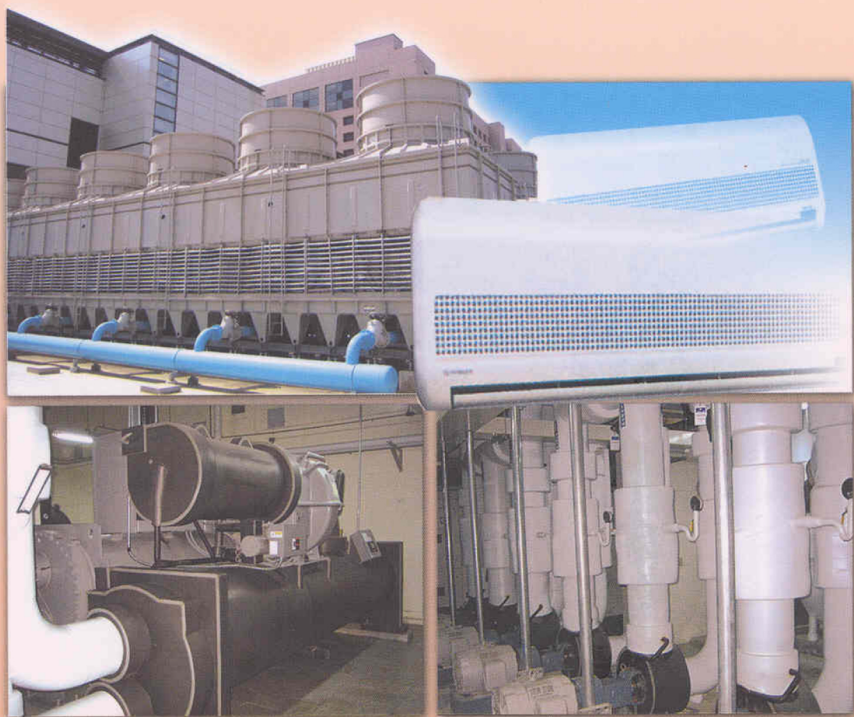


# 空調系統

## 能源查核及節約能源案例手冊



委託單位：經濟部能源局  
執行單位：工業技術研究院  
綠能與環境研究所



# 目錄

一、空調系統簡介.....	1
(一)中央空調系統的組成.....	2
(二)空調系統之分類.....	4
二、空調系統耗能分析.....	5
(一)空調系統能源平衡.....	7
(二)空調系統之能源效率.....	8
三、空調系統之節能機會.....	9
(一)空氣側.....	10
(二)冰水側.....	11
(三)冰水主機.....	15
(四)冷卻水側.....	17
四、空調系統運轉管理要點.....	20
(一)空調設備與系統省能方法.....	20
(二)空調系統設備效率評估及改善.....	26
(三)空調系統之保養維護.....	37
五、空調系統能源查核.....	45
(一)空調系統能源查核作業流程.....	45
(二)基本設備及運轉資料記錄查核.....	45
六、節能評估案例.....	52
七、結論.....	59







## 空調系統簡介



空調系統占全國用電比例愈來愈大，如表一所示特定行業空調用電占比甚至高達50%以上，若能在不影響空間溫濕度、舒適度及空調設備的運轉壽命下，降低空調系統用電，不但可減少空調用戶電費的支出，並可有效地降低尖峰限電機率。

由於經濟的快速成長及國民所得不斷提高，再加上高科技產業蓬勃發展，使得用電量屢創高峰，尤其是在夏季尖峰時段，備載容量不足，只要台電發電機組一跳機，就有限電危機，造成了產業不必要的損失。由分析可知，只要天氣一變熱，用電量就會增加，很顯然是由於空調用電量的變化，影響了夏季尖峰耗電量的變化。

空調系統由十幾二十年前的奢侈品，搖身一變成爲日常生活必需品。尤其是最近幾年空調系統成長的速度更是驚人，除了公共場所及家中所使用的冷氣之外，工廠內爲了配合人員舒適需求或是因生產製程環境要求所使用的冷氣，更是大幅成長，當產品愈精緻，空調的用電量就愈大。例如，以前的紡織廠是在門口噴水來增加廠房濕度就能滿足生產的需求，但如今因產品的精緻化及機台產量的增加，不僅是需要空調來排除機台熱負載，對廠內空氣溫濕度的要求更是愈來愈嚴格，其結果是造成空調負載及空調用電的增加。又如目前最熱門的IC產業，根據調查，在同一廠房面積下，潔淨度每升高一級（如由100級升爲10級）其空調耗電量約增加三倍。因此，若能在不影響空調品質的情況下，減少空調耗電量，即可達到空調節能的目標。





表1 不同行業之空調能源占電力比例(以業別分)

行業別	空調占比	照明占比	電梯占比	給排水占比	其它占比	總占比
學校	44	35	4	6	11	100
展覽館	54	24	8	6	8	100
研究機構	48	19	3	5	25	100
醫院	53	20	5	5	17	100
量販店	56	29	5	3	7	100
旅館	50	29	6	7	8	100
辦公大樓	41	40	8	4	7	100
百貨公司	44	37	8	6	5	100
公家機構	46	33	8	4	9	100

資料來源：91年度能源查核制度申報表

### (一)中央空調系統的組成

中央空調系統可以說是一連串驅動流體流動的動件(如泵、風車及壓縮機)、各種型式的熱交換器(如冷卻除濕盤管、蒸發器、冷凝器、及散熱材)及連接各種裝置的“通道”(如風管、水管及冷媒管)所組合而成的。正如圖1所示，中央空調系統可分為下列五個循環：

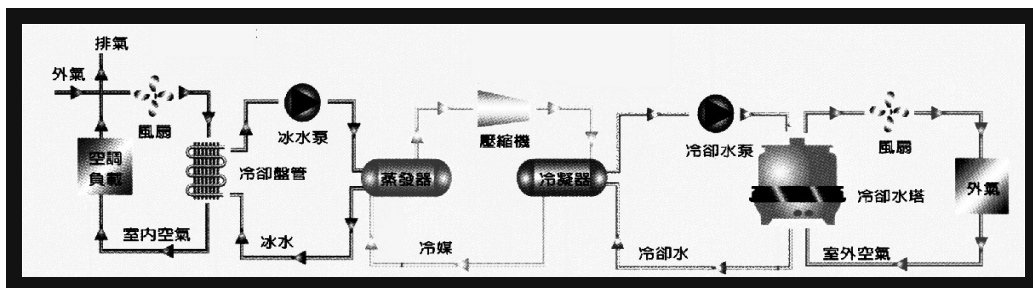


圖1 中央空調系統流程示意圖



- (1) 室內空氣循環：空調區中因為人員、設備、外氣及太陽等所產生的熱負載，以傳導、對流、或是輻射等方式傳至空氣中，使室內空氣溫濕度上升(亦即增加空調負載)。由於風車的驅動，室內空氣經由風管被載到冷卻盤管與冰水做熱交換(冷卻除濕過程)，變成乾而冷的空氣(此處的“乾”是指絕對濕度的下降)後，再回到空調區間吸收人員、設備、外氣及太陽等所產生濕與熱，而完成循環。
- (2) 冰水循環：空氣中之熱負載經過冷卻盤管時以傳導及對流等方式傳至冰水中，造成由蒸發器出來的低溫冰水溫度上升。由於冰水泵的驅動，冰水經由冰水管被載到蒸發器中與低壓冷媒做熱交換(冷卻過程)，變成低溫冰水後，再回到冷卻盤管吸收空氣熱負載，而完成循環。
- (3) 冷媒循環：冰水中之熱負載經過蒸發器時以傳導及對流等方式傳至冷媒中，造成由降壓裝置(如膨脹閥、限流孔及毛細管等)出來的低壓低溫液態蒸發成爲氣態(蒸發過程)。由於壓縮機的驅動及壓縮，低壓低溫氣態冷媒變成高壓高溫氣態冷媒，再經由壓縮機吐出管被載到冷凝器中與冷卻水做熱交換(冷凝過程)而成爲高壓中溫氣態冷媒，然後經由降壓裝置變成低壓低溫液態，再回到蒸發器吸收冰水之熱負載，而完成循環。
- (4) 冷卻水循環：冷媒中之熱負載經過冷凝器時以傳導及對流等方式傳至冷卻水中，造成由冷凝器出來的冷卻水溫度上升。由於冷卻水泵的驅動冷卻水經由冷卻水管被載到冷卻水塔中之散熱材中與流經散熱材之空氣做熱交換(冷卻過程)而降溫後，再回到冷凝器吸收冷媒熱負載，而完成循環。
- (5) 室外空氣循環：冷卻水中之熱負載經過散熱材時以傳導及對流等方式傳至經由導風板進入散熱材之室外空氣(此時冷卻水與室外空氣是直接熱交換，包括了熱傳與質傳)，造成經由導風板進入散熱材之室外空氣溫濕度上升。由於冷卻風車的驅動，使高溫高濕之室外空氣被載到冷卻水塔以外之空間與周圍之室外空氣混合，而將熱負載排至大氣(排熱過程)，而完成循環。



## (二)空調系統之分類

由以上敘述可知中央空調系統是由這五個循環環環相扣所形成的，而省略其中一個或一個以上循環，就變化成其他形式空調系統。例如少了冰水循環就是水冷式箱型機；少了冷卻水側就變成氣冷式冰水主機；同時少了冰水及冷卻水系統就變成一般家庭常見的窗型機或分離式冷氣機。圖1是將中央空調系統各個裝置分開來解說，但在實際應用上卻是常將其中數個裝置合併成設備，如室內風車與冷卻盤管可合併成空調箱(AHU, Air Handling Unit)或是小型送風機(FCU, Fan Coil Unit)，而蒸發器與壓縮機、冷凝器組合起來即成了冰水主機，冷卻風車加上散熱材即是冷卻水塔。



## 空調系統耗能分析

若要節約空調系統之電能，就需先了解空調系統是如何耗能。總體來說，構成中央空調系統的元件主要是熱交換器與流體機械二種。熱交換器是作為高低溫二種工作流體能量交換的設備，諸如冰水盤管、蒸發器、冷凝器與冷卻水塔散熱材等；流體機械則是推動工作流體循環的動力源，諸如風車、泵與冷媒壓縮機等。當任何一組熱交換器之效果不好時，會增加系統耗電率(每一冷凍負載所需之設備耗電量，kW/RT)，不是系統耗電量增加，就是冷凍能力下降。例如冰水主機之蒸發器或冷凝器內管排表面上結垢時會使熱傳效果變差，而使其接近溫度變大，冰水機高低壓差也跟著變大，耗電率也就變差。流體機械的耗電量，一般可以用下列數學式表示：

$$\text{kWh} = Q \times H \times \text{hr} / \eta$$

該式中的kWh是指流體機械的耗電量，而耗電量的多寡決定於運轉時數(hr)、輸送的工作流體流量(Q)、工作流體循環所需之揚程(H)以及效率( $\eta$ ，包括流機效率、機械效率、馬達效率等)。

首先如果要省電當然就是不啟動流體機械，只要不運轉當然就不用電。但這並不是要大家停止使用空調系統，而是要當用則用，當省則省。如何降低運轉時數，端賴有效而合理的管理，避免設備做不必要的運轉。其次，減少輸送的流體也是方法之一。所以採用變流量設計，如VAV(variable air volume)、VWV(variable water volume)及VRV(variable refrigerant volume)，分別使風量、冰水量及冷媒流量依負載需求調整，都是減少系統在部分負載(Partial Load)時之耗能量的方法之一。第三項參數是揚程，降低管路系統壓損則可在設計時加大一號管徑及採用測試、調整、平衡(test, adjusting and balancing；TAB)手法來達成。而流機效率則需搭配管路系統特性選配適當的流體機械。



- (1)選用高效率流體機械，並運轉於高效率運轉點
- (2)降低部份負載時之輸送流體流量
- (3)降低非必要運轉之時數
- (4)透過測試、調整、平衡(TAB)使管路系統運轉時最佳化

圖2為圖1簡化之流程圖，圖中之五個圈圈代表了上述的五個循環，而圈圈內的設備名稱則是系統內驅動流體流動的動件，亦即系統耗能之所在。而每一個圈圈的大小則是指熱負載的大小，亦即熱負載愈大則圈圈愈大，由圖中可知室內空氣循環負載最小，然後依次變大，到了室外空氣循環負載是最大的，造成這樣的情形是由於下列兩個因素：

- (1) 在系統循環中有外來的負載進入系統，例如天花板內的熱源經由回風空間進入系統而成爲熱負載，又如風管、水管或冷媒管保溫不良，因管內外之溫差，造成外面的熱量進入管內而成爲熱負載。
- (2) 由於各個動件之動作所產生的機械功(Work，如風車功、泵功及壓縮機之壓縮功)，會轉換成熱能隨著流體進入系統中，而成爲熱負載。

中央空調系統是由流機及熱交換器所構成的。其中消耗電力的部分就是圈圈中所標示的驅動流體流動的動件(流機)。而這些動件耗能量的多寡則是與流體的流量及管路的設計有關，流量和系統壓損與耗電量成正比，而流機效率則與耗電量成反比。如果能在設計時降低空調負載，則每一個循環的熱負載即可因此減少，因爲熱負載的減少，降低了各個循環的設計流量。則空調設備及管路容量亦可減少。如此不僅減少了初設費用，亦可減少系統運轉費。故可知建築物的節能設計是非常重要的。

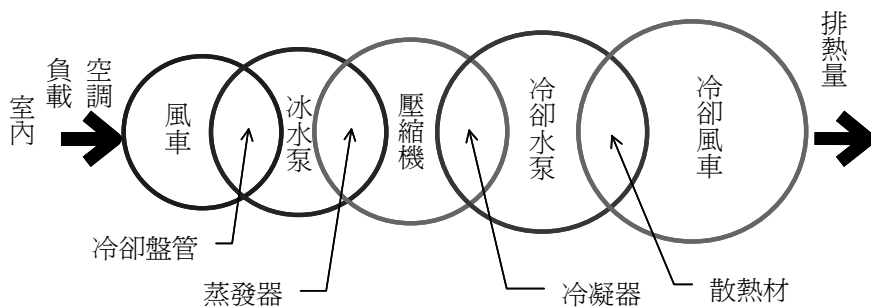


圖2 中央空調系統流程及熱負載關係圖



## (一) 空調系統能源平衡

利用下列五個簡單的方程式，可以將五連環間之熱負載的關係(即圈圈的大小)表現出來：

$$q_{ra}=RT+P_{rf}$$

$$q_{chw}=q_{ra}+P_{chwp}=RT+P_{rf}+P_{chwp}$$

$$q_r=q_{chw}+P_{comp}=RT+P_{rf}+P_{chwp}+P_{comp}$$

$$q_{cw}=q_r+P_{cwp}=RT+P_{rf}+P_{chwp}+P_{comp}+P_{cwp}$$

$$q_{oa}=q_{cw}+P_{cfp}=RT+P_{rf}+P_{chwp}+P_{comp}+P_{cwp}+P_{cfp}$$

式中 $q$ 為是熱負載

$RT$ 為室內空調負載

下標 $ra$ 表示室內空氣循環

$chw$ 表示冰水循環

$r$ 表示冷媒循環

$cw$ 表示冷卻水循環

$oa$ 表示室外空氣循環

$P_{rf}$ 為室內風車功

$P_{chwp}$ 為冰水泵功

$P_{comp}$ 為壓縮機之壓縮功

$P_{cwp}$ 為冷卻水泵功

$P_{cfp}$ 為冷卻水塔風車功

其中之風車功、泵功及壓縮功等均是指各動件為使流體流動而實際上加在流體上之機械功(Work)。機械功主要是由流體流量乘以流體經過動件之進出口壓力差再除上動件之效率。但有時流體流量是不易測得，我們可以由動件之耗電量乘以馬達效率及聯結效率而求得。

因此，流體之流量之多寡是可影響該循環之熱負載與其上游循環熱負載之差值。而流體之流量又與其上游循環之熱負載成正比，亦即上游循環之熱負載愈大，該循環之流量也就愈大，則該循環之熱負載與其上游循環熱負載之差值愈大。



## (二) 空調系統之能源效率

由前述可知，若能在五連環的愈上游(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。談到這裡可能有人會想到，若能在設計規劃時，降低空調負載則所節省的能源不是更多嗎？的確如此，所以建築物外殼之省能設計是相當重要的。它可以減少室內空調負載，因而減少後續次系統因處理額外室內負載而使用的能源。再者避免空調系統太多的過大設計(Over size design)也是重要的事項，因為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。

既然是在規劃設計時就需要將節能的觀念與技巧考慮進去，才能節省大量的電力與運轉費用，那麼對於絕大多數既有建築物之中央空調系統不就是無法彌補了，事實上不然，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。



## 空調系統之節能機會



由於很多建築物使用之性質或是用途與原先設計有所差異，加上設計時未採用節能設計，在既有之中央空調系統中可節能之空間其實是非常大的，圖3即為系統節能潛力圖，該圖中所謂之耗電率(kW/RT)是指全年平均值，而不是暫態值。由圖中可看出每個動件所節省下來的耗電比例是非常驚人的，若做系統整體之改善，平均可節省60%左右之電力。

在探討節能機會時，最好能對系統效率做整體的調查與檢測，如進行能源查核(Energy Audit)，其目的有二：一是可了解系統耗能分佈狀況，另外就是可掌握各個動件之耗電率。因此經過檢測可以較輕易地查覺出系統中節省能源之處及改善潛力。茲舉以下八個空調系統中較常見的節能機會，供各位做參考。

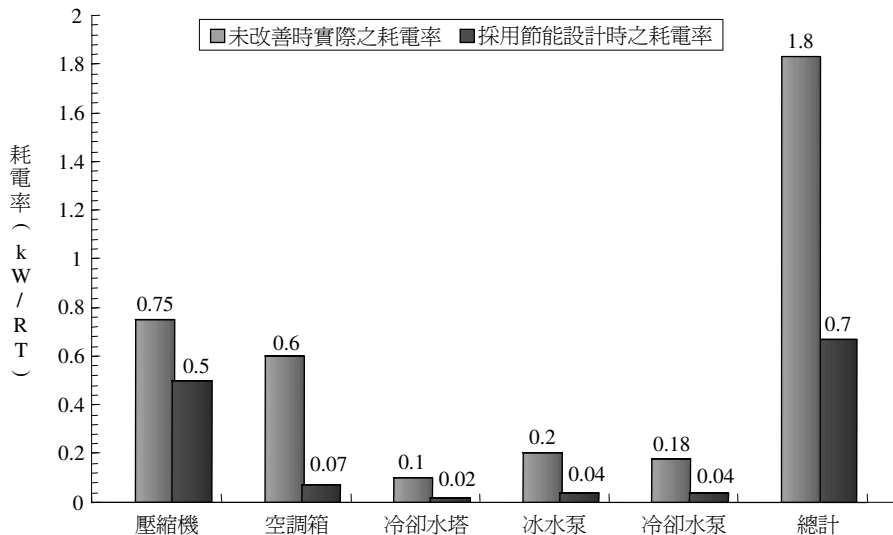


圖3 中央空調系統節能潛力



## (一)空氣側

空氣側系統主要是由空調箱(或小型送風機)、外氣及排氣風機、風管、各式風門及配件所組合而成的。此一子系統是中央空調系統與負載的橋樑。亦即是兩者的介面。其功能有如散佈在人體各處的微血管，當空氣側運轉不良，將造成局部區域之空氣條件失控。且由於空氣側是在整個空調系統的上游，若不能有效率的運轉，將使整個空調系統耗能量大增。

### 1.引進適當的外氣量

引進外氣主要是爲了人員的衛生需求及部分製程空調所需維持之室內外壓差。而外氣量的多寡直接影響了空調負載：不僅是外氣負載，而且空調箱之送風量、冰水流量、冷媒流量、冷卻水流量乃至冷卻風量都因而可以降低，這說明了空調箱之風機、冰水泵、冷媒壓縮機、冷卻水泵及冷卻水塔風車均可小一些，耗電當然也就降低了。

針對人員的衛生之外氣需求量可由空調相關的技術書籍查得，一般設計是以最多的人員及最激烈的活動情況來決定外氣量，但是實際使用上卻幾乎不需要使用這麼大的外氣量，造成在絕大部分的空調時段都在耗能的狀況下運轉。而其較有效的方法是以室內空氣中二氧化碳含量來控制外氣的進氣量，如此將可在大部分的空調時段減少上段所提之空調設備用電。若外氣風車是使用變頻器來控制外氣量則可減少更多的耗電量。

### 2.充分利用備用外氣空調箱

此一節能措施對於使用很大空氣循環量的場合(如電子或IC廠之外氣空調箱)有相當大的節能效果。外氣空調箱之風量是由室內外空氣壓差控制，而造成室內外空氣壓差改變主要是製程排氣量的變化。因此外氣量可以說是隨著製程變化而改變，故外氣空調箱風車大多是使用變頻器，以使系統運轉穩定且可減少耗電量。由於外氣空調箱對於生產製程很重要，一般而言都有備用空調箱。外氣空調箱內之空氣壓降大約是系統壓降的90%左右，故若將備用之外氣空調箱並聯運轉，再加上風車使用變頻器，將可大量減少風車及空調用電。原爲三台並聯運轉之外氣空調箱，若是改爲四台並聯運轉，以實測經驗約可節省40%風車用電。



## (二)冰水側

冰水側系統主要是由冰水泵、冰水管路、各式閥件及配件所組合而成的，冰水管路有如人體內的血管，將冰水主機所製造出來的低溫冰水適量地分送到各個空調負載區，若是設計或試車調整不當，不但容易造成冷能分配不平衡(亦即有些地方覺得冷，有些地方卻在喊熱)，冰水泵及控制閥等動件也易於毀壞，更甚者，將使冰水主機多運轉一台，卻又在低負載下運轉，而浪費能源。

### 1.選擇適合系統之冰水泵

冰水泵是負責冰水主機所產生的低溫冰水推送至空調箱或小型送風機之熱交換器(冰水盤管)，使其與高溫高濕之室內回風熱交換，並將溫度升高之冰水送回冰水主機內冷卻，故其負擔著將冰水由冰水主機房載運至現場之任務，如果冰水泵運作不良，整個空調系統將像因血管堵塞而得了中風的人一樣，不能隨著負載的要求而做合宜的運轉。而選擇適合系統之冰水泵，不僅可確保冰水系統順暢地運轉，維持冰水泵之運轉壽命，而且可以節省電費的支出。

下述是一案例，說明了選擇適合系統之冰水泵，對節能之重要性，圖4及圖5是同樣冰水管路搭配不同性能的冰水泵之特性曲線圖，由兩張圖中可看出雖然都是在相同條件下運轉(流量為450GPM、揚程為75Feet)，但是泵效率卻相差甚多(分別為58%及84%)，這將造成兩台冰水泵耗電相差5.3kW，假如一年運轉6,000小時，則單單泵本身每年耗電量及電費即相差3.2萬度及5.6萬元。泵耗電亦會增加冰水主機的熱負載，此例將使冰水主機冷凍負載及耗電相差1.2RT及1kW，每年冰水主機耗電量及電費將因此相差6,000度及1萬元。故每年耗電量及電費共相差3.8萬度及6.6萬元。

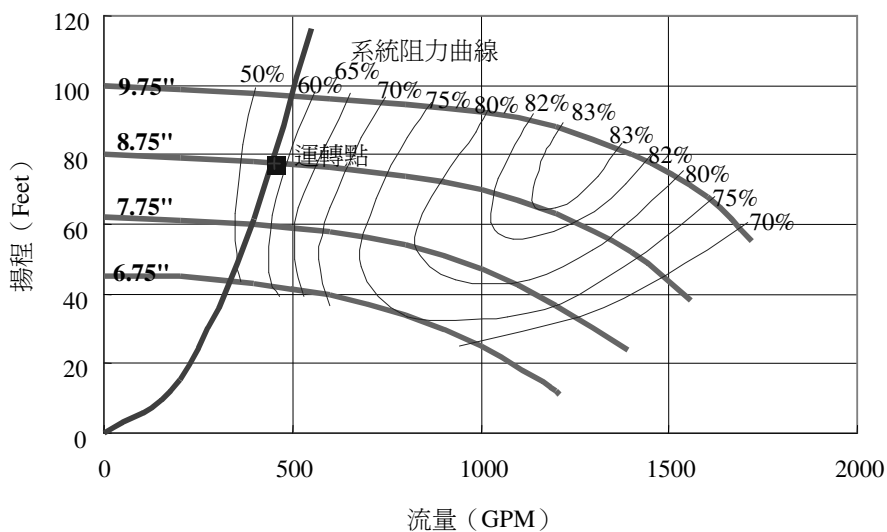


圖4 使用不適合冰水泵之系統性能示意圖

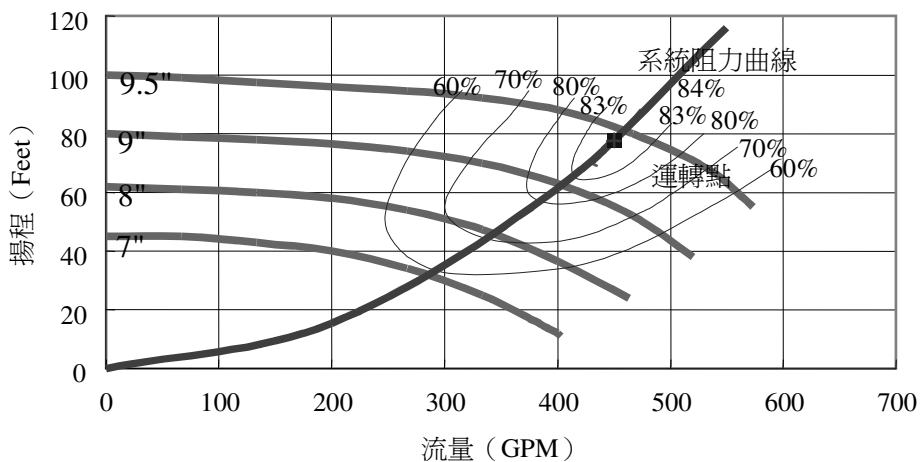


圖5 使用適合冰水泵之系統性能示意圖

## 2.改善二次側冰水系統

愈來愈多的中大型中央空調系統，在冰水側使用一種達到「流力分離，熱力耦合」的冰水系統，這種系統被稱為「生產與分配分職型系統(Decouple System)」或是「一次側、二次側系統(Primary-Secondary System ; P-S System)」，主要是將



一次側(主機側)與二次側(負載側)的冰水流量分離，使得兩者的冰水流量可以不同(一般設計大多是一次側流量大於或是等於二次側流量)，負載側進水溫度將與主機側出水溫度相等，而不會發生因為溫度梯度所造成主機效率的損失。由於此系統將一次側及二次側流量分離，一次泵及二次泵所負擔之流量及揚程是沒有絕對的關係，理論上可以比傳統冰水系統節省較多的泵功。另外，若在負載變化大或是大部分時間為輕載的場合，更可在二次側(負載側)泵加裝變頻器，使二次泵隨負載變化而改變轉速，輕載時將可節省更多電力。

但是以往有些冰水系統無法充分發揮上述的優勢，節省更多的電力。最常見的有兩種系統：一是在二次側使用三通閥(如圖6所示)；另一種系統雖然是在二次側使用二通閥，但是二次泵以壓差控制流過冰水泵的流量(如圖7所示)。上述兩種系統之二次泵均為定流量及定轉速，無法節省輕載時二次泵的電力。圖8所示之系統是以負載側之壓差訊號控制二次泵之變頻器，若前兩系統改成圖8系統，將可達到減少二次泵耗電的目的。

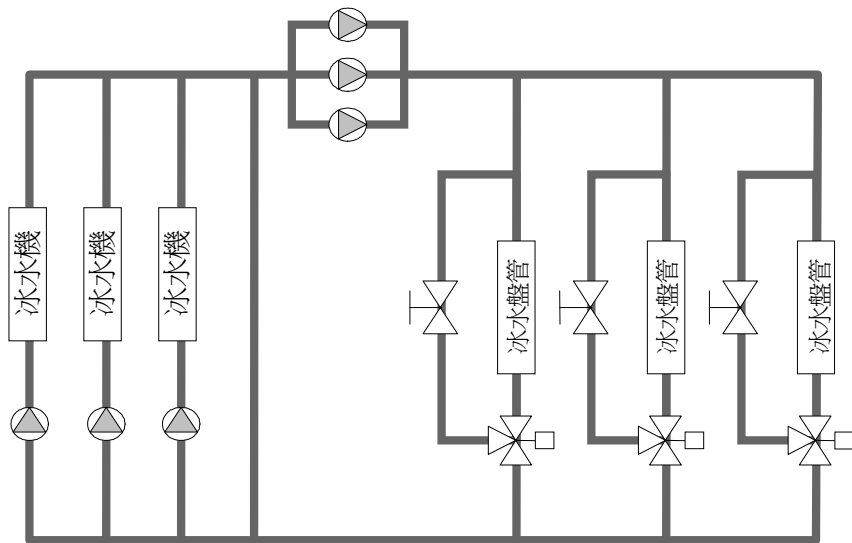


圖6 使用三通閥之生產與分配分職型冰水系統

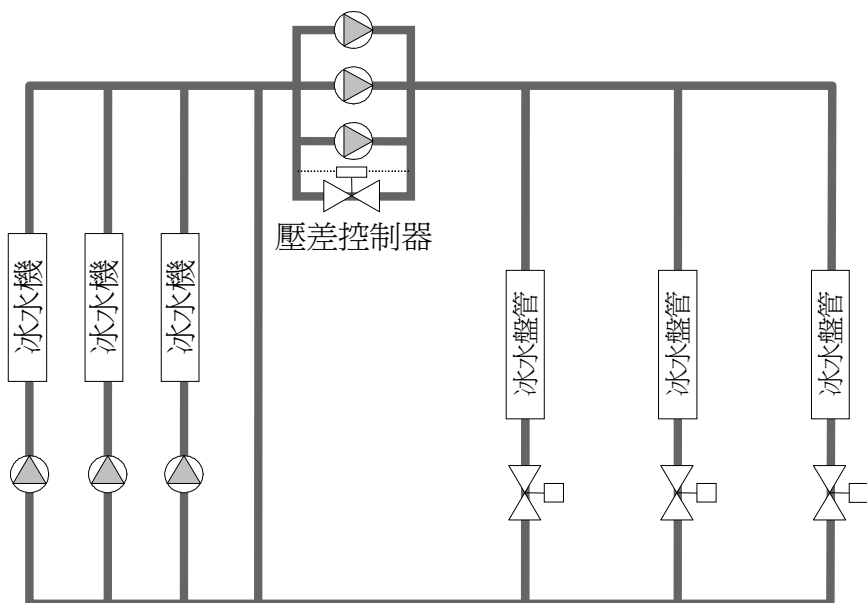


圖7 使用壓差控制器之生產與分配分職型冰水系統

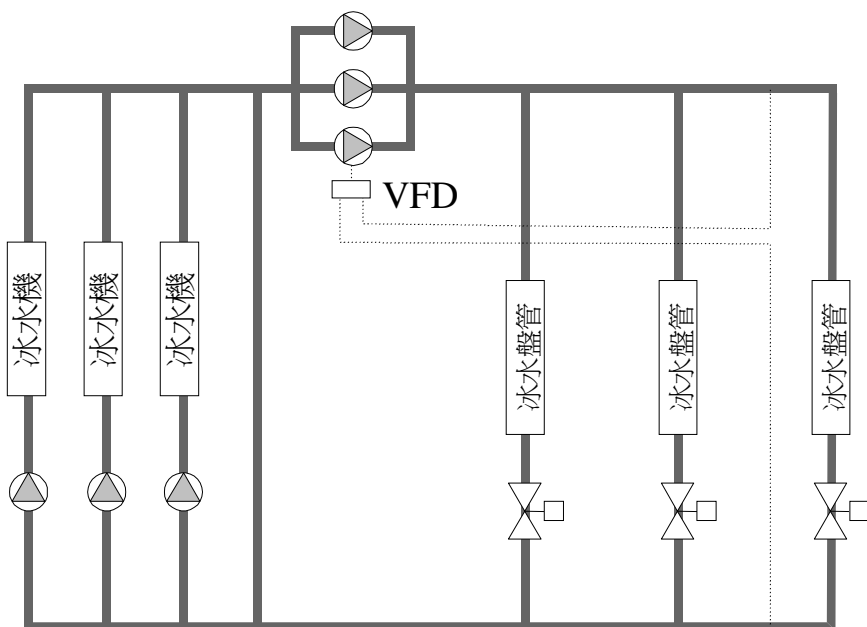


圖8 使用變頻器之生產與分配分職型冰水系統



### (三) 冰水主機

冰水主機在中央空調系統中是不可或缺的設備，其最大的功能就是將低於外氣溫度的熱負載，轉換成高於室外溫度之熱量，使系統能利用溫度梯度將熱負載傳遞至室外。其節能的機會有下列幾項：

#### 1. 更換符合負載需求之高效率冰水主機

爲了安全起見，絕大部分之冰水主機容量要比實際尖峰熱負載大20%以上，再加上實際尖峰熱負載在全年出現的頻率相當低，而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，冰水主機負載率在60%以下運轉效率是不佳的。再加上生產製造技術的提昇，近年來新上市的冰水主機的耗電率已經普遍下降。

由圖9可知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，因此在適當機會時將舊主機汰換成高效率的冰水主機是非常可行的。根據實際案例，某用戶爲了解決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。

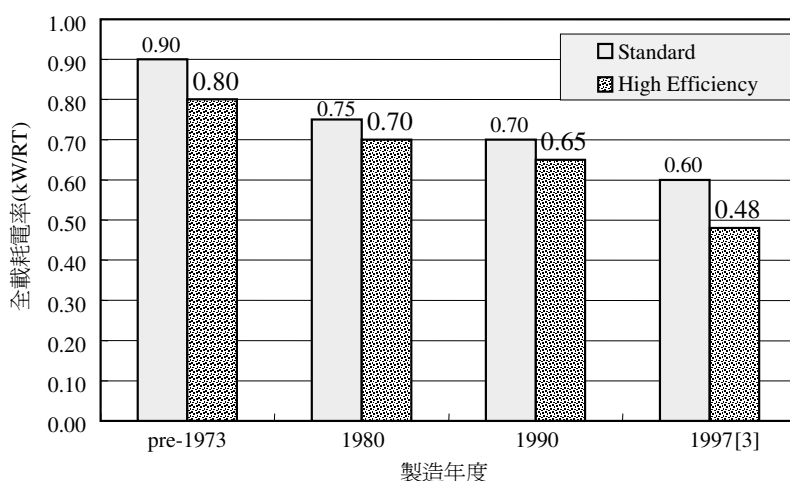


圖9 歷年來主機耗電率變化圖



## 2. 適當地調整冰水主機之設定溫度

冰水溫度愈高，則主機耗電率愈低，亦即其效率愈佳。其主要原因是冰水主機之壓力頭變小了，圖10即解釋何為壓力頭，壓力頭分為指示壓力頭及實際壓力頭，指示壓力頭是指冷凝器進水溫度與蒸發器出水溫度間所對應冰水主機所使用冷媒之飽和壓力差，而實際壓力頭是指冰水主機冷凝壓力與蒸發壓力之壓力差。若能降低壓力頭便可減少壓縮功，亦即減少壓縮機的耗電率。由圖10可知欲降低壓力頭可從兩方面得到：一是降低冷卻水溫，此項容後探討。一是調高冰水設定溫度。而在調高冰水設定溫度時，需符合負載端之溫度需求。圖11為1400RT之離心式冰水主機，在冷卻水側條件不變的情況下，冰水出水溫度分別設定在5°C及9°C時之耗電率變化狀況圖。由圖中可很明顯的看出，冰水溫度設定在9°C時之耗電率較低，這結果與前面的說法是一致的。

調高冰水之設定溫度有兩種方法：一是冰水溫度隨外氣狀況重置(Reset)，由於空調負載常隨外氣狀況而改變，故可用外氣狀況重置冰水溫度，表2適用於一般辦公大樓舒適性空調之冰水溫度隨外氣溫度重置設定值。另一種是以冰水溫度隨熱負載重置，可以精確地符合負載端需求。由於需要了解空調系統中各設備之特性(譬如冷卻盤管在部分負載下熱傳的變化狀況、控制閥之特性…等等)，而且必須隨時監視溫度及(或)流量的變化，防止室內濕度過高，因此一套成熟的監控系統是必要的。

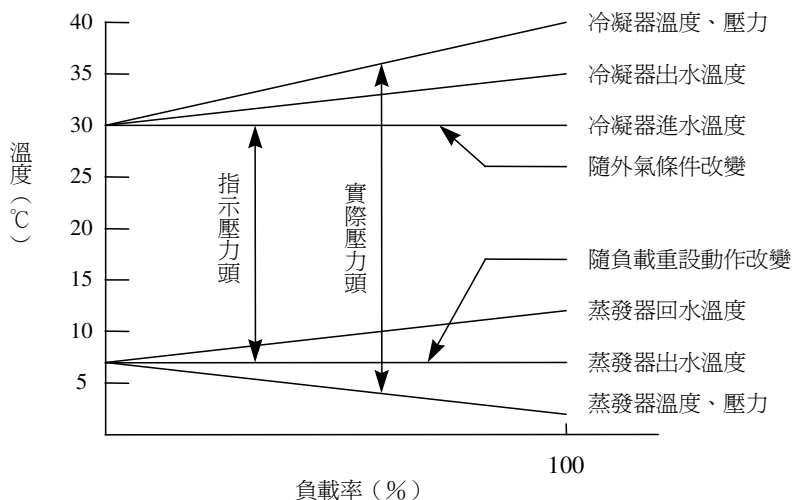


圖10 冰水主機負載率與壓力頭關係變化圖

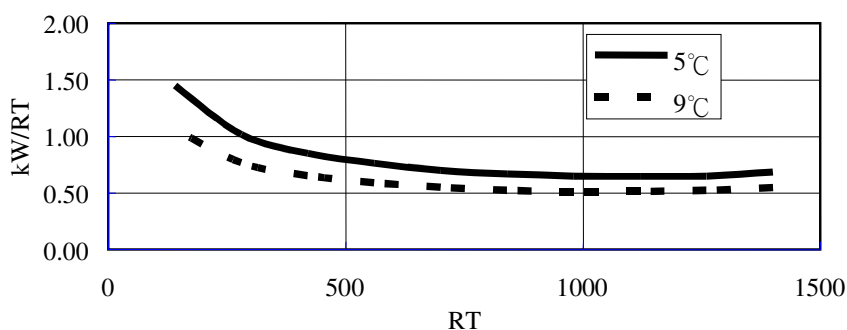


圖11 冰水溫度對冰水主機耗電率的影響

表2 冰水溫度隨外氣溫度重置表

外氣溫度	冰水溫度重置
27°C以上	不動作
7~27°C	0.2~0.35°C/°C,OA
7°C以下	維持不變

#### (四)冷卻水側

##### 1.冷卻水塔並聯運轉，且冷卻水溫隨外氣濕球溫度重置

在大多數的設計，一台冰水主機會搭配一台冷卻水塔，且水塔的起停是與冰水主機連動。由於中大系統冰水主機台數偏多，使得冷卻水塔台數亦多而不易管理及維護，且無法隨著空調負載及外氣條件變動而調整風車耗電量。從一般的經驗知道，冷卻水溫度每降低1°C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，儘可能地降低來節約冰水主機用電。也就是說，冷卻水塔應與冰水主機的運轉一併考量，才得使系統整體效率提升。

圖12是冰水主機與冷卻水塔在不同的冷卻水溫度下的耗電率變化，在較低的冷卻水溫冰水主機耗電降低，但冷卻水塔耗電上升，合計二者耗電存在一最佳運轉效率點。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)。一般冷卻水塔合理的接近溫度為3°C，因此冷卻水溫的重置溫度亦應以此為基準，其目的在使冷卻水塔的散熱能力完全發揮，同時避免接近溫度過低而消耗太多的風車耗電。



參考圖12，該圖說明冷卻水溫設定隨外氣濕球溫度重置的情形。但冷卻水溫也不是可以無限制地降低，最低設定溫度應諮詢冰水主機製造廠的意見，一般離心式冰水主機應可低至 $18^{\circ}\text{C}$ ，但是雙螺旋冰水機在沒有特別的裝置(如熱氣旁通負載控制，其旁通量與負載率有關)時，最低設定溫度可能在 $27\sim 28^{\circ}\text{C}$ 之間。冷卻水塔風車轉速可依實測冷卻水溫與設定溫度之間的差值做變頻控制。如此一來，冰水主機可因冷卻水溫隨季節變動調低而使耗電減少，冷卻水塔風車也可全力運轉，但不致於浪費過多電力。

## 2.減少冷卻水循環量，以降低冷卻水泵耗電量

由前節可知冰水主機之排熱量是藉由冷卻水傳遞至冷卻水塔。故冷卻水循環量是由冰水主機之排熱量及泵之耗電量之合所決定，以往在我們決定冰水流量(LPM)時會取冰水主機冷凍噸數的10倍(亦即 $1\text{RT}=10\text{LPM}$ )，而冷卻水量則是冰水量的1.3倍(亦即 $1\text{RT}=13\text{LPM}$ ，其中倍數的決定即為同溫差下，冰水主機壓縮機所散至冷卻水中之熱量，效率越高之主機，散熱量越少)，當然這是以 $5^{\circ}\text{C}$ 為設計溫差時之流量。在外氣濕球溫度影響下，合理的搭配冰水機與冷卻水塔選擇較大溫差之設計時，水流量即可降低，因而減少冷卻水泵之初設費用及運轉費用。

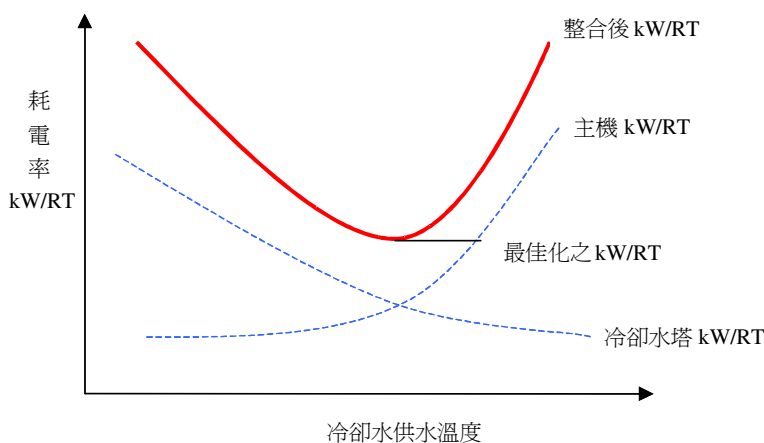


圖12 冰水主機與冷卻水塔在不同的冷卻水溫度下的耗電率變化

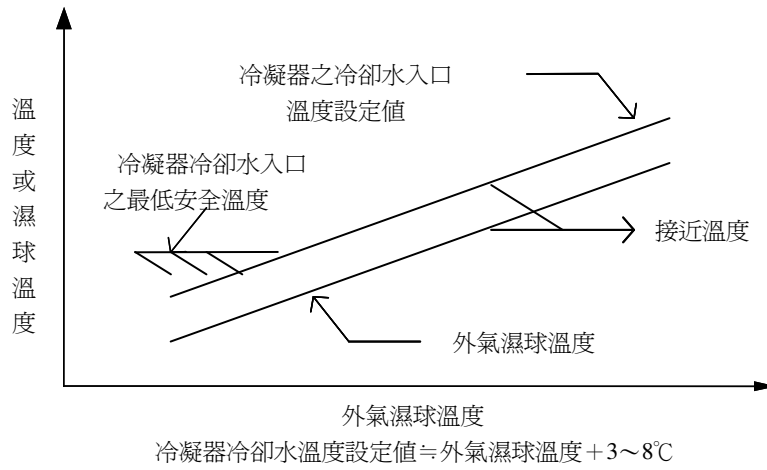


圖13 冷卻水溫隨外氣溼球溫度重置



# 四

## 空調系統運轉管理要點



### (一) 空調設備與系統省能方法

#### 1. 減輕負載

##### (1) 降低室內通風換氣量

- (a) 正常(或最低)外氣量之檢討(參見ASHRAE62-1999通風需量標準)。
- (b) 外氣量的控制—用CO<sup>2</sup>濃度控制器自動控制通風換氣量以不超過室內%(或需求設定值)為準。
- (c) 用空氣清淨器(Air Cleaner)減少室內含煙量、含塵量及含異味量，以減少通風換氣量。
- (d) 由用途區分(如吸煙區、非吸煙區……等)，以減少某區之通風換氣量。

##### (2) 降低外氣滲透量

- (a) 門窗氣密性改善。
- (b) 室內隔間調整，以減少因空氣壓差形成之貫穿風(俗稱過堂風)。
- (c) 室內空氣壓力之調整(選用適度之正壓或負壓)。
- (d) 面對風之常開關門，使用空氣簾(Air Curtain)雙道門或旋轉門之裝置。

##### (3) 適度的升高室內之溫濕度

- (a) 由舒爽圖(Comfort chart)瞭解人體因周圍溫濕度全自動調整熱平衡，故若濕度低則溫度可稍高、濕度高，則溫度若稍低，將有相同舒適效果。
- (b) 工作(或上班)服飾調整，溫濕度提高，將不影響舒適度。
- (c) 室內空氣流向與流速將影響舒適度，若正面流向，則可提高1~2℃；若流速加快，可提高溫度均獲有相同冷氣舒適效果。



#### (4) 建築物檢討

- (a) 玻璃窗遮陽、隔熱、反射輻射熱等設施之改善。
- (b) 建築座落方向、形狀之檢討。
- (c) 屋頂天花板隔熱。
- (d) 日照射外牆顏色選用淡色。
- (e) 建築結構、材質之選用。
- (f) 屋頂天花板之間之透氣。
- (g) 天花板高度視用途而調整 — 適度降低即減少冷氣空間容量。
- (h) 降低東、西側外牆開口部。
- (i) 周圍環境之改善 — 如綠地、喬木之栽培…等，以減少輻射熱。

#### (5) 照明負載的降低

- (a) 照度需求之檢討。
- (b) 局部照明之利用。
- (c) 選用照明效率高的燈具。
- (d) 燈具迴路之適宜設計，在日照良好區域採手動或自動關閉，以達自然採光的效果。
- (e) 降低天花板高度。
- (f) 室內採光及天花板牆壁顏色選用淡色。

#### (6) 機器設備發熱負載的減少

- (a) 機器設備之隔熱。
- (b) 局部排氣或局部冷卻之利用。

### 2. 空調運轉之管理

#### (1) 縮短運轉之時間

- (a) 縮短冷氣主機(連鎖冷卻水塔與冷卻水循環泵浦)運轉之時間—以手動、自動或中央監控系統，有效地控制冷氣主機運轉時間。
- (b) 關閉非工作時間之空調系統。
- (c) 關閉未使用地區之空調設施(如送風機)





- (d) 一般舒適冷氣之供應地區(非特殊環境)應管制。
  - (e) 啓動、停止裝置時刻的檢討與調整設定。
- (2) 室內溫濕度的調整
- (a) 溫度設定的檢討與定期檢視調整—防止過冷、過熱季節變更之重新設定，不同使用地區溫度不同需求之適宜設定。
  - (b) 濕度設定的檢討與定期檢視調整—防止過濕、過乾季節變更之重新設定，不同使用地區濕度不同需求之適宜設定。
  - (c) 以電熱器爲再熱裝置的使用限制與使用調整。
- (3) 通風換氣量之調整
- (a) 外氣進排風門裝置容量之檢討。
  - (b) 外氣進排風門控制之設定與定期檢視調整—手動或自動或室內CO<sup>2</sup>濃度與煙霧濁度含量等控制外氣吸排氣量達到室內空氣環境品質之正常(或最低)值。
  - (c) 室內壓力由外氣進排風門適宜調整控制—以減少外氣之滲透量(Infiltration)。
- (4) 風量、水量的調整
- (a) 風管洩漏之檢測—洩漏量以不超過10%爲上限。
  - (b) 風管風口風量平衡之測試，調整各風口風量誤差率在20%範圍之內—減少不當之分佈，增加冷熱不勻，降低冷氣效果並增加浪費。
  - (c) 風車壓力與風量調整—不過量、不超壓以減少風車運轉電力，並減少故障及耗損。
  - (d) 水量平衡之調整—水量水壓自動調整閥之裝置。
  - (e) 水量水壓之設定—不超量、不超壓以減少泵浦運轉電力並減少故障及耗損。
- (5) 機器設備運轉效率的調整與改善
- (a) 主機冷媒蒸發溫度與冷凝溫度的檢討，控制方式的檢討及改善。
  - (b) 低效率設備之汰舊換新(Retrofit)(整組或局部)，如更換高效率之壓縮機。
    - (i) 更換高效率之冷凝器。
    - (ii) 更換高效率之冰水器。



- (iii) 更換高效率風車或馬達。
- (iv) 更換高效率泵浦或馬達。
- (v) 更換高效率冷卻水塔之散熱片。
- (c) 更換不合宜或失靈之自動控制設施。
- (d) 「群管理」運轉控制。
- (e) 更換以電熱器熱源裝置—併入既設之鍋爐蒸氣或熱水系統，冷卻水熱回收(Heat Recovery)之應用，太陽能之應用。
- (6) 空調系統運轉效率之改善
  - (a) 冷貯存之應用—提高系統運轉效率。
    - (i) 貯冰或貯冰水。
    - (ii) 整個系統或局部區域。
    - (iii) 全部貯存或部份貯存。
  - (b) 熱回收之應用—廢熱再利用以減少熱能之浪費，全熱交換器之應用。
    - (i) 冷卻系統之廢熱回收裝置—可併入熱水系統。
    - (ii) 太陽能之應用可—併入冷卻廢熱回收系統。
- (7) 空調電力系統之改善
  - (a) 空調系統之獨立變電配電系統，可隨冷氣使用同時啓閉—以節省長期停機，無負荷之電力變電損失。
  - (b) 正確電壓之供應。
  - (c) 各設備裝置本身功率因素之改善—電容器隨設備同時啓閉。

### 3. 空調系統操作保養維護之管理

- (1) 空調系統之操作管理
  - (a) 空調機器設備正確操作程序。
    - (i) 開機前之檢查。
    - (ii) 空調設備起動程序。
    - (iii) 空調設備運轉中應注意事項。





- (iv) 空調設備停機程序。
- (b) 機器故障之緊急處理。
- (c) 年度使用、停用空調設備與系統之封機、開機之方法。
  - (i) 冬季停用封機方法。
  - (ii) 夏季使用開機方法。
- (2) 空調系統之保養維護
  - (a) 窗型機之正常保養維護。
  - (b) 箱型機之正常保養維護。
  - (c) 中央空調系統正常之保養維護。
- (3) 水質管理
  - (a) 冷卻水的水質處理。
  - (b) 冰水的水質處理。
  - (c) 熱源(即鍋爐)用水水質處理。
- (4) 空調系統管線之修補
  - (a) 隔熱的修補。
  - (b) 風管漏洩的修補
  - (c) 電路絕緣測試及調整。

#### 4. 風力、水力機械與其輸送系統之管理

- (1) 風力機械之省能方式
  - (a) 選用高效率送風機 —
    - (i) 選擇送風機性能曲線優良之產品—即風量、風壓要適當的選擇。
    - (ii) 依用途恰當的選擇送風機。
    - (iii) 同靜壓下、選擇動壓及軸出力較小之送風機。
    - (iv) 連軸器效率高於皮帶軸。
    - (v) 電動機效率—省電型與一般型應作一比較。
  - (b) 運轉時間減少—必要時才運轉。



- (c) 空氣動力之減少—依用途適當選擇送風機型式與規格、風量及控制等。
  - (i) 風量控制—導風門、渦形風門。
  - (ii) 翼控制—入口導流翼之靜翼片控制。
  - (iii) 速度控制—(1)機械式—流體控制 (2)電動式—變頻控制
- (2) 風管控制
  - (a) 風管摩擦損失適當的規劃選擇與詳細計算—通風阻抗之減少。
  - (b) 送風口選擇適當位置，主、支風管適當的分佈—風管長度之減少。
  - (c) 風管製作型式與走向「順暢」之設計與施工。
  - (d) 增大出回風溫差，以減少送回風量。
  - (e) 適當的選用可變風量系統(VAV)。
  - (f) 風管保溫與保冷材質選用與正確安裝施工。
  - (g) 風口風量正確之分佈及風管洩漏之防止。
- (3) 水力機械之省能方式
  - (a) 選用高效率型泵與電動機。
  - (b) 正確的選擇揚程與機型。
- (4) 水管系統
  - (a) 管路系統摩擦損耗之降低。
    - (i) 管徑之正確設計—阻抗之降低。
    - (ii) 管線走向適當地規劃長度之減少、彎頭之減少、三通之流向、同層上下波動施工之防止
  - (b) 水量、水壓之自動平衡及自動調整裝置。
  - (c) 管線中空氣之完全排除。
  - (d) 多用途綜合型建築物，分區供應之規劃。
  - (e) 增大出回水溫差，以減少水流量。
  - (f) 適當的選用可變水量系統(VWV)。
  - (g) 保冷保溫隔熱材料正確設計與施工。
  - (h) 良好水質之維持與水垢之防止。
  - (i) 汰舊老化，空蝕與過大過小之管路與配件。



## (二) 空調系統設備效率評估及改善

### 1. 冰水主機

#### (1) 效率評估：

(a) 冰水主機效率之評估計其KW/RT值。

(b) EER(Energy Efficiency Ratio)定義：

(i) 公制單位EER = 供應的冷能(Kcal/H)/輸入功率W

(ii) 英制單位EER = 供應的冷能(BTU/H)/輸入功率W

(c) 例：1冷凍噸耗電量在0.75kW以下

$$EER = \frac{3024 \text{ Kcal} / \text{H} (1 \text{ RT})}{750} = 4.03 (\text{WKcal} / \text{W} - \text{H})$$
$$\text{或} EER = \frac{12,000 \text{ BTU} / \text{H} (1 \text{ RT})}{750 \text{ W}} = 16 (\text{BTU} / \text{W} - \text{H})$$

(d) 表3及表4為分別經濟部針對「使用能源設備或器具容許耗用能源標準」所訂定之冰水主機及窗型冷氣機之EER值或COP值標準。



表3 空調冰水主機能源效率標準

執行階段		第一階段		第二階段		
施行日期		九十二年一月		九十四年一月		
型式	冷卻能力等級	能源效率 比值(EER)	性能係數 (COP)	能源效率 比值(EER)	性能係數 (COP)	
		kcal/h-W		kcal/h-W		
水冷式	容積式 壓縮機	<150RT	3.50	4.07	3.83	4.45
		≥150RT ≤500RT	3.60	4.19	4.21	4.90
		>500RT	4.00	4.65	4.73	5.50
	離心式 壓縮機	<150RT	4.30	5.00	4.30	5.00
		≥150RT <300RT	4.77	5.55	4.77	5.55
		≥300RT	4.77	5.55	5.25	6.10
	氣冷式	全機種	2.40	2.79	2.40	2.79

註：

1. 冰水機能源效率比值(EER)依CNS 12575容積式冰水機組及CNS 12812離心式冰水機組規定試驗之冷卻能力(kcal/h)除以規定試驗之冷卻消耗電功率(W)，測試所得能源效率比值不得小於上表標準值，另廠商於產品上之標示值與測試值誤差應在5%以內。
2. 性能係數(COP)= 冷卻能力(W)÷冷卻消耗電功率(W)= 1.163EER。1RT(冷凍噸)=3,024kcal/h。
3. 選用新購置之冰水主機時除考慮到滿載運轉條件於高效率，更需考慮到長時間運轉於部份負載時效率較高之機組為優先。



表4 窗型冷氣機能源效率比值標準對照表

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	節能標章能 源效率基準	
機 種	總冷氣能力		型 式	能源效率比值 (EER) Kcal/h·W (BTU/h·W)	能源效率比 值(EER)	能源效率比 值(EER)
	適用舊版 CNS3615	適用新版 CNS3615及 CNS14464				
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	法規×1.10
	2,000Kcal/h以上 3,550Kcal/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	法規×1.10
	高於3,550Kcal/h	高於4.1kW	一般型式、變 頻式 (60Hz)	2.24(8.89)	2.60	法規×1.10
分 離 式	3,550Kcal/h以下	4.1kW以下	一般型式	2.55(10.12)	2.97	法規×1.15
			變頻式 (60Hz)	2.38(9.44)	2.77	法規×1.15
	高於3,550Kcal/h	高於4.1kW	一般型式、變 頻式(60Hz)	2.35(9.32)	2.73	法規×1.15

註：

1. 適用舊版CNS3615室內空氣調節機(民國八十四年十二月二十一日修正發布)者，能源效率比值(EER)依該標準規定試驗之冷氣能力(Kcal/h)除以規定試驗之冷氣消耗電功率(W)，其比值應在上表標準值及標示值百分之九十五以上。
2. 適用新版CNS3615無風管空氣調節機(民國八十九年十月二十四日修正發布)及CNS14464無風管空氣調節機與熱泵之試驗法及性能等級(民國八十九年十月二十四日發布)者，能源效率比(EER)依該等標準規定在T1標準試驗條件下試驗之總冷氣能力(W)除以有效輸入功率(W)，其比值應在上表標準值及標示值百分之九十五以上。



## (2)效率改善

### (a)提高冰水出口溫度

出口溫度越低，單位冷凍能力消耗電力越大，即KW/RT值越高，EER值越低。每提高冰水出口溫度1°C約可減少耗電量2%。

### (b)保持冷凝器效果

冷凝器通常用冷卻水吸收熱量，將氣態冷媒凝縮回復液態。冷卻水再經過冷卻水塔放熱，但也濃縮水中，鹽份及洗下空氣灰塵，使冷凝器結垢，污染係數升高，傳熱效果降低，增加冰水主機動力。

降低污染係數之方法：

- (i)定期清洗盤管
- (ii)冷卻水適當排放
- (iii)裝置自動清洗或除垢設備
- (iv)控制水質，過濾雜質

### (c)降低冷卻水進水溫度

冷卻水進水溫度越高，單位冷凍能力耗電越大，即KW/RT值越高，EER值越低，每降低冷卻溫度1°C，約可減少耗電量1.5%，故冷卻水塔容量可比冰水主機容量選用稍大，對降低冷卻水溫度頗有助益。

### (d)選用適當的機型設備及運轉方式

- (i)冰水主機在最佳負載點運轉



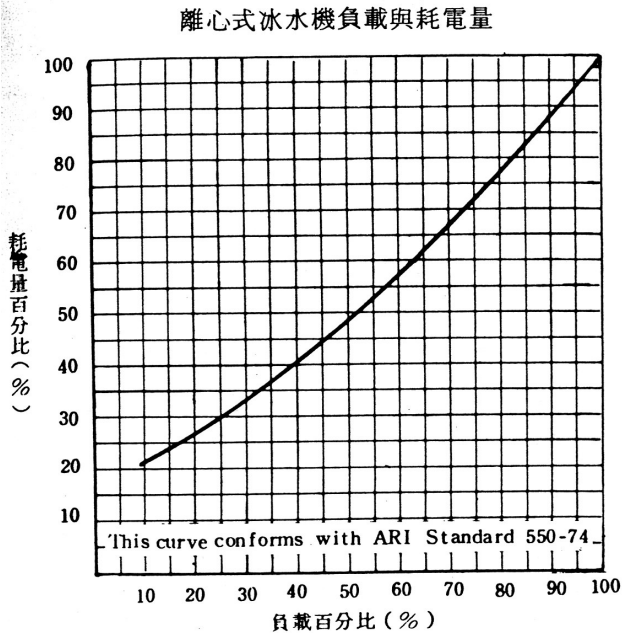
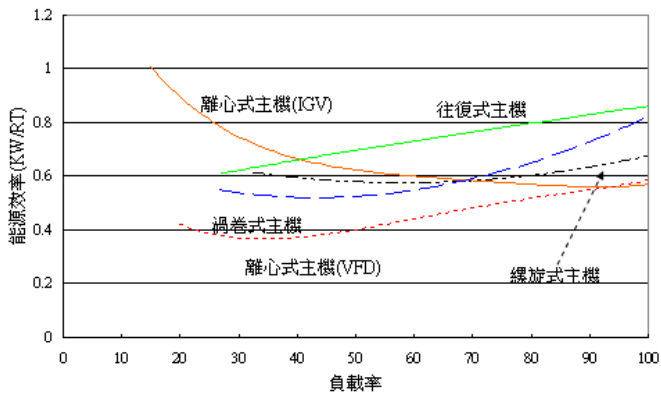


圖14 離心式冰水機負載與耗電量關係圖



資料來源:CRC Handbook of HVAC,2001

圖15 不同冰水機負載與耗電量關係圖



表5 不同冰水主機之容量範圍及主機效率範圍

主機型式	容量範圍(RT)	效率值(kW/RT)
往復式	15-500	0.8~1
螺旋式	40-650	0.6~0.75
渦捲式	8-60	0.81~0.92
離心式	150-5000	0.5~0.7

資料來源:CRC Handbook of HVAC,2001

- (ii) 利用變速設備運轉，控制轉速可以正比例的適應負載之變化，節省電力。
- (iii) 增設自動控制設備，使冰水出口溫度隨負載變化而減少耗電量。
- (iv) 冷氣主機勿選用過大容量(Over-Capacity)使主機經常在低效率下運轉。

## 2.冷卻水塔

(1)效率評估：

$$(a) \text{冷卻水塔近似效率} = \frac{T_i - T_o}{T_i - T_w}$$

接近值  $T = T_o - T_w$

$T_i$ ：入口水溫

$T_o$ ：出口水溫

$T_w$ ：大氣濕球溫度

(b)建議標準：冷卻水塔效率=50~70%，接近值=3°C(或5°F)以下

(2)效率改善：

- (a)加強清洗：減少散熱片污染，提高散熱能力。
- (b)固定排放：減少水中雜質污染，減輕結垢產生傾向。
- (c)調整風車葉片角度：過小造成排熱能力不足，過大則增加用電。



(d)冷卻水塔容量較冰水主機容量稍大。

### 3.送風機

(1)效率評估：

(a)送風機效率

$$\eta_F = \frac{\text{吸入風量}Q(M^3 / \text{min}) \times \text{全壓}Pr(mmAq)}{6120 \times \text{輸入功率}P(KW) \times \text{馬達傳動效率}\eta_T}$$

(b)建議送風機效率(η F)應在

多翼前曲葉片式送風機0.6以上      軸流式送風機0.75以上

多翼後曲葉片式送風機0.7以上      翼截形送風機0.75以上

(c)風車定律如下表

表6 風車定律關係表

可變項目	不變項目	定 律
轉 速	空氣密度	容量隨轉速成正比而變 $Q_1/Q_2=N_1/N_2$
	風車大小	壓力隨轉速平方而變 $P_1/P_2=(N_1/N_2)^2$
	分配系統	馬力隨轉速立方而變 $HP_1/HP_2=(N_1/N_2)^3$
葉輪大小	空氣密度 尖端速度	容量及馬力隨風車大小之平方而變 $Q_1/Q_2=HP_1/HP_2=(D_1/D_2)^2$
		轉速隨風車大作反比變化 $N_1/N_2=D_2/D_1$
		壓力保持不變 $P_1=P_2$
	空氣密度 轉速	容量隨大小立方而變 $Q_1/Q_2=(D_1/D_2)^3$
		壓力隨大小平方而變 $P_1/P_2=(D_1/D_2)^2$
		馬力隨大小之五次方而變 $HP_1/HP_2=(D_1/D_2)^5$



(d)馬達傳動效率( $\eta_T$ )：

$$\eta_T = \frac{\text{輸出功率(kW)}}{\text{輸入功率(kW)}} = \eta_c(\text{傳動裝置效率}) \times \eta_m(\text{馬達效率}) \times \eta_{VFD}(\text{變頻器效率})$$

表7 傳動裝置效率表

種類	傳動裝置效率 (%)
直接式傳動	100%
省能型皮帶傳動	96
V型皮帶傳動	93%~96%
平面式皮帶傳動	90%
變速皮帶輪(pulley)	80~85%

表8 低壓三相鼠籠型感應馬達能源效率基準

額定輸出	極數(轉速@60Hz)			
	2(3600rpm)	4(1800rpm)	6(1200rpm)	8(900rpm)
	全閉型馬達滿載效率( )			
0.5hp~5hp	66%~85.5%	68%~85.5%	66%~85.5%	66%~82.5%
5.5hp~15hp	85.5%~88.5%	85.5%~89.5%	85.5%~88.5%	82.5%~86.5%
20hp~30hp	88.5%~89.5%	89.5%~91%	88.5%~90.2%	87.5%~89.5%
40hp~100hp	90.2%~92.4%	91.7%~93.6%	91.7%~93%	89.5%~91.7%
125hp~150hp	93.6%~93.6%	93.6%~94.5%	93%~94.1%	92.4%~92.4%

註：1.滿載效率測試請參考CNS14400標準。

2.上表為簡要列表，詳細之能源效率基準請參考經濟部公告。



(e)風車效率之評估：

根據：(i)所需風量

(ii)必要的靜壓

核算：選用風車所需馬力

實測：(i)供應風量

(ii)供應靜壓

(iii)輸入功率

計算：選用風車之效率

(2)效率改善

- (a) 評估效率不及40%者，如係負載穩定，而每年運轉4000小時以上，應予更換，投資應可在一年內回收。
- (b) 評估效率不足50%者，如係負載變化很大，而每年運轉達4000小時以上，應採用變速方法控制風量，投資應可在二年內回收。
- (c) 送風機之風量控制有出氣風門、可變式進氣導向葉輪、可調式葉輪風車及調節轉速四種方法，其中以調節轉速中之變頻器節能效果最佳。控制方法簡述如下：
  - (i) 出氣風門(Outlet Dampers)一是在風車或是風管出風口處安裝風門，以關小風門方式減少風量，圖16為其性能曲線圖。但此法會增加額外而沒必要的風車風壓，如圖16由點A移到點B或點C。
  - (ii) 可變式進氣導向葉輪(Variable Inlet Guide Vanes)一是在風車進氣口處安裝導向葉輪，以改變進氣導向葉輪的傾斜角度方式提供風車進氣風量，圖17為其性能曲線圖。由圖中可知此法之省能效益比使用出氣風門大。
  - (iii) 可調式葉輪風車(Variable pitch fan)一是改變風車葉輪的傾斜角度方式改變風車之出風量，此法大多使用於軸流風車。圖18為其性能曲線圖。由圖中可知此法之省能效益比前兩者大。
  - (iv) 調節轉速(Variable Speed Control)一是改變風車的轉速而達到改變出風量的目的，有兩種調節轉速的方式：



(v) 渦流耦合器(Eddy Current Coupling)—是以渦流耦合器經由磁通聯結器連接交流馬達的定速軸及變速的輸出軸。當減少磁通密度時，將增加此二軸之轉差率，而達到改變轉速的目的。而轉差是以熱的形式浪費能源，在大容量的馬達上必需以空氣或水冷卻散熱。圖19為為其性能曲線圖。由於馬達仍維持固定轉速，其輸入功仍偏大。

(vi) 變頻器(Variable-Speed Diver)—常用的變頻器有兩種，一為變電壓變頻器(VVI)，另一則為頻寬調整變頻器(PWM)。VVI變頻器是藉著電壓和頻率的改變來改變馬達轉速，而PWM變頻器則在固定電壓之下，藉著頻寬的切割來改變馬達轉速。就整個系統而言，需要安裝RFI/EMI濾波器或處理諧波的變壓器隔離裝置、電抗器等，以防止變頻器影響到配電系統內其他設備的運作。圖20為為其性能曲線圖。由於馬達轉速是隨著變頻器的控制而改變，其輸入功以風車定律(Fan Law)及泵浦定律(Pump Affinity Law)可知其輸入功與轉速成三次方的關係。故在低流量的情況下可節省大量的耗電量。

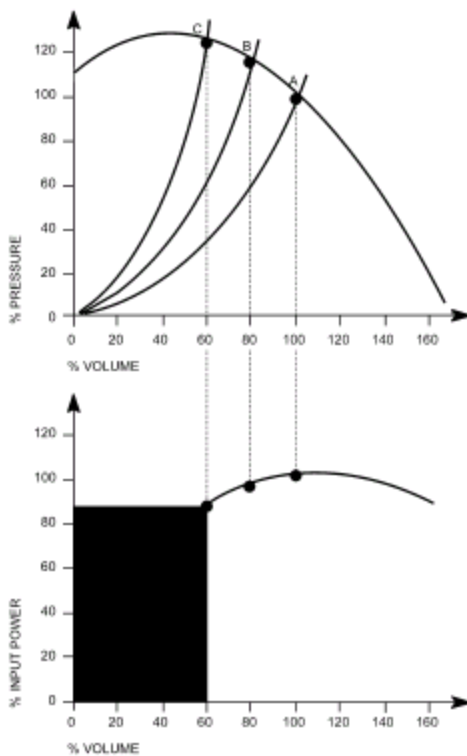


圖16 出氣風門控制

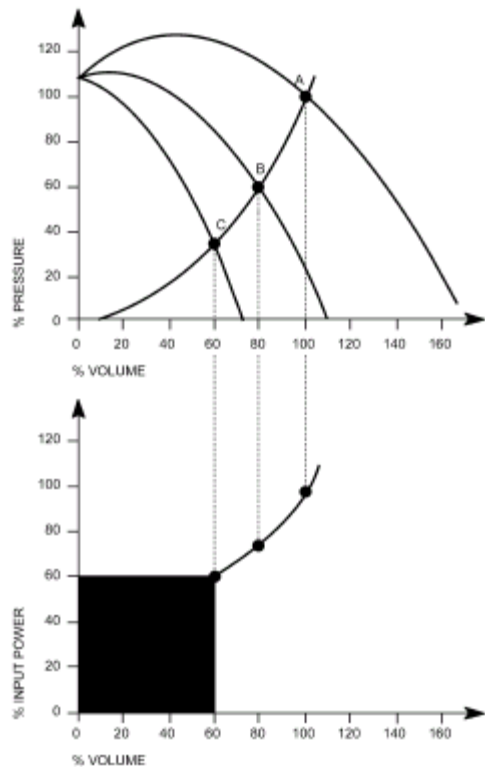


圖17 可變式進氣導向葉輪控制

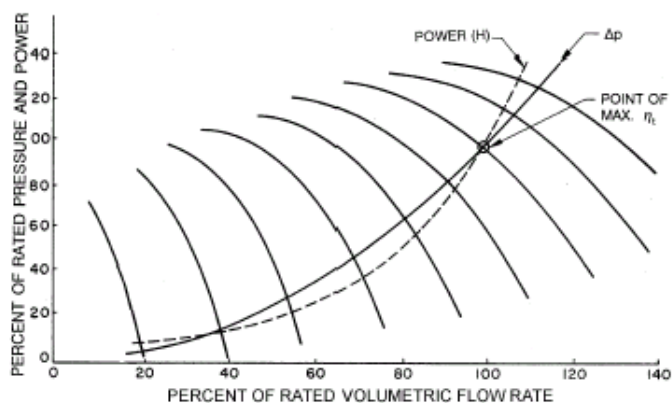


圖 18 可調式葉輪風車控制

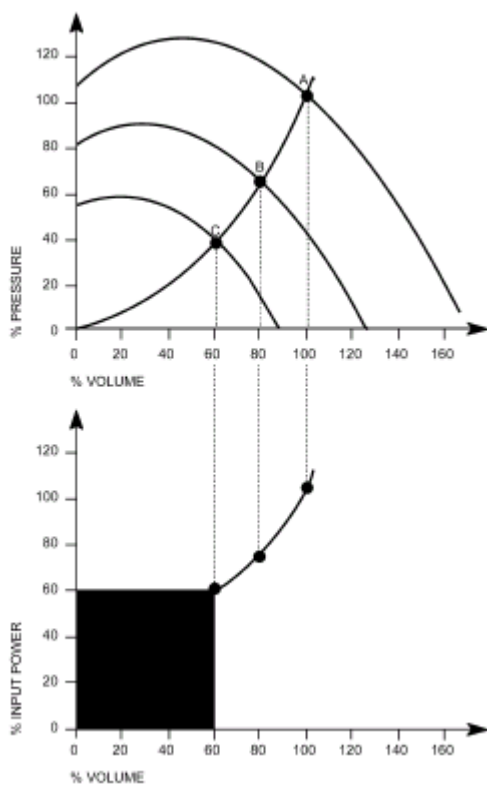


圖 19 渦流耦合器控制

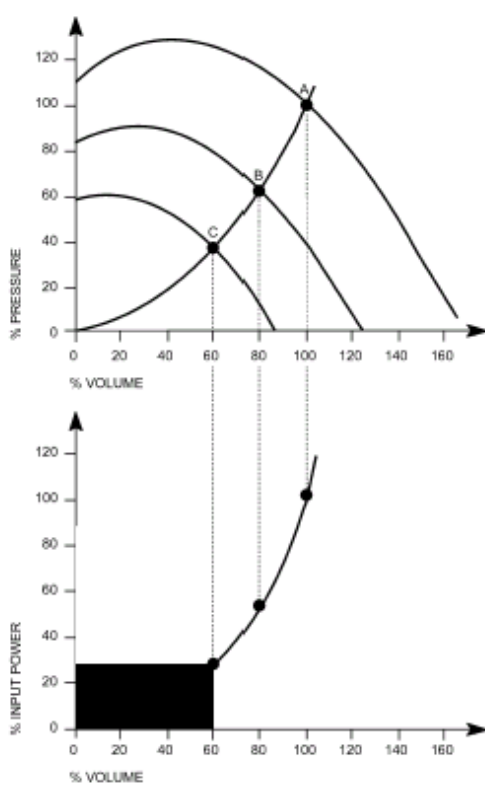


圖 20 變頻器控制



### (三) 空調系統之保養維護

空調系統必須由專人負責操作、開機、關機、保養及維護，以延長其運轉壽命，如表9中所示為各項空調系統相關設備，應進行之目標值訂定、記錄、保養及定期評估節約能源措施之列表。保養維護工作可分為每日、每週、每月、年度總檢修四種。

表9 空調系統能源管理的主要設備及項目

設備及系統		主要管理項目				設定管理判斷標準
		1.訂定目標基準值	2.效率監測記錄	3.保養及檢點	4.評估新節能措施	
設備系統	熱源系統	○	○	○	○	○
	熱源系統 (蓄熱、儲冰方式)	○	○	○	○	○
	熱輸送系統	○	○	○	○	○
	空調系統 (可變風量系統)	○		○	○	○
	空調系統 (外氣導入可變系統)	○		○	○	○
	空調系統 (外氣冷房系統)	○		○	○	○
	給排氣系統	○		○	○	○
	受變電系統	○	○	○	○	○
	照明系統	○		○	○	○
	汽電共生系統	○	○	○	○	○



表9 空調系統能源管理的主要設備及項目(續)

設備及系統		主要管理項目				設定管理判斷標準
		1.訂定目標基準值	2.效率監測記錄	3.保養及檢點	4.評估新節能措施	
設備 機器	鍋爐	○	○	○	○	○
	冰水主機	○	○	○	○	○
	吸收式冷凍機	○	○	○	○	○
	冷卻水塔	○		○	○	○
	熱泵主機	○		○	○	○
	小型空調機	○		○	○	○
	小型送風機	○		○	○	○
	儲冰槽/儲熱水槽	○	○	○	○	○
	水泵	○		○	○	○
	送風機	○		○	○	○
	變壓器	○		○	○	○
	進相電容器	○		○	○	○

### 1.每日保養維護工作

#### (1) 冰水主機

- (a) 檢查及記錄主機運轉時之油溫、油壓、水溫、水壓、冷媒溫度、冰水器與冷凝器之溫度及壓力、電壓及電流等。
- (b) 研判上述數據是否正常及如何調整。
- (c) 檢查轉動部份有無異常震動及噪音。
- (d) 檢查管路及接頭有無漏油或漏水及壓縮機軸封有無漏油。
- (e) 正常運轉或停機時由各視窗觀察冷媒液面高低位置是否正常。
- (f) 檢查主機冷凍油液面位置、顏色等研判是否正常。
- (g) 經常保持主機各部份清潔。



- (h) 注意及處理緊急及突發事件。
  - (i) 每小時記錄主機運轉情形於記錄表內。
- (2) 循環水泵浦
- (a) 檢查馬達軸承及連軸器之溫度、運轉聲音是否正常。
  - (b) 檢查及記錄馬達之電壓及電流。
  - (c) 檢查進出水溫及水壓。
  - (d) 檢查及添注潤滑油。
  - (e) 檢查襯墊是否良好或漏水。
- (3) 冷卻水塔
- (a) 檢查補結水、管路及開關是否正常。
  - (b) 檢查存水有無浮油及雜質等污染物。
  - (c) 檢查水位、浮球及開關。
  - (d) 檢查風車馬達運轉及電壓、電流情形。
  - (e) 注意馬達軸承及傳動輪及加潤滑油。
  - (f) 注意出水口及過濾網清潔。
- (4) 小型送風機(冷風機)、送風機及排風機等
- (a) 檢查馬達及軸承之震動滑油有無磨損。
  - (b) 檢查傳動皮帶鬆緊及與皮帶輪接觸是否良好。
  - (c) 檢查空氣過濾網，清洗或更換。
  - (d) 檢查節氣風門(Damper)動作是否靈活，出風及回風口是否清潔。
  - (e) 檢查排水盤積水及排水情形。
  - (f) 測量及記錄馬達電壓及電流。
  - (g) 保持各機器及房間之內外清潔。
- (5) 配電箱及起動器等
- (a) 檢查配電箱及起動器受電及供電電壓是否正常，三相之間是否平衡。
  - (b) 檢查各馬達之電流是否過載及三相平衡。
  - (c) 檢查各開關及接點(CONTACTOR)是否接觸良好或發熱。



- (d) 檢查控制變壓器、比流器、繼電器、定時器等是否正常或有雜音。
- (e) 開關箱內外清潔。
- (6) 管路及其他
  - (a) 檢查各開關及水源管路是否良好。
  - (b) 檢查補給水箱之水位及浮球閥是否正常。

## 2. 每週保養維護工作

- (1) 執行“每日保養維護”中各項工作。
- (2) 冰水機組
  - (a) 檢查各安全及運轉控制器是否正常。
  - (b) 冷媒管路系統是否正常(特別是乾燥器、膨脹閥、電磁閥、視窗及各接頭)。
  - (c) 測試冷媒有無洩漏，必要時修理補充之。
  - (d) 檢查冷凍油，必要時補充或更換之。
  - (e) 檢查安全放氣閥。
- (3) 循環水泵浦
  - (a) 檢查運轉有無異常響聲。
  - (b) 檢查軸承，必要時添注潤滑油。
  - (c) 檢查襯墊及出軸是否漏水，必要時修換之。
- (4) 冷卻水塔
  - (a) 清洗存水盤及出水過濾網或換水。
  - (b) 檢查風車回轉情形，必要時調整之。
  - (c) 檢查傳動箱及皮帶，必要時調整或更換之，馬達皮帶鬆緊度通常以姆指壓下約四分之三吋至一吋為正常。
  - (d) 檢查馬達及線路絕源。
  - (e) 檢查潤滑油，必要時添注或更換之。
- (5) 小型送風機(冷風機)、送風機及排風機等
  - (a) 清洗排水盤及過濾網，必要時更換之。



- (b) 檢查及調整皮帶之鬆緊度，必要時更換之。
  - (c) 檢查及清潔風車、銅管排散熱片。
  - (d) 檢查軸承及潤滑油，必要時添注或更換之。
  - (e) 檢查風車、風鼓是否平衡。
  - (f) 檢查馬達及線路絕緣。
  - (g) 檢查所有馬達之電流是否正常，軸承部份有無過熱。
  - (h) 檢查及修護保溫部份。
- (6) 配電箱及起動器等
- (a) 檢查各部份線頭及接觸是否良好。
  - (b) 檢查及測試主線及控制線路絕緣。
  - (c) 清除各組件及箱內之灰塵。
- (7) 管路及其他
- (a) 檢查有關管路之開關、軟管、溫壓表等配件是否良好。
  - (b) 檢查過濾器淤塞情形，並清理之。
  - (c) 檢查各吊架及接頭是否良好或安全。

### 3.每月保養維護工作

- (1) 執行“每週保養維護”中各項工作。
- (2) 冰水機組
  - (a) 檢查及調校潤滑油系統。
  - (b) 檢查及調校排除器(PURGE OR DEHYDRATOR系統)。
  - (c) 檢查及注意冷媒量是否正常，倘有足則需充灌之。
  - (d) 檢查及調校各安全與運轉控制器。
  - (e) 檢查管路及排氣裝置。
  - (f) 檢查循環水污染情形，必要時清洗或更換之。
- (3) 循環水泵浦
  - (a) 檢查及更換油封襯墊。



- (b) 檢查葉輪有無磨損，必要時修理之。
  - (c) 檢查及調校連軸器中心線。
  - (d) 檢查、添注或更換潤滑油。
- (4) 冷卻水塔
- (a) 檢查存水盤、外殼、網板等，必要時清潔或油添之。
  - (b) 檢查存水水質，清洗及換水。
  - (c) 檢查及更換皮帶、潤滑油及過濾網等。
  - (d) 檢查散水頭是否正常，倘有堵塞則取出清潔之。
  - (e) 檢查散水管之方向是否正常，倘有偏差則校正之。
  - (f) 檢查散熱片及出水過濾網。
- (5) 小型送風機(冷風機)、送風機及排風機等
- (a) 檢查及調校軸承及傳動裝置。
  - (b) 檢查管路及排除空氣。
  - (c) 檢查及清洗風車、銅管排及散熱鰭片等。
  - (d) 檢查及更換皮帶、潤滑油、過濾網等。
- (6) 配電箱及起動器等
- (a) 檢查及調校定時器、繼電器及超載保護器等。
  - (b) 檢查馬達及控制高壓熔絲是否良好。
  - (c) 檢查及測試各接地情形是否良好。
- (7) 管路及其他
- (a) 將各種凡而開關一、二次，以避免堵塞。
  - (b) 檢查、修護及油添污損管路及有關配件。
  - (c) 檢查、清潔及油添補給水箱內外及配件。
  - (d) 水管管路換水。

#### 4.年度總檢修保養維護工作

- (1) 執行“每月保養維護”中各項工作。



## (2) 冰水主機

- (a) 冰水器及冷凝器管路清潔，檢查並測試銅管與端蓋板有無洩漏、積垢，腐蝕等變化。
- (b) 檢查軸封有無洩漏、軸心校正。
- (c) 檢查冷凍油之油量是否夠，油質是否正常？若污濁或黑褐色及須更換。
- (d) 控制迴路及控制設備安全及運轉檢視，校正。
- (e) 馬達絕緣檢查。
- (f) 配電動力系統及設備絕緣安全檢查，並對鬆動之接線及設備重新固定。
- (g) 冷媒系統檢視。
- (h) 整機組清潔防鏽處理。

## (3) 冷卻水塔

- (a) 清潔存水盤、散熱片、鋼板等。
- (b) 鐵件部份如馬達，腳架，爬梯……等除鏽油漆。
- (c) 固定馬達架座，檢查校正傳動軸，齒輪箱及齒輪油(或皮帶調整)。
- (d) 馬達絕緣測試，配線及線管安全檢查及固定。

## (4) 循環水泵與馬達

- (a) 水泵輪葉，連軸器，軸封檢查調整與校正。
- (b) 檢查潤滑油。
- (c) 馬達絕緣測試。
- (d) 清潔與除鏽處理。

## (5) 冷風機

- (a) 清潔過濾銅及水盤。
- (b) 清潔風鼓葉輪，校正軸心使運轉平穩安靜。
- (c) 馬達配線及控制線安全檢查，有否破皮漏電之現象。
- (d) 清潔盤管(Coil)。

## (6) 配電箱及起動器等

- (a) 清潔及檢查全部主件內外及接線，接點等。



- (b) 檢查校正起動器，定時器，繼電器，保護設備及儀錶。
  - (c) 絕緣及接地安全測試。
  - (d) 鐵件除鏽處理。
- (7) 管路及其他
- (a) 檢查、清潔或更換管路過濾器(Strainer)之過濾網。
  - (b) 檢查及校正進出水溫度表及壓力表，必要時更換之。
  - (c) 膨脹箱浮球開關調整，全部管路除鏽處理。
- (8) 系統於年度總檢修保養維護工作完竣後，重新試車並作紀錄。
- (註：如有任何不正常現象，務請專門人員檢修，切勿妄自拆卸)



# 五

## 空調系統能源查核



### (一) 空調系統能源查核作業流程

空調系統能源查核作業，如表10所示，可分為準備工作、實地查核、查核結果及改善追蹤等四大部分，雖然作業之重點在於實地查核作業，但是事前的準備工作將影響查核工作之品質及查核的速度，而事後與使用單位之檢討作業則為是否確實可行之重要依據，故確實執行四大部驟，將是查核作業是否成功的關鍵。

### (二) 基本設備及運轉資料記錄查核

為了使查核作業迅速、完整及有效率，設備之基本資料及運轉資料的建立是必要的，而完整的表格及系統流程圖則是資料收集的關鍵。以下表11~表14是空調系統及設備相關表格，可用作能源查核追蹤空調系統運轉能源效率之記錄表格。





表10 空調系統能源查核作業流程表

工作流程	依據文件	工作說明	評估項目
1.準備工作	1. 能源查核申報表 2. 行前報告 3. 自評表	1. 確認空調耗能總量 2. 確認冰水主機基本資料 (型式、效率、台數、用途) 3. 確認冷凍主機相關附屬設備 (容量、型式、效率、台數、用途)	1. 填寫空調系統細部表格
	1. 空調系統細部表格 (若資料不完整則需 現場確認)	冰水機房 1. 冰水主機效率高低? 2. 冰水主機冰水溫度? 3. 冰水主機冰水流量是否過大? 4. 二次冰水泵是否設置VFD? 5. 冷卻水流量是否過大? 6. 冷卻水溫是否過高? 7. 冷卻水塔風車運轉良好? 8. 冷卻水塔風車是否設置VFD?  空調使用現場 1. 外氣空調箱送風量或供風比? 2. 外氣空調箱是否設置VFD? 3. 現場空調箱供風溫度? 4. 現場空調差壓控制? 5. 現場排氣風車排氣量? 6. 現場非必要熱負載過大? 7. 現場有冷熱不合理混溫現象?	1. 更換高效率主機評估(提高設備效率) 2. 提高冰水溫度之評估(冷媒低壓側節 能) 3. 降低流量評估(一次冰水側節能) 4. 增設VFD可行性評估(二次水側節能) 5. 調降冷卻水流量評估(冷卻水節能) 6. 調降冷卻水溫評估(冷媒高壓側節 能) 7. 增加水塔風車運轉台數(風車節 能) 8. 增設VFD可行性評估(空氣側節 能)  1. 調降外氣引入量(降低外氣耗 能) 2. 增設VFD及露點控制器之可行 性(降低外氣耗能) 3. 降低送風溫度之可行性 (降低冰水負載) 4. 降低壓差可行性(降低送風耗 能) 5. 降低排氣量之可行性(減少排 氣耗能) 6. 降低室內非必要熱負載(減少 熱負荷) 7. 降低不合理混溫現象 (減少假性熱負荷)
2.實地查核	1. 空調系統細部表格 2. 中央監控系統資料 3. 現場操作資料	1. 詢問現場人員實際操作情況? 2. 未採用高效率及節能設備之原 因? 3. 空調系統細部表格內容是正確? 4. 現場使用其它節能設備及能源 回收設備之可行性?	1. 依現場情況差異重新評估行前資料
3.查核結果	1. 空調系統細部表格 2. 中央監控系統資料 3. 現場查核結果 4. 專家建議事項	1. 與相關人員檢討改善意見 2. 撰寫改善建議	1. 撰寫改善建議
4.改善追蹤	實地查核結果建議 改善報告	1. 定期追蹤改善項目執行情況 2. 實地量測及評估改善前後之 節約量	1. 撰寫改善後追蹤報告



表11 冰水主機規格及系統操作記錄表

項目	編號：		編號：	
	設計值	運轉值	設計值	運轉值
1.冰水主機				
廠牌及壓縮機型式				
設備容量(RT)				
機齡				
冷媒種類				
主機運轉效率(kW/RT)(運轉實測值)				
2.電力(滿載時)				
壓縮機馬力 (hp)				
電壓 (Volt)				
電流 (Amp)				
功率因數 (%)				
3.冷凝器操作資料				
凝結壓力 (psia) (kg/cm <sup>2</sup> A)				
凝結溫度 (°F) (°C)				
趨近溫度(°F) (°C)				
4.蒸發器操作資料				
蒸發壓力 (psia) (kg/cm <sup>2</sup> A)				
蒸發溫度 (°F) (°C)				
趨近溫度(°F) (°C)				
5.冰水側操作資料				
蒸發器進水壓力(psig) (kg/cm <sup>2</sup> G)				
蒸發器出水壓力(psig) (kg/cm <sup>2</sup> G)				
主冰水泵差壓(psig)				
冰水入水溫度(°F) (°C)				
冰出水溫度(°F) (°C)				
冰水量(GPM)(LPM)				
冰水泵馬達馬力(hp)				
冰水泵馬達轉速(RPM)				
6.冷卻水側操作資料				
冷凝器進水壓力(kg/cm <sup>2</sup> G)(psig)				
冷凝器出水壓力(kg/cm <sup>2</sup> G)(psig)				
主冷卻水泵壓差(kg/cm <sup>2</sup> )(psig)				
冷卻水入水溫度(°F) (°C)				



表11 冰水主機規格及系統操作記錄表(續)

項目	編號：		編號：	
	設計值	運轉值	設計值	運轉值
冷卻水出水溫度(°F)(°C)				
冷卻水循環水量(GPM)(LPM)				
冷卻水泵馬達馬力(hp)				
冷卻水泵變頻器馬力(hp)				
冷卻水泵馬達轉速(RPM)				
7.冰水主機運轉控制策略說明				
主機開機台數控制模式	<input type="checkbox"/> 手動 <input type="checkbox"/> 自動 <input type="checkbox"/> 監控，控制參數：_____			
空調監控系統設備廠牌及施工廠商	設備廠牌：_____、施工廠商：_____			
主機平均開機台數	春：____台、夏：____台、秋：____台、冬：____台			
冰水供應溫度檢討週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
冷卻水溫度檢討週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
主機效率實測及檢討週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
主機保養週期及項目及說明				
主機保養費用(萬元/年/台)				

表12 冰水主機附屬設備規格及系統操作記錄表

項目	編號：		編號：	
	設計值	記錄值	設計值	記錄值
1.二次(區域)冰水泵操作資料				
二次冰水泵廠牌				
二次冰水泵馬達容量(hp)				
二次冰水泵馬達轉速(RPM)				
二次冰水泵台數(台)				
二次冰水泵揚程(m)(ft)				
二次冰水泵流量(GPM)(LPM)				
二次冰水泵葉輪直徑(in)				
二次冰水泵供水壓力(kg/cm <sup>2</sup> G)(psig)				
二次冰水泵回水壓力(kg/cm <sup>2</sup> G)(psig)				
二次冰水泵變頻器容量(hp)				
二次冰水泵變頻器控制輸入參數				
二次冰水泵變頻器平均頻率(Hz)				
二次冰水供水溫度(°F)(°C)				



表12 冰水主機附屬設備規格及系統操作記錄表(續)

項目	編號：		編號：	
	設計值	記錄值	設計值	記錄值
二次冰水回水溫度(°F)(°C)				
水量調整控制方式(2-way,3-way)				
保養週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 異常時 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
保養項目				
2.冷卻水塔				
冷卻水塔台數(座)				
冷卻水塔進塔溫溼度條件 (°CDB及RH%)				
冷卻水塔出塔溫溼度條件 (°CDB及RH%)				
冷卻單座冷卻容量(RT或kcal/hr)				
冷卻水塔單台風車台數				
冷卻水塔單台風車馬力(hp)				
冷卻水塔是否為連通操作				
冷卻水塔所需揚程(m)(ft)				
冷卻水塔風車之操作模式	春：___台、夏：___台、秋：___台、冬：___台			
冷卻水塔風控制參數模式	<input type="checkbox"/> 冷卻水回水定溫控制、 <input type="checkbox"/> 高低速馬達控制轉速 <input type="checkbox"/> 手動台數控制 <input type="checkbox"/> 溼球溫度控制 <input type="checkbox"/> 露點溫度控制、 <input type="checkbox"/> 焓值控制			
冷卻水塔風車變頻器容量(hp)				
冷卻水塔風車變頻器控制輸入參數				
冷卻水塔風車變頻器平均頻率(Hz)				
進塔入水溫度(°F) (°C)				
出塔出水溫度(°F) (°C)				
濃縮倍數				
冷卻水塔總用水量(噸/日)、 占比及水質	來源：補給水量___噸/日(回收水占比___%) 回收水水質導電度___ppm pH值___ 自來水水質導電度___ppm pH值___ 使用：(1)排放量___噸/天，占比___% (2)蒸發量___噸/天，占比___% (3)飛散量___噸/天，占比___%[(3)=總量-(1)-(2)]			
冷卻水水處理設備	<input type="checkbox"/> 無設備 <input type="checkbox"/> 化學加藥法 <input type="checkbox"/> 化學加酸法 <input type="checkbox"/> 旁濾法 <input type="checkbox"/> 磁化(靜電場)法 <input type="checkbox"/> 臭氧氧化法			
冷卻水水處理設備控制參數 (導電度及pH值)				
冷卻水來源	<input type="checkbox"/> 自來水 <input type="checkbox"/> 地下水 <input type="checkbox"/> 空調冷凝回收水 <input type="checkbox"/> 其它			
保養週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 異常時 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			

※本表使用時請注意單位之標示。



表 13 空調系統設備規格及系統操作記錄(1/2)

項目	編號：		編號：	
	設計值	記錄值	設計值	記錄值
1. AHU 空調箱操作資料				
空調類型(CAV, VAV)				
空調箱台數(台)				
送風機廠牌				
送風機型式(軸流、離心)				
送風機送風量(CFM)(CMM)				
送風機馬達容量(hp)				
送風機馬達轉速(RPM)				
空調箱供風溫度(°C)(°F)				
空調箱供風相對溼度(%)				
空調空間內相對大氣差壓(Pa)				
外氣引入量(%)或外氣風門開度(%)				
送風機馬達變頻器容量(hp)				
送風變馬達頻器控制輸入參數				
送風機馬達變頻器平均頻率(Hz)				
冰水供水溫度(°C)(°F)				
冰水回水溫度(°C)(°F)				
熱水供水溫度(°C)(°F)				
熱水回水溫度(°C)				
冷凝水回收比率(%)				
供風溫、溼度檢討週期	<input type="checkbox"/> 月 <input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
保養週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 異常時 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
空調箱之操作模式	春：__台、夏：__台、秋：__台、冬：__台			
調整控制方式(2-way, 3-way)				
2. 外氣空調箱操作資料(MAU, PAHU)				
外氣供應方式(1.混合回風後供應, 2.直接供應)				
空調箱台數(台)				
送風機廠牌				
送風機型式(軸流、離心)				
送風機送風量(CFM)(CMM)				
送風機馬達容量(hp)				
送風機馬達轉速(RPM)				
空調箱供風溫度(°C)(°F)				



表13 空調系統設備規格及系統操作記錄(1/2)(續)

項目	編號：		編號：	
	設計值	記錄值	設計值	記錄值
空調箱供風相對溼度(%)				
空調空間內相對大氣差壓(Pa)				
送風機馬達變頻器容量(hp)				
送風變馬達變頻器控制輸入參數				
送風機馬達變頻器平均頻率(Hz)				
冰水供水溫度(°C) (°F)				
冰水回水溫度(°C) (°F)				
熱水供水溫度(°C) (°F)				
熱水回水溫度(°C) (°F)				
冰水及熱水閥之控制方式說明				
冷凝水回收比率(%)及冷能是否回收				
供風溫、溼度檢討週期	<input type="checkbox"/> 月 <input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
空調箱之操作模式	春：__台、夏：__台、秋：__台、冬：__台			

※本表使用時請注意單位之標示。

表14 空調系統設備規格及系統操作記錄(2/2)

項目	編號：		編號：	
	設計值	記錄值	設計值	記錄值
1.排氣系統				
排風機廠牌				
排風機型式(軸流、離心)				
排風機				
排風機送風量(CFM)(CMM)				
排風機馬達容量(hp)				
排風機馬達轉速(RPM)				
排風機馬達變頻器容量(hp)				
排風變馬達變頻器控制輸入參數				
排風機馬達變頻器平均頻率(Hz)				
排風量檢討週期	<input type="checkbox"/> 月 <input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			
排風機操作模式	春：__台、夏：__台、秋：__台、冬：__台			
影響排氣量減量主要因數				
保養週期	<input type="checkbox"/> 季 <input type="checkbox"/> 半年 <input type="checkbox"/> 每年 <input type="checkbox"/> 異常時 <input type="checkbox"/> 不定時 <input type="checkbox"/> 無			

※本表使用時請注意單位之標示。



# 六

## 節能評估案例

- 案例一、更換高效率主機評估
- 案例二、提高冰水主機出水溫度評估
- 案例三、降低冰水主機主冰水泵流量
- 案例四、降低冰水主機冷卻水泵流量
- 案例五、調降冷卻水水溫
- 案例六、啓用備用冷卻水塔增加風車運轉台數降低冷卻水溫度
- 案例七、降低外氣量，減少外氣空調負載
- 案例八、啓動備用外氣空調箱並聯運轉
- 案例九、外氣空調箱供風再熱溫度降低節能
- 案例十、降低室內壓差設定值

※註：上述所列出之節約能源案例，於特定條件下估算之節約量，若於實際運轉情況下，則會受到各項不可控因數之影響，而影響節約量，參考引用時需注意相關假設條件及各案例中之注意事項。



案例一 更換高效率主機評估

<p>案例名稱</p>	<p>更換高效率冰水主機</p>															
<p>現況說明</p>	<p>冰水主機購置時占總購置成本之15%左右，效率高低會影響決標之金額，若無明確規範，在運轉成本上有相當大之影響。冰水主機運轉時約占總空調用電50%以上。冰水主機運於生命週期間之運轉費用占總支出費用之約80%(以20年估算)，設置成本只占約8.5%，若可針對主機作提昇，將可有效節約能源及運轉費用。往復式冰水主機效率1.02kW/RT，容量220RT，用電187.2kW，負載率65%使用時數為4000小時/年)</p> $\text{耗電率(kW/RT)} = \frac{\text{冰水主機房內主機總用電量(kW)}}{\text{冰水主機房內主機所供應總冷凍能力(RT)}}$															
<p>改善措施</p>	<p>改善為螺旋式效率為0.75kW/RT                  節約率=(1.02-0.75)/0.75=26.4%                  節約空調總用電13.2%，若空調用電占總用電50%，則約可節約總用電5%左右。                  電力需量(kW)=0.75kW/RT×220RT =165kW</p> <table border="1" data-bbox="385 1180 1136 1398"> <thead> <tr> <th>主機型式</th> <th>容量範圍(RT)</th> <th>效率值(kW/RT)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>往復式</td> <td>15-500</td> <td>0.8~1</td> </tr> <tr> <td>螺旋式</td> <td>40-650</td> <td>0.6~0.75</td> </tr> <tr> <td>渦捲式</td> <td>8-60</td> <td>0.81~0.92</td> </tr> <tr> <td>離心式</td> <td>150-5000</td> <td>0.5~0.7</td> </tr> </tbody> </table> <p>資料來源:CRC Handbook of HVAC,2001</p>	主機型式	容量範圍(RT)	效率值(kW/RT)	往復式	15-500	0.8~1	螺旋式	40-650	0.6~0.75	渦捲式	8-60	0.81~0.92	離心式	150-5000	0.5~0.7
主機型式	容量範圍(RT)	效率值(kW/RT)														
往復式	15-500	0.8~1														
螺旋式	40-650	0.6~0.75														
渦捲式	8-60	0.81~0.92														
離心式	150-5000	0.5~0.7														
<p>預計效益</p>	<p>節約電力需量(kW)=187.2kW- 165kW=22.2kW                  節約用電量(kWh)=22.2kW×4000hr=88,800kWh/year                  節約電費=88,800kWh×2元/kWh=177,600元/年</p>															
<p>注意事項</p>	<p>不同主機有其不同之運轉特性，選用時需特別注意</p>															



### 案例二 提高冰水主機出水溫度

案例名稱	提高冰水主機出水溫度1度
現況說明	依目前空氣側空調需求條件為20℃，T <sub>adp</sub> (設備露點溫度)在15℃，目前冰水主機出水溫度5.5℃，冰水主機溫差5℃，冰水主機之出水溫度調高1度至6.5℃可達到設備露點溫度T <sub>adp</sub> 15℃。
改善措施	每提高1℃冰水出水溫度，約可節約3%之電能，現場一般運轉2台1000RT冰水主機，年運轉時數為7200小時，主機效率為0.65kW/RT，提高冰水出水溫度可提高1℃至6.5℃，假設馬達效率為93%。
預計效益	節約電力需量(kW)=1000RT×2台×3%×0.65kW/RT =39kW節約用電量(kWh)=39kW×7200hr=280,800kWh/year節約電費=280,800kWh×1.5元/kWh=421,200元/年
注意事項	1. 需評估空調箱之冷卻盤管熱交換器之性能於降低供應溫度時，是否可達到室內之溼度要求。 2. 需評估被冷卻設備所需之最低溫度(並注意是否能達到除溼要求)。

### 案例三 降低冰水主機主冰水泵冰水流量

案例名稱	修改冰水泵之葉輪直徑或設置變頻器
現況說明	冰水主機之蒸發器水側進出口壓力差約1.05kg/cm <sup>2</sup> (15psi)，而一般冰水主機之蒸發器及冷凝器水側進出口壓力差均約0.6kg/cm <sup>2</sup> ，(即偏離設計值過大)，可知流量有過大的現象，且進出水溫溫差亦偏低。
改善措施	修改9℃冰水主機泵及冷卻水泵之葉輪，將主機泵之冰水流量降至規格流量以減少泵之耗電量。現有6台50hp主機冰水泵，最大負載時運轉5台，若主機冰水進出口壓力差是由1.06kg/cm <sup>2</sup> ，降至0.6kg/cm <sup>2</sup> ，則可降低耗電79.3kW。 $\text{水泵用電節約量} = \left[ 1 - \left( \frac{0.6}{1.06} \right)^3 \right] \times 1.1 \times 50 \times 0.746 \times 5 = 79.3 \text{ kW}$
預計效益	節約電力需量(kW)=79.3kW節約用電量(kWh)=79.3kW×8600hr×50%(運轉率)=511,534kWh/year節約電費=511,534kWh×1.8元/kWh=920,762元/年
注意事項	1. 需了解冰水主機熱交換器之壓差，並配合溫差之設計值再作比較。 2. 若判斷為水量過大，造成壓差上昇及溫差下降時，可依成本之考量選擇採用更換、修剪葉輪或增設變頻器降低轉速。



## 案例四 降低冰水主機冷卻水泵流量

案例名稱	修改冷卻水泵之葉輪直徑或設置變頻器
現況說明	冰水主機之冷凝器水側進出口壓力差約 $1.05\text{kg/cm}^2$ (15psi)，而一般冰水主機之冷凝器水側進出口壓力差均約 $0.6\text{kg/cm}^2$ ，可知流量有過大的現象。
改善措施	<p>修改冷卻水泵之葉輪，將主機泵之冰水流量降至規格流量以減少泵之耗電量。現有5台200hp主機冰水泵，最大負載時運轉4台，現場觀察得知泵浦揚程32.7m，假設冷卻水塔之實揚程為7m，若主機冰水進出口壓力差是由<math>1.06\text{kg/cm}^2</math>，降至<math>0.6\text{kg/cm}^2</math>，則可降低耗電271.3kW。</p> $\left\{ 1 - \left[ \sqrt{\frac{0.6}{1.06}} \times \frac{7}{32.7} + \left( \sqrt{\frac{0.6}{1.06}} \right)^3 \times \frac{32.7-7}{32.7} \right] \times 1.1 \right\} \times 200 \times 0.746 \times 4 = 271.3\text{kW}$
預計效益	節約電力需量(kW)=271.3kW節約用電量(kWh)=271.3kW×8600hr×60%(運轉率)=1,400,157kWh/年節約電費=1,400,157kWh×1.8元/kWh=2,520,282元/年
注意事項	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 需了解冰水主機熱交換器之壓差，並配合溫差之設計值再作比較。</li> <li>2. 若判斷為水量過大，造成壓差上昇及溫差下降時，可依成本之考量換擇採用更換、修剪葉輪或增設變頻器降低轉速。</li> </ol>

## 案例五 調降冷卻水水溫

案例名稱	降低冰水主機之冷卻水供水溫度
現況說明	冷卻水溫都設定於32度，未充分利用冷卻水塔降低冷卻水溫，以提高主機運轉效率
改善措施	可採用自動控制，動態調控制回水溫度，每降低1℃冷卻水溫度，約可節約3%之電能，現場一般運轉2台1000RT冰水主機，年運轉時數為7200小時，主機效率為0.65kW/RT，提高冰水出水溫度可降低1℃至31℃。
預計效益	節約電力需量(kW)=1000RT×2台×3%×0.65kW/RT=39kW節約用電量(kWh)=39kW×7200hr=280,800kWh/年節約電費=280,800kWh×1.5元/kWh=421,200元/年
注意事項	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 需了解冰水主機冷凝器最低可接受之冷卻水溫，於不同季節可設定不同條件，夏季一般可降至29℃，冬季則可能可達22℃(需依主機條件而定)</li> <li>2. 熱回收冰水主機之熱回收溫度亦可透過此案例之方式適度調整，通常原始設計之熱回收溫度達37℃，實際調整後可能可以降至32℃，可節省相當可觀之能源及用電成本。</li> </ol>



### 案例六 啓用備用冷卻水塔增加風車運轉台數降低冷卻水溫度

案例名稱	啓用備用冷卻水塔增加風車運轉台數
現況說明	冷卻水塔現有17台75hp風車，均裝有設置變頻器(VFD)，春秋冬季時運轉14台。
改善措施	<p>相同送風量下多台並聯運轉降低單台送風量及用電量，於春秋冬季時，將17台冷卻水塔全部運轉，以降低單台風車之送風量及用電量。假設這段期間平均運轉頻率為50Hz，且全年運轉時數為3500hr，運轉率為80%，</p> <p>若17台風車均運轉時之每台頻率：<math display="block">\frac{50 \times 14}{17} = 41.2Hz</math></p> <p>運轉頻率未低於最低運轉頻率，若低於最低運轉頻率時風車則依序關機，以穩定系統。</p> <p>節約量 <math>75 \times 0.746 \times \left[ 14 \times \left( \frac{50}{60} \right)^3 - 17 \times \left( \frac{41.2}{60} \right)^3 \times 1.1 \right] = 114.5kW</math></p>
預計效益	節約電力需量(kW)= 114.5kW節約用電量(kWh)=114.5kW×3500hr×80%(運轉率)=320,600kWh/年節約電費=320,600kWh×1.8元/kWh=577,080元/年
注意事項	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 需了解冰水主機冷凝器最低可接受之冷卻水溫，於不同季節可設定不同條件，夏季一般可降至29℃，冬季則可能可達22℃(需依主機條件而定)</li> <li>2. 熱回收冰水主機之熱回收溫度亦可透過此案例之方式適度調整，通常原始設計之熱回收溫度達37℃，實際調整後可能可以降至32℃，可節省相當可觀之能源及用電成本。</li> </ol>

### 方案七 降低外氣量，減少外氣空調負載

案例名稱	全外氣之排氣回風再用降低空調負載
現況說明	空調系統回風並未回收,以全外氣冷卻後再供應廠區用,此系統回風與外氣之焓差約4kcal/Kg,若可部份回風,可節省可觀空調能源。空調系統用電0.75kW/RT(含附屬設備)機台空調風量需求250CMM/台，共42台。估算全外氣全年共6個月。
改善措施	<p>架設空調回風風管</p> <p><math>\dot{Q}</math>(冷卻能力) = <math>\dot{m}</math>(送風量) · <math>\Delta h</math>(焓差)</p> <p>= <math>1.2kg/m^3 \times 250M^3/min \times 60min/Hr \times 4kcal/kg \times 42台</math></p> <p>= <math>3024000kcal/Hr = 1000RT</math></p> <p>電力需量(kW) = <math>1000RT \times 0.75kW/RT = 750kW</math></p>
預計效益	節約電力需量(kW)= 750kW×0.85(回風比例)=637.5kW節約用電量(kWh)=637.5kW×4320hr=2,754,000kWh/年節約電費=2,754,000kWh×1.5元/kWh=4,131,000元/年
注意事項	需考量室內空氣品質之需求。



## 案例八 啓動備用外氣空調箱並聯運轉

案例名稱	外氣空調箱(MAU)啓動備用機組並聯運轉降低風車總用電量
現況說明	MAU送風車馬達為125kW，分成3區，每區為6台其中有1台為備用機，變頻器平均頻率為40。假設風機於MAU之固定損失為20%。線對空氣效率損失(wire to air efficiency, 風車、馬達及變頻器總合之效率)考慮在降頻後損失增加5%。考慮單區 $125\text{kW} \times (40/60) \times 3 \times 1.05 = 38.9\text{kW}$ /台/區總固定損失用電= $38.9 \times 5 \times 0.2 = 38.9\text{kW}$ /區變動損失用電= $38.9 \times 0.8 = 31.12\text{kW}$ /台總用電=總固定損用電+變動損用電= $38.9 + 31.12 \times 5 = 194.5\text{kW}$ /區每台平均運轉8000小時。
改善措施	啓用備用MAU外氣空調箱同步運轉降低用電量。依據風車定律風車動力為轉速成3次方正比，頻率與轉速成正比，但實用情況下另需考慮馬達及變頻器效率，考慮降頻後線對空氣效率損失(wire to air efficiency)增加5%。改為6台並聯運轉後，單台變動損用電變為 $31.12 \times (5/6) \times 3 \times 1.05 = 18.9\text{kW}$ /台單區總用電=單台變動損失用電 $\times 6$ 台+總固定損失用電= $18.9 \times 6 + 38.9 = 152.3\text{kW}$ /區
預計效益	節約電力需量(kW)=( $194.5 - 152.3$ ) $\times 3 = 126.6\text{kW}$ 節約用電量(kWh)= $126.6\text{kW} \times 8000\text{hr} = 1,012,800\text{kWh}$ /年節約電費= $1,012,800\text{kWh} \times 1.6\text{元/kWh} = 1,620,480\text{元}/年$
注意事項	需考量變頻器之最低運轉頻率。

## 案例九 外氣空調箱供風再熱溫度降低節能

案例名稱	外氣空調箱供風再熱溫度降低節能
現況說明	因為無塵室溫濕度要求的關係，造成MAU將外氣降溫除溼後，再加熱(reheat)，不管熱源是否為熱回收，進回風道後又做冷卻降溫，導致能源互相抵消，未有效利用能源。外氣空調箱MAU送風量86000CMH，平均運轉頻率34Hz。
改善措施	調整MAU送風溫度由19°C降為16°C，降低再熱負載。 節省加熱盤管負載 $= 42275\text{kcal/hr} \div 860\text{kcal} \times 30 \times 12 \times 24 = 424716\text{kWh}/年$ 節省冰水負載 $= 42275\text{kcal/hr} \div 3024\text{kcal/h/RT} \times 0.75\text{kW/RT} \times 30 \times 12 \times 24 = 90589\text{kWh}/年$ 節省二次冰水泵及熱水泵用電負載(假設占泵浦總耗電5%) 總節約用電= $424716 + 90589 = 515,305\text{kWh}/年$ (約82.4萬元/年) (若為熱回收之主機，則加熱負載不可計算)
預計效益	節約電力需量(kW)=59.64kW 節約用電量(kWh)=515,305kWh/年 節約電費= $515,305\text{kWh} \times 1.6\text{元/kWh} = 824,488\text{元}/年$
注意事項	需考量調整後無塵室溫濕度要求及分佈均勻，並於調整後追蹤一段時間。



### 案例十 降低室內壓差設定值

案例名稱	調低無塵室正壓設定值，降低MAU耗電
現況說明	<p>MAU送風車馬達為125kW,送風量為128500CMH,分成3區，每區為6台其中有1台為備用機，變頻器平均頻率為40。假設風機於MAU之固定損失為20%。線對空氣效率損失(wire to air efficiency,風車、馬達及變頻器總合之效率)考慮在降頻後損失增加5%。</p> <p>單區單台用電<math>125kW \times (40/60) \times 3 \times 1.05 = 38.9kW/台/區</math></p> <p>單區單台變動損失用電<math>= 38.9 \times 0.8 = 31.12kW/台/區</math></p> <p>單區總固定損失用電<math>= 38.9 \times 5 \times 0.2 = 38.9kW/區</math></p> <p>單區總用電=單台變動損失用電<math>\times 5</math>台+單區總固定損失用電<math>= 38.9kW + 31.12kW \times 5 = 194.5kW/區</math>(每台平均運轉8000小時。)</p> <p>目前無塵室正壓值約為45Pa降低正壓在30Pa以上，應尚可維持Fab在正壓條件以上。空調平均負荷率為75%。總供風量(100%)=排氣量(95%) + 洩漏量(5%)。</p>
改善措施	<p>依據流孔公式，<math>Q = K_o C A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.839 A \sqrt{\Delta P}</math> (其中<math>K=1, C=0.65, \rho=1.2kg/m^3</math>)，在相同的等量洩漏面積下(排氣及夾層洩漏等)，若降低無塵室正壓至30Pa，</p> <p>則 <math>\frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{30}{45}} = 0.82</math> 亦即可降低約<math>18\% \times 5\%</math>(外氣量)<math>= 0.9\%</math>外氣量。</p> <p>依據風車定律風車動力為轉速成3次方正比，頻率與轉速成正比，但實用情況下另需考慮馬達及變頻器效率，考慮降頻後線對空氣效率(wire to air efficiency)損失增加5%。</p> <p>MAU用電變為<math>31.12 \times (99.1/100) \times 3 \times 1.05 = 30.3kW/台</math></p> <p>單區MAU總用電為<math>38.9kW + 30.3kW \times 5 = 190.4kW/區</math></p> <p>估算降低正壓後之MAU運轉頻率<math>40 \times (99.1/100) = 39.64Hz</math></p> <p>外氣條件：32°C, 80RH, 焓值94.5kJ/kg</p> <p>供風條件：20°C, 49RH, 焓值38.3kJ/kg</p> <p>假設外氣空調箱處理外氣空調負荷，處理1CMH所需之空調為=風量<math>\times</math>密度<math>\times</math>焓差<math>= 1CMH \times 1.2kg/cm^3 \times (94.5 - 38.3) \div 3.516kW/ton = 0.005ton/CMH</math>,假設空調總耗能為0.9kw/ton,則處理1CMH空調設備所需用電為0.0045kw/CMH。調降壓差後降低0.9%外氣風量，可降低外氣空調負荷0.9%。</p> <p>節省空調負荷用電<math>= 0.0045kw/CMH \times 128500CMH \times (40/60) \times 0.9\% \times 5(台) \times 3(區) \times 0.75 = 39kW</math></p> <p>總約用電量<math>= (194.5kW - 190.4) \times 3區 + 39kW = 51.3kW</math></p>
預計效益	<p>節約電力需量(kW)<math>= 51.3kW</math></p> <p>節約用電量(kWh)<math>= 51.3kW \times 8000hr = 410,400kWh/年</math></p> <p>節約電費<math>= 410,400kWh \times 1.6元/kWh = 656,640元/年</math></p>
注意事項	<p>行潔淨室正壓設定值調降時必須謹慎尤其不可一次調整過快，不同機台設定值會依據室內正壓來作調整之參考，不預警的調降潔淨室正壓可能會造成機台的參數飄移，且造成部份區域造成負壓，易受到外界汙染，故調整正壓時應由廠務工廠師及設備工程師共同配合來調降正壓。</p>



# 七

## 結 論



中央空調系統的各個次系統是環環相扣的，就如同五支連接在一起的水管，任何一支出現阻塞將使整體水流量降低。因此任何一環次系統循環不良(即熱交換效果不佳)都將使系統整體性能(冷卻能力或效率)降低。即使各別元件採用高效率設備，如果不從系統節能觀點考量，也不一定是一套節能的空調系統。

同時再次強調，設計之初即應採取所有可行的方式降低空調負載，如此才能重根本著手，同時必須儘量避免過大設計(Over sizing)，因為它不但增加初設成本，也增加了將來的運轉費用，是得不償失的。

空調系統不是標準化的工業產品，因此需要精心設計才能得到節能的結果。事先良好的規劃、設計及施工更勝於事後的補救。除了良好的規劃、設計及施工，良好的維護保養制度更是維持系統在最佳狀況下運轉的不二法門。最好在規劃設計之初就設置計量、監測儀器，長期持續追蹤考核系統性能。因為唯有透過資料擷取系統(DAS, Data Acquisition System)將運轉數據蒐集、整理、及分析才能獲致有用的資訊及做出合理的改善行動。改善行動執行後仍需靠資料擷取系統持續地蒐集、分析資料以追蹤改善成效，並藉此累積經驗成為有用的知識。





**MEMO**





**MEMO**





**MEMO**





經濟部能源局  
BUREAU OF ENERGY, MOEA

<http://www.moeaboe.gov.tw>



工業技術研究院  
Industrial Technology  
Research Institute

能源資訊網

<http://emis.erl.itri.org.tw>