$$

冷凝溫度、冷凝壓力昇高時系統較耗能，故將冷卻水溫度降低可以節約冰水機耗能。



圖三、高冷凝溫度及低蒸發溫度之 mollier 循環

2. 空調主機運轉條件偏離設計值時之處置：

空調主機運轉條件偏離原正常設計值時，冷卻效果將不良且能源消耗因之增加，必須即時處理，以下為與節能有關之異常運轉狀態與處理對策：

異常運轉狀態：冷凝壓力高

現象	原因	對策
冷卻水溫度高	<ul style="list-style-type: none"> • 大氣濕球溫度高 • 風扇馬達故障 • 冷卻塔通風不良 	<ul style="list-style-type: none"> • 加大水塔 • 檢修風扇 • 淨空水塔空氣出入口
冰水溫度過高	<ul style="list-style-type: none"> • 冰水機不當運轉 	<ul style="list-style-type: none"> • 檢修排除
冰水系統正常 但冷卻水進出溫差小	<ul style="list-style-type: none"> • 冷凝器水箱短路 	<ul style="list-style-type: none"> • 更換墊片
冰水系統正常 但冷卻水進出溫差大	<ul style="list-style-type: none"> • 冷卻水流量小 	<ul style="list-style-type: none"> • 水泵故障排除 • 濾篩堵塞清洗 • 閥門正常開啓檢查 • 清洗水垢
冷凝溫度與冷卻水溫差大 (正常 2~4°C)(視廠家設計 而有不同)	<ul style="list-style-type: none"> • 散熱管結垢過多 • 冷卻水流量小 	<ul style="list-style-type: none"> • 清洗水垢 • 水泵故障排除 • 濾篩堵塞清洗 • 閥門正常開啓檢查

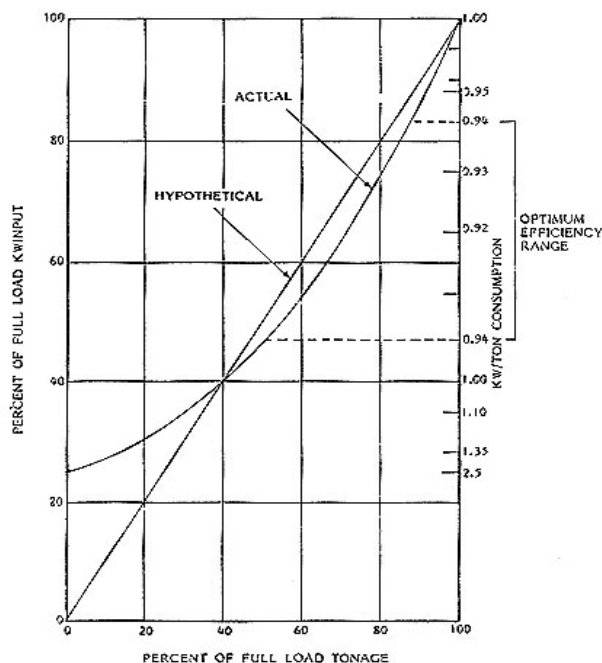
異常運轉狀態：蒸發壓力過低

現象	原因	對策
蒸發溫度與冰水出水溫差 大(正常 2~4°C)(視廠家設 計而有不同)	<ul style="list-style-type: none"> • 冰水流量小 	<ul style="list-style-type: none"> • 冰水濾篩堵塞清理 • 水泵異常檢修 • 閥門正常開啓檢查
	<ul style="list-style-type: none"> • 冰水系統積氣堵塞 	<ul style="list-style-type: none"> • 排除空氣
	<ul style="list-style-type: none"> • 散熱管結垢 	<ul style="list-style-type: none"> • 清洗水垢
冷媒量不足	<ul style="list-style-type: none"> • 高壓過高 • 低壓過低 	<ul style="list-style-type: none"> • 充填冷媒
冰水進出溫差小 壓縮機負載高	<ul style="list-style-type: none"> • 冰水器水箱短路 • 冰水器結垢 	<ul style="list-style-type: none"> • 更換墊片 • 清洗水垢
蒸發溫度與冰水出水溫度 差增大 壓縮機吐出溫度上升	<ul style="list-style-type: none"> • 冷媒不足 • 冷凝器不潔 	<ul style="list-style-type: none"> • 充填冷媒 • 冷媒過濾再生



3. 如何藉由調整操作空調主機系統操作條件以節約能源：

- (1) 在滿足室內溫濕度條件下，冰水出水溫度越高越好，如白天以 7°C 出水，夜間離峰可調整為 $8\sim 10^{\circ}\text{C}$ 出水。
- (2) 在主機正常運轉條件下(洽主機廠商)，冷卻水溫度越低越好，夜間或春季如用變頻、雙速、分段控制水塔風扇，可調低其冷卻水出水溫度至 $23\sim 25^{\circ}\text{C}$ ，如果冷卻水溫太高，雖然省了冷卻風扇耗電，可能犧牲了主機可有的節能。
- (3) 一般離心式冰水機最佳效率條件在 $45\sim 88\%$ 負載時，螺旋式則在 $75\sim 100\%$ 最佳，多台主機運轉，部份負載時可以藉由適當的台數控制，以維持冰水機在最佳效率運轉。



圖四、離心式冰水機部份負載特性曲線

- (4) 傳統上，冰水主機之冰水及冷卻水循環量都設計為固定流量，但目前冰水機效率不斷提升，耗電從 $1\text{kW}/\text{RT}$ 降為 $0.6\text{kW}/\text{RT}$ 時，相對的水泵馬力消耗佔空調系統耗電比例越來越高，如何進一步於空調主機系統部份負

載節約冷卻水泵及冰水泵之用電，成爲一個新的課題，因此，在部份負載時，減少水流量成爲未來節能的一個方向，但須充分瞭解冰水機之部份負載運轉特性才可以如此作。

(5)功率因素改善：

離心式冰水機之滿載運轉功因約爲 0.92~0.95，低載時則降至 0.8 以下，如負載側加裝自動功率因數調節器，將功因調至 0.95~0.98，隨著冰水機大型化之趨勢，每年節約之電費將甚爲可觀。

4. 在一個較大的冷卻系統，如果冷卻溫度可以分爲數個溫階，則可以將冰水機分數個群組，不同冰水出水溫度，如同前半導體廠冰水機組大都規劃爲 5℃及 9℃ 雙冰水出水溫度，兩個群組以節能冰水機耗能。

水系統省能基本要訣：

- (1)國中理化課本很清楚的告訴我們：馬力之定義爲將 1kg 之重物，每秒提升 75 公尺所需耗用之功，也就是 75 公斤-公尺之功爲一馬力(此時爲一公制馬力)，與英制馬力之 550 呎一磅略有差異，也就是爲何 1Ps(公制馬力)=0.75kW，1HP=0.746kW。

據此水泵之耗用馬力之計算公式爲：

$$\text{水泵理論功(Ps)} = \frac{Q \cdot P}{75} \quad \text{公式一}$$

Q：水流量(l/S)，P：水頭(壓力)公尺
水 10M 水頭約爲 1kg/cm²

$$\text{水泵實際功(Ps)} = \frac{Q \cdot P}{\text{eff}_p \cdot \text{eff}_m \cdot 75} \quad \text{公式二}$$

eff_p：水泵效率，

eff_m：馬達效率(96% 以上，且相當一致)

$$\text{或水泵實際功(kW)} = \frac{Q \cdot P}{\text{eff}_p \cdot \text{eff}_m \cdot 75 \div 0.75} \quad \text{公式三}$$

$$\text{SI 制：水泵實際功(kW)} = \frac{Q \cdot P}{1000 \cdot \text{eff}_p \cdot \text{eff}_m} \quad \text{公式四}$$



Q：水流量 l/S，P：壓力 kPa

水泵關係定律：

$$\text{改變葉輪直徑： } Q_2 = \frac{D_2}{D_1} Q_1 \quad \text{公式五}$$

$$H_2 = \frac{D_2}{D_1} H_1 \quad \text{公式六}$$

$$P_2 = \frac{D_2}{D_1} P_1 \quad \text{公式七}$$

$$\text{改變水泵轉速： } Q_2 = \frac{RPM_2}{RPM_1} Q_1 \quad \text{公式八}$$

$$H_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^2 H_1 \quad \text{公式九}$$

$$P_2 = \left(\frac{RPM_2}{RPM_1} \right)^3 P_1 \quad \text{公式十}$$

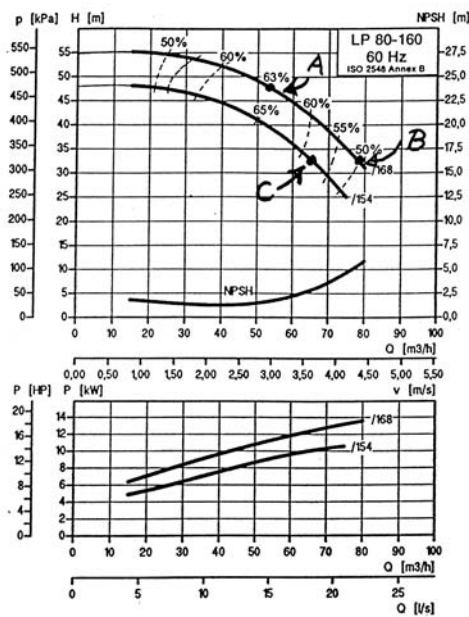
Q：水流量，H：壓力，P：耗用馬力，RPM：水泵轉速

從以上公式可知要減少水系統耗用功(能源)可從以下方向著手：

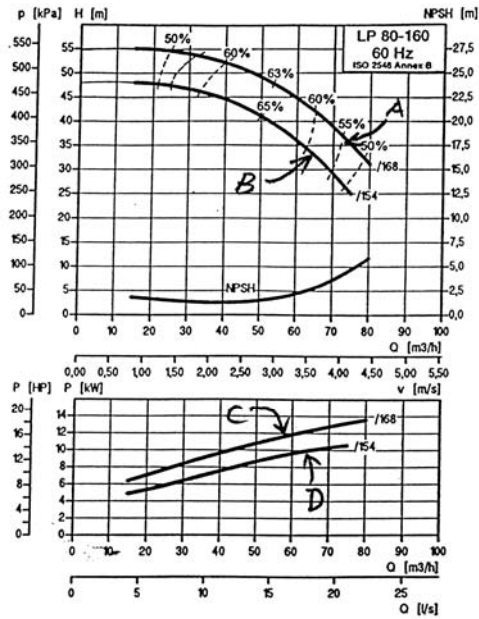
- (1)儘可能維持滿足系統功能需求之最少水流量。
- (2)儘可能減少水系統之水頭損失。
- (3)選用較高效率水泵或維持水泵在較高效率條件運轉。

減少水泵耗用壓力，以前較常使用車削改小葉輪直徑的方法，近年來因變頻器大量普及，且安裝操作控制方便，故使用變頻器控制轉速，減小水頭及流量以節約用電日漸普及。

圖五為水泵之性能曲線，A 為 168mm 直徑葉輪之性能曲線，C 為其耗用功率曲線，B 為同樣型式 154mm 直徑葉輪之性能曲線，D 為其耗用功率曲線。



圖五、



圖六

假設有某一冰水系統，設計流量為 14.7 l/s ，設計系統壓損為 475 kPa ，設計時選用之泵為如圖六之 A 點條件，水泵效率 63% ，耗用馬力為 10.54 kW ，該系統設計時之水管及管件壓損係查表所得，冰水機之冰水器及冷風機與空調箱管盤等壓損係參考某廠商型錄數據，設計技師考慮怕有變數又加了 20% 安全係數。

實際工程施工時，承裝之工程公司選用了 B 公司較低壓損之冰水機及冷風機，管路壓損亦因近年來加工技術進步而減低，故實際系統壓損只有 330 kPa ，系統試運轉時，實際水泵之運轉點移到了圖六接近 B 點，即壓損 330 kPa ，水流量 22 l/s ，效率 50% 。此時運轉耗用馬力為 15.12 kW ，此時對系統之影響如下：

- (1) 馬力多消耗 43% — 耗能。
- (2) 水流量增加 49% ，原設計系統滿載冰水溫差 5°C ，變為 3.3°C ，使得溫度不易控制。
- (3) 水管內流速增加 49% ，增加管件及閥座，因而容易失去功能。



此時應採取之步驟如下：

- (1)洽原製造廠重新選擇並更換水泵。
- (2)在原廠認可之情況下，車削葉輪直徑。
- (3)裝設變頻器以控制水泵轉速及流量，並節約馬力，其影響如公式八~十。



圖七、水泵附變頻器安裝圖

車削葉輪直徑如圖六，將使水泵運轉條件由 B 移至 C，壓損仍約為 330kPa，水流量減少為 18L/S。馬力消耗變為 10.66kW，約與原設計相同。

一般使用中之水系統如發現有水流量過大之情況，可以用車削葉輪直徑或安裝變頻器調控方式，或兩者同時使用，使水流量接近設計值趨於較高效率運轉，以節約用電，並使系統正常運轉。

目前台灣之空調冰水系統大都設計為二通溫控閥控制之變水量系統，在此系統，變水量以節約水泵馬力為重點之一，但設計時應特別注意整個系統之壓損平均並平衡。

以前冰水系統大都設計為一次側(冰水機)為定流量，使主機效率得到最大發揮，二次側為變流量於低負載時降低水流量，節省水泵馬力，但隨著近年

來冰水機之技術發展效率提升，但冰水機效率由 $1RT = 1kW$ 耗電提升到現在 $1RT = 0.6kW$ 耗電時，在大半時間為部份負載運轉之冰水主機系統，水泵所耗功率比例大幅提升，故最近工程師們也注意到了如何在一次側冰水系統及冷卻水系統改變水流量，以節約部份負載時之用電，但此部份直接關係冰水主機之性能及安全運轉，須取得原冰水主機製造廠之技術資料與同意方可以執行。

四、冷卻水塔省能基本要訣：

一般國內常用之開放式冷卻水塔係以冷卻水直接與空氣接觸，而蒸發吸熱，每公斤水在 $30^{\circ}C$ 左右之蒸發熱約 $580kcal$ ，也就是每一冷凍噸每小時約需蒸發 6.8 公斤的水，以散掉所需排除之冷凝熱，此水量也大約是一般設計冷卻水循環量之 1% 。

冷卻水塔之散熱係以冷卻水直接與吸入空氣熱交換而蒸發吸熱，直接影響其性能者為周圍大氣之濕球溫度(W.B.)，非乾球溫度(D.B.)。

冷卻水塔如安裝不當或運轉維護不當而致散熱不良，容易使冷卻水溫度偏高，而致冰水主機也因此而散熱不良，冷媒高壓側壓力偏高而耗損能源，有時因而冷媒吐出壓力過高損及其他機件，一般現場常發生之問題如下：

1. 安裝位置不當：常見的有：
 - (1) 裝飾牆或女兒牆擋住入風口。
 - (2) 季節風風壓致水塔風扇無法排風。
 - (3) 空氣吸入口附近有煙囪，致吸入髒空氣而致污染水系統及熱交換器影響熱傳。



圖八、冷卻水塔安裝時應有適當之空氣入口空間

2. 安裝不當：

- (1) 兩個冷卻水塔相距太近，影響空氣吸入。
- (2) 出回風短路，減低熱交換。
- (3) 出風口加裝消音器或導風管，未加大風車或改變風車葉節距，致送風量不足。

3. 操作維護不當：

- (1) 濾篩堵塞水循環不足。
- (2) 風車皮帶輪滑動，風量不足。
- (3) 撒水頭堵塞。
- (4) 多台水塔水位平衡不良。
- (5) 水泵選用過大，致水流量過大，水流速高。
- (6) 使用溫度控制設計點不恰當。

冷卻水塔節能操作常被忽略要點：

1. 冷卻水流量過大：洽原製造廠車小水泵葉輪或裝變頻器。
2. 冷卻水溫控制：於低載時可使用變速馬達或溫控變頻器，以節省水塔風車馬達耗電，但需注意冷卻水溫下降在一定條件下，冰水機效率因而提升，

故可洽原冰水機製造廠了解冰水機入口，冷卻水運轉低限安全值，在此溫度之上，冷卻水入水溫越低越好，不要省了風車馬力消耗，而犧牲了主機用電之節約(這才是整個空調系最耗能的所在)。

3. 冷卻水塔以大氣濕球溫度散熱，此大氣指的是冷卻水塔之空氣吸入口，而非氣象資料，故實地測量了解運轉狀況，如有問題徹底解決，才可節能。
4. 冷卻水塔不好看，故很多講究造型的建築往往以裝飾牆擋住水塔，入風、出風都受到阻擋，因而犧牲了功能，但能源節約直接與荷包有關，為了節省浪費，使空調系統能正常運轉，功能還是應該確保的，因此如何恰到好處，需要空調技師及承裝者與建築師密切配合。

五、送風系統節能要領：

1. 風車相關定律：

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \times \frac{N_1}{N_2} \times 1 \quad \text{公式十一}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \times \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \text{公式十二}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \times \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad \text{公式十三}$$

Q：風量，D：葉輪直徑，N：風車轉速，P：風壓，H：耗用功率，
 ρ ：空氣密度

同一台風車，進出風溫度壓力相差不大，條件 $D_1 = D_2$ ， $\rho_1 \doteq \rho_2$ 故

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (\text{風量與風車轉速成正比}) \quad \text{公式十四}$$

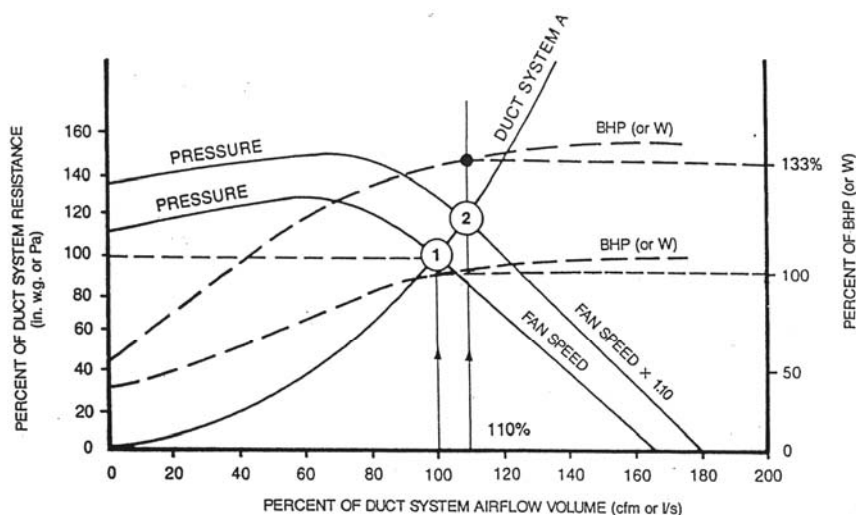
$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (\text{風壓與風速轉速比平方成正比}) \quad \text{公式十五}$$



$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

(風車耗用功率與轉速比立方成正比，即轉速增加 10% ，耗能增加 33%)

公式十六



圖九、風車增加 10% 轉速，耗能增加 33%

2.送風系統之節能：

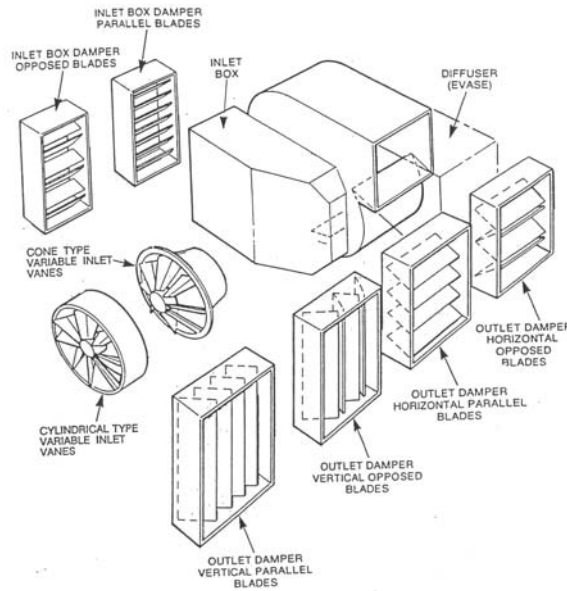
(1) 風量平衡：

送風系統應依原設計條件，於試車時作適當之風量平衡，並每隔一段時間依實際運轉需求，再作平衡調整，如此可避免一般風量不平衡並超大之能源浪費，並維持好的空調機能。

(2) 適當地調降風車轉速：

一般送風系統之送風量或系統壓損大都超量設計，以致實際運轉時不但噪音大且又浪費能源，應於實際量測風量後，作適當之調整，一般可用以下幾個方法調降風量：

- 關小進氣風門或排氣風門(Damper)。
- 關小風車進氣導流翼(Inlet Guide Vane)。
- 調整風車葉輪角度(節距)(Pitch)。
- 使用變極馬達，變節距皮帶輪改變或調降風車轉速。
- 使用變頻器調節風車轉速。



圖十、各種風車之變風量調節方法

以上方法以關小進氣風門或排氣風門最為簡單，但節能效果最小，且易產生噪音。使用關小進氣導流翼效果較佳，但需配合控制馬達調控。使用變頻器調節風車轉速最為方便，且節能效果最佳，且因變頻器造價日益低廉，故應用日益普及。

(3) 使用可變風量系統(VAV)送風：

空調送風系統維持恆定室內溫度之方法，可以分為變溫度定風量(CAV)，及定溫度變風量(CAV)送風系統。傳統之空調送風系統都設計為定風量系統，為進一步節省風車之能源消耗，近年來可變風量系統(VAV)系統之應用日漸普及，藉由 VAV 終端箱之溫度開關之控制，以調節風門開度，調節送風量維持室內恆定溫度，並藉由風車變頻控制以節省風車馬力。

使用可變風量系統送風應維持低限送風量，並慎選出風口，使不同負載時室溫都能維持平均。



(4) 維持適當之外氣送風量：

台灣大部份空調系統之外氣通風都不太恰當，不是完全無外氣換氣，就是外氣引入不當。

完全無外氣或外氣量太少之空間，室內 CO₂ 及其他氣體濃度將逐漸升高，人們活動於其中將頭昏眼花不舒服，長期甚至影響健康。

外氣引入太多，以台灣夏季之高溫高濕，引入外氣之熱負荷將成額外不需要之空調負荷而增加能源消耗。

例一、外氣控制不當耗能：

某一百貨商場空調送風系統，空調面積 3000m²，依 ASHRAE Standard 62~73 外氣需求標準 1.0 l/s · m²，共需外氣量為 3000 l/s，假設

外氣條件為 35°C DB，65% RH，h₀：95 kJ/kg

室內條件為 24°C DB，60% RH，h_i：53 kJ/kg

則外氣冷凍負荷量 $Q = 1.2 \times l/s \times \Delta h$

$$= 1.2 \times 3000(95 - 53) = 151200 \text{ w (43RT)}$$

然由於商場在高峰人潮的時段所佔的比例少於 50%，故有 50% 的時段是人少的，此時段可以減少 1/2 之外氣供應量，則在外氣供應之冷凍負荷可減少 25%，約 11RT。

類似的情形在大型飯店、醫院門診、購物中心均有可能在外氣的供量上做適當的配合調節，即可得到相當節能的效果。

例二、某一辦公室空調送風系統，空調面積 500 m²，辦公人數 35 人，室內禁煙，依 ASHRAE 62-73 通風標準 2.5 l/s/人，通風量為 87.5 l/s，加倍以 175 l/s 為設計外氣量，該空調系統使用空調箱送風風量 3600 l/s，因外氣風門構造不佳，洩漏率大而有循環風量 20% (720 l/s) 之外氣引入，而增加空調負荷，造成能源浪費。

假設外氣 35°C，65% RH，95 kJ/kg

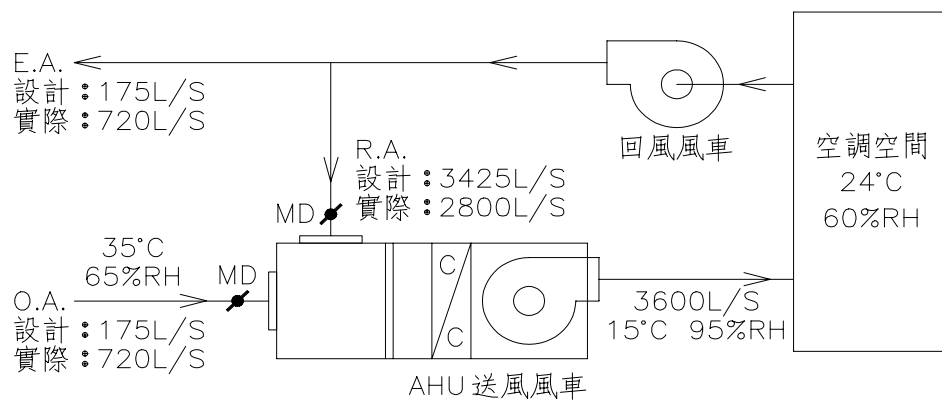
室內 24°C，60% RH，52 kJ/kg

送風 15°C，95% RH，40 kJ/kg

原設計外氣負荷 = $1.2 \times Q \times \Delta h = 1.2 \times 0.175 \times 43 \text{ kJ} = 4.515 \text{ kJ/s}$
= 1.258 RT

洩漏而致外氣負荷 = $1.2 \times 0.72 \times 43 \text{ kJ} = 37.152 \text{ kJ/s} = 10.57 \text{ RT}$

原盤管冷卻負荷 = $1.2 \times (3.425 \times 5 + 0.175 \times 95 - 3.6 \times 40) = 50255 \text{ W}$
= 14.29 RT



在此例中，因外氣不當引入而致增加 9.3RT 之熱負荷，幾乎為空調熱負荷之 65%，因此可見妥善管理外氣引入量為節約能源的重要課題。

由上兩例計算，可知外氣負荷之大，故於維護保養時不可不慎重調整以求節能。

維持適當外氣之方法：

- (1) 從 ASHRAE 設計手冊查依該空間用途應用之適當外氣引入量。
- (2) 調節進氣風門，並以風速計測量外氣引入量，至適當門度固定風門調節把手並作記號，未來每三個月至半年校正一次。
- (3) 如用風門關至全閉位置，因洩漏而致外氣吸入量仍大於需求風量，則更換較佳風門或將風門部份以鐵皮封死，再量測並調節並至適當外氣量。
- (4) 風門開度及外氣引入量很容易變動，應定期校正調整以確保能源節約。



六、必要的儀錶與資料：

空調系統要節能操作，最重要的是其運轉狀態隨時保持在設計運轉條件，再經由微調使其達到節能，運轉條件的維持須有正確的儀錶及資訊，但一般空調操作者往往疏忽了手邊無應有的量測儀錶與資訊，以致隔空抓藥，不知如何正確操作調整，節約能源更是緣木求魚。

以下為空調系統操作者必備的儀錶及資料：

1. 一組精確的溫度計、壓力錶、冷媒複壓錶，用以不定期檢查系統及監控系統之各項運轉儀錶讀數是否準確，很多系統往往有了偏差卻不自知，依然每天開機如儀，記錄照作，虛耗人力，甚為可惜。
2. 一套工程竣工圖及使用設備之性能規格書，以便隨時查驗比對運轉性能數據是否與原設計相符。
3. 一份使用冷媒特性圖或特性表，以便查對主機運轉之溫度、壓力與熱交換溫差是否偏離正常運轉條件。

七、結語：

節約能源、全民共識
未臻完善、亟待努力
專業敬業、持續改善
追求完美、永不休止