

空調系統管理與節能手冊

經濟部能源局 指導

財團法人

台灣綠色生產力基金會 編印

目錄

目錄.....	I
圖目錄.....	III
表目錄.....	VII
壹、前言.....	1
貳、小型空調系統設備介紹.....	2
2-1 窗型冷氣機.....	2
2-2 箱型冷氣機.....	8
參、中央空調系統介紹.....	11
3-1 中央空調冷媒側系統.....	11
3-2 中央空調水側系統.....	13
3-3 空氣側系統.....	27
肆、儲冰空調系統介紹.....	30
4-1 儲冰槽型式及介紹.....	30
4-2 儲冰空調系統控制策略.....	41
伍、空調常見缺失與改善方法.....	43
5-1 主機部份.....	43
5-2 泵浦部份.....	48
5-3 冷卻水塔部份.....	55
5-4 空氣側.....	64
5-5 窗箱型及分離式冷氣機.....	66
5-6 儲冰系統.....	69

陸、空調系統管理與節能技術	72
6-1 主機側.....	72
6-2 冰水系統.....	80
6-3 空氣側系統.....	85
6-4 冷卻水塔.....	98
6-5 減少空調熱負荷.....	101
柒、節能案例.....	102
7-1 節能案例一.....	102
7-2 節能案例二.....	110
捌、結論.....	124
玖、參考資料.....	125
拾、編後語.....	126

圖目錄

圖 2.1 窗型冷氣機之冷凍循環系統	3
圖 2.2 窗型冷氣結構一【2】	3
圖 2.3 窗型冷氣結構二【2】	4
圖 2.4 窗型冷氣結構三【2】	4
圖 2.5 三重冷卻不滴水型冷氣機【2】	6
圖 2.6 交、直流馬達供電轉換的流程圖	8
圖 2.7 氣冷式冷凍循環系統	9
圖 2.8 水冷式冷凍循環系統	10
圖 3.1 水系統示意圖	11
圖 3.2 中央空調冰水主機之冷凍循環系統	12
圖 3.3 一次供水直接回水系統簡圖	15
圖 3.4 一次供水逆回水系統簡圖	16
圖 3.5 一次側/二次側系統示意圖	17
圖 3.6 一、二次側流量平衡時冰水流向圖	18
圖 3.7 一次側流量大於二次側冰水流向圖	18
圖 3.8 二次側流量大於一次側冰水流向圖	19
圖 3.9 三通閥系統【4】	22
圖 3.10 三通閥配合自動定流量閥【4】	22
圖 3.11 二通閥系統【4】	23
圖 3.12 二通閥變流量定溫示意圖	24
圖 3.13 三通閥定流量變溫差示意圖	24
圖 3.14 低流量系統在不同負載下節能百分比	25
圖 3.15 單台冰水主機之冰水及冷卻水泵設計	26

圖 3.16 單台送風機對應單空調區間的設計	28
圖 3.17 單台送風機對應多空調區間的設計	28
圖 3.18 多台送風機對應單空調區間的設計	29
圖 3.19 空調箱元件示意圖	29
圖 4.1 全量儲冰系統設計	31
圖 4.2 分量儲冰系統設計	32
圖 4.3 典型外融冰儲冰槽結冰融冰情形	33
圖 4.4 典型內融冰系統儲冰槽結冰及融冰情形	35
圖 4.5 典型容器式系統儲冰及融冰的情形	35
圖 5.1 軸套筒磨損漏水處理流程圖	50
圖 5.2 泵浦增設旁通示意圖	51
圖 5.3 定工作點泵浦示意圖	52
圖 5.4 定工作範圍泵浦示意圖	53
圖 5.5 一台冷卻水泵浦供應二台冰水主機示意圖	54
圖 5.6 冷卻水泵及冰水主機一對一設計示意圖	54
圖 5.7 冷卻水塔與遮蔽物的最短距離示意圖	56
圖 5.8 冷卻水塔塔體與塔體並用時的最短距離示意圖	56
圖 5.9 提高排熱氣高度減少氣流短路	57
圖 5.10 避免進氣受阻	58
圖 5.11 必要時墊高冷卻水塔，但要注意地震與颱風的影響	58
圖 5.12 正確的冷卻水塔配管圖	60
圖 5.13 正確的冷卻水塔及水泵配管圖	60
圖 5.14 冷卻水塔及水泵共通管示意圖	61
圖 5.15 冷卻水塔吸入側配管示意圖	61

圖 6.1 台北每月暖房及冷房度時統計圖	72
圖 6.2 冰水主機全年各種部分負載之運轉時數統計.....	73
圖 6.3 冷凝溫度下降對於空調主機與冷卻水塔風扇之關係圖	75
圖 6.4 氣冷式主機效率與冰水溫度之關係	76
圖 6.5 適當空調容量控制減少空調耗能【8】	77
圖 6.6 可變流量冰水管路圖	81
圖 6.7 冰水循環性能曲線	82
圖 6.8 二次側變流量壓差點	84
圖 6.9 壓差控制 H-Q 曲線圖【4】	85
圖 6.10 風機盤管內主要有一個風機和一個盤管.....	85
圖 6.11 VAV 空調系統之控制流程圖	88
圖 6.12 VAV 終端箱之設計.....	89
圖 6.13 以風機提升室內空氣流動量之 VAV 終端箱	89
圖 6.14 外氣冷房之節能控制	91
圖 6.15 海平面之濕空氣	92
圖 6.16 用一個全熱交換器，使外氣進入室內前降溫降濕.....	93
圖 6.17 兩種全熱交換器，靜態交叉流式與轉輪式.....	95
圖 6.18 全熱交換器可與小型空調系統配合使用【8】	96
圖 6.19 全熱交換器安裝之例子【8】	97
圖 6.20 典型之水塔風車變頻	99
圖 6.21 利用接近溫度之水塔風車變頻控制	100
圖 6.22 接近溫度於水塔風車頻率演算法則	100
圖 7.1 空調系統冰水管路圖	104
圖 7.2 冰水主機冰水出回水溫度狀況	106

圖 7.3 冰水主機效率分佈圖	107
圖 7.4 空調負載逐時分佈圖	112
圖 7.5 冰水主機之單位冷凍噸所需之耗電量電分析圖.....	113

表目錄

表 2.1 水冷式及氣冷式箱型機優缺點表	10
表 4.1 水、冰及優態鹽儲能密度的比較	30
表 4.2 各類儲冰式空調系統性能比較表	39
表 5.1 冷凝溫度過高之原因	43
表 5.2 水量計算表	47
表 6.1 經濟部能源局公告之空調系統冰水主機能源效率標準	74
表 6.2 冰水主機滿載效率 COP 與部分負載效率 IPLV 最低標準值	74
表 6.3 箱型冷氣機能源效率比值標準對照表【11】	78
表 6.4 氣冷式冷氣機節能標章能源效率比值對照表【11】	79
表 6.5 泵浦相似定律【7】	82
表 6.6 ASHRAE 62 號標準外氣換氣量	91
表 7.1 空調機房之設備設計效率總表	103
表 7.2 空調系統水側系統元件運轉狀況及效率	105
表 7.3 空調系統水側系統汰換效率建議表	108
表 7.4 冰水主機調整節能效益表	114
表 7.5 區域泵各月逐時負載率模擬	117
表 7.6 區域泵之動力(HP)需求統計表(改善後)	118
表 7.7 區域泵之節能效益統計表(kWh)	118
表 7.8 冷卻水塔運轉狀況	122
表 7.9 水塔風車節能效益統計表	123

壹、前言

全球石化能源有限，即將在未來 50 年內用罄，而台灣地區每年消耗能源，依賴進口程度高達 98 %【1】。近年來更因為環保意識抬頭和民眾抗爭，各項能源開發與電力建設都面臨極大困難，因此「節約能源」已經是人人都無法逃避的宿命與責任，而節約能源不是強制減少使用能源，降低生活品質，正確的節約能源觀念應該是有效率的使用能源，也就是「該用則用、能省則省」。

台灣地區夏季氣候炎熱，空調用電需求增加，尖峰負載持續攀升，造成台電公司在夏月尖峰供電短缺，故台電公司只能利用限電來確保供電品質，依能源局估算，夏月空調負載約占台電尖峰負載的 30%，夏季空調用電亦占住商部門用電量的 41%，所以空調系統的節能是最直接也是最有效抑制電力負載的方法之一。

經濟部能源局委託綠基會節能中心，編撰空調系統管理與節能技術手冊；將該中心多年來技術輔導各用戶的豐富經驗，結合國內學者專家共同合作，邀請國立台北科技大學能源與冷凍空調系李文興助理教授執筆，以常見的空調節約能源技術與措施，進行分析及討論，期待提供各類型用戶做為推動節約能源之參考。

貳、小型空調系統設備介紹

2-1 窗型冷氣機

窗型冷氣機的冷凍循環系統主要具有四大元件，系統基本示意圖如圖 2.1 所示，關於四大元件之說明分別如下所示：

一、壓縮機(compressor)

壓縮機的主要功能係用於壓縮冷媒，產生冷凍循環必要之高低壓力。將來自蒸發器的低壓低溫氣態冷媒(過熱狀態)，經由壓縮後形成高壓高溫的過熱冷媒蒸氣，送至冷凝器進行散熱，目前窗型冷氣機所使用之壓縮機，大部份為迴轉式壓縮機(rotary compressor)。

二、冷凝器(condenser)

冷凝器的主要功能為散熱，利用水或空氣帶走冷凝器中冷媒的熱量，使高壓高溫之冷媒冷卻相變化至高壓常溫的過冷卻液態冷媒(sub-cooling liquid)，窗型冷氣機雖有二重冷卻滴水冷氣機及三重冷卻不滴水冷氣機，但主要仍以氣冷式為主。

三、毛細管(capillary tube)

經過冷凝器冷卻後之高壓常溫過冷卻液體冷媒，藉由毛細管產生降壓及限流等功能，使冷媒降壓成為低壓低溫之飽和液氣冷媒(此時冷媒主要為二相共存)。

四、蒸發器(evaporator)

將毛細管降壓節流後之低壓低溫霧狀冷媒噴入蒸發器，利用冷媒在蒸發器內吸熱蒸發，藉由吸收大量之蒸發潛熱，使循環通過蒸發器的空氣產生冷卻及除濕等空氣調節功能。

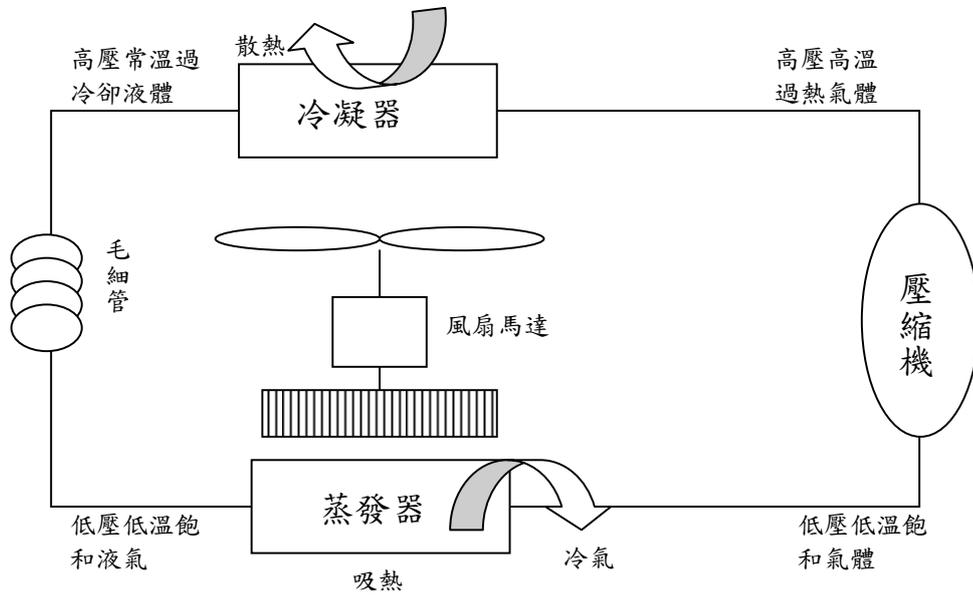


圖 2.1 窗型冷氣機之冷凍循環系統

窗型冷氣之內部結構除了四大元件外，尚有循環風扇馬達及葉片，其結構依元件排列方式有所不同，分別可分為下列幾種結構，如圖 2.2~2.4 所示。

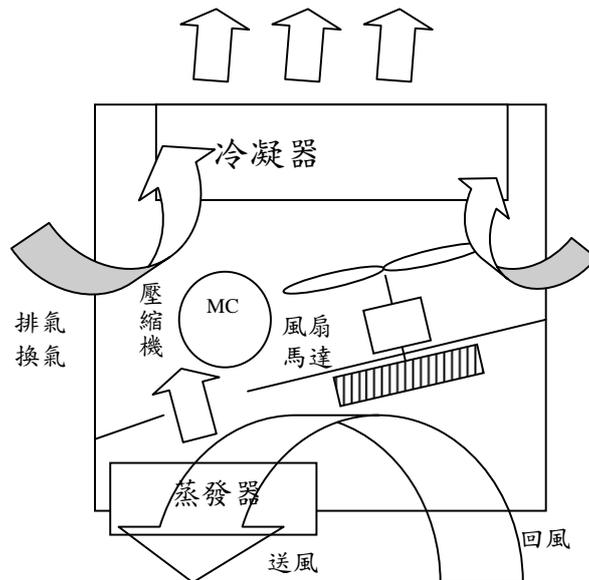


圖 2.2 窗型冷氣結構一【2】

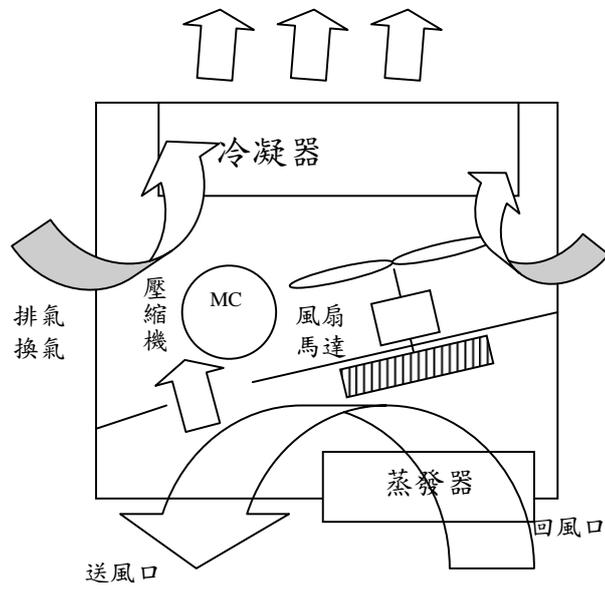


圖 2.3 窗型冷氣結構二【2】

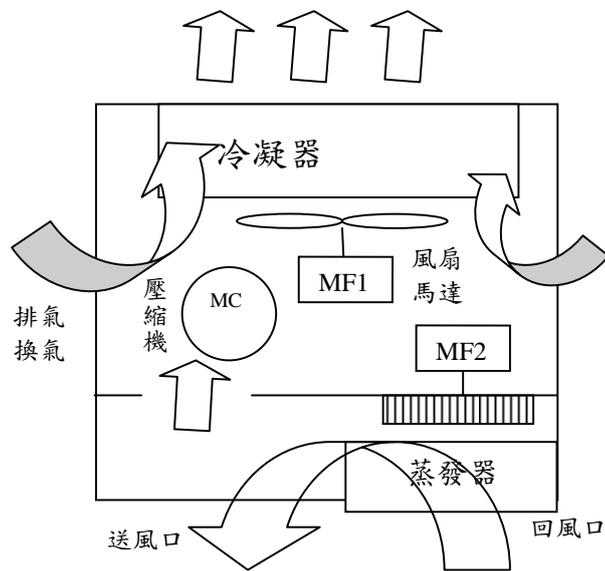


圖 2.4 窗型冷氣結構三【2】

窗型冷氣機之熱交換方式為將蒸發器置於循環風扇之進氣口(或稱回風口)【2】，此類進行熱交換的方式稱為進氣口熱交換。由於回風口的風速較送風口的風速低，因此熱交換的時間較長，接觸係數(contact factor)較高，熱交換效率亦高，目前之窗型冷氣機皆用進氣口熱交換方式。室內空氣經窗型冷氣機之蒸發器會產生冷卻除濕的效果，由於台灣為海島型氣候，氣候狀況屬於溫熱、潮濕，因此於冷卻除濕過程中排水量較其他國家多，考慮一台一冷凍噸之冷氣機(3,024kcal/hr)，每小時的除濕排水量約為 1kg，亦即除濕之潛熱能力為 600 kcal/hr，約占總冷氣能力之 20%，因此臺灣地區的冷氣機在排水處理上將顯的重要，一般常見之滴水(排出凝結水)型及不滴水冷氣，優缺點分別如下：

一、不滴水冷氣機：

主要將濕空氣通過蒸發器所凝結之水滴，利用凝結水來冷卻高壓排氣管，利用蒸發潛熱以提高冷氣機之散熱能力，冷卻高壓排氣管剩餘之凝結水再用冷凝器散熱風扇強迫打成霧狀水花，噴濺於冷凝器表面，產生霧冷之效果，如此利用水冷、氣冷及霧冷的方式稱為三重冷卻不滴水冷氣。其結構如圖 2-5 所示。不滴水冷氣機優點為：

- 1.能源再利用：利用冷氣機運轉除濕所排出之凝結水再蒸發，用於吸收冷凝器之熱量提高冷凝器之散熱能力。
- 2.提高散熱能力：由於利用氣冷、水冷、霧冷三重冷卻散熱方式，散熱能力較高。
- 3.減少環境污染：不滴水冷氣機由於不滴水，可減少一般滴水冷氣機由於排水所造成的污染。

缺點：

- 1.噪音大：由於利用室外風扇葉片，強迫將底盤之凝結水濺起而成霧狀

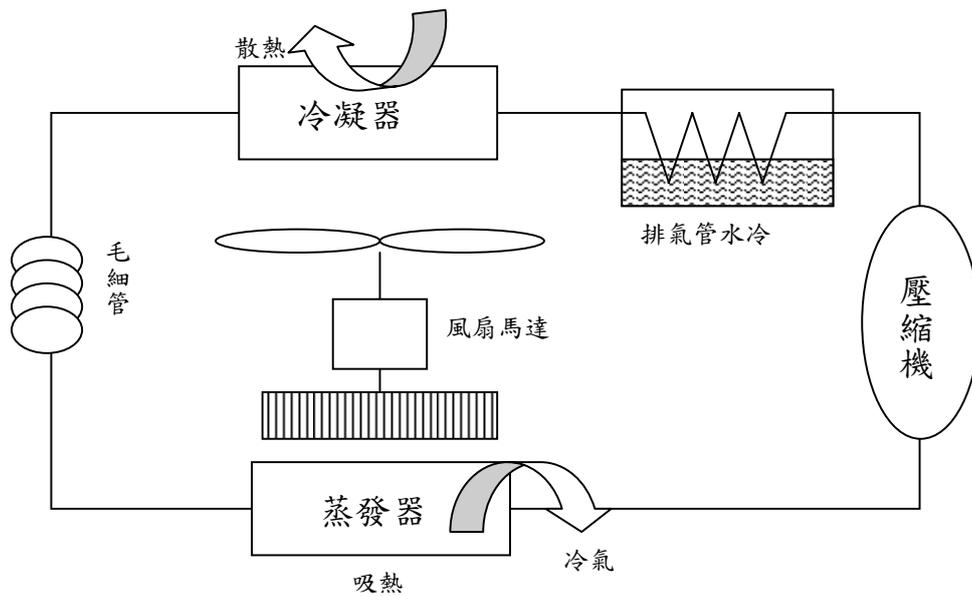


圖 2.5 三重冷卻不滴水型冷氣機【2】

水花，因此濺水所產生之噪音較大

2. 容易在冷凝器內側積泥垢，嚴重影響散熱效果，由於霧冷之因素，冷凝器內側表面是潮濕的，容易將通過冷凝器空氣中之塵、雜質聚積，黏著在冷凝器內側，形成塵垢或泥垢，嚴重影響散熱效果。
3. 散熱能力易受外氣濕度之影響：三重冷卻不滴水冷氣，因為利用水之蒸發而提高其散熱能力，但水蒸發之能力受外界濕球溫度的影響，外界濕球溫度越高，則水不容易蒸發因此散熱能力降低。

二、二重冷卻冷氣機

由於三重冷卻不滴水冷氣機之霧冷方式具有產生噪音，容易積泥垢以及易受外界濕球溫度而影響散熱能力之缺點，因此捨棄霧冷之散熱方式而形成氣冷及水冷二重冷卻冷氣機，由於凝結水無法完全利用，仍有大量之凝結水排出，因此會產生滴水現象。其優點為：

1. 噪音小：由於沒有霧冷之濺水聲故噪音較小。
2. 冷凝器比較不容易髒：二重冷卻之冷凝器表面是乾燥的，比較不會聚

積泥垢，散熱能力較穩定。

3. 冷凝器散熱鋁片不易腐蝕。

缺點：

1. 凝結水無法完全有效的利用：冷氣機消耗能源而排出之凝結水無法完全之有效運用，亦為能源之浪費。

2. 滴水造成環境污染：冷氣機由除濕所排出機外之凝結水，造成環境污染，影響公共衛生。

三、變頻冷氣機

上述之冷氣機不論為滴水或不滴水冷氣機一般壓縮機均在固定之工作轉速下運轉，目前隨著變頻器的成熟發展，能隨時改變轉速之變頻冷氣已經大量上市，變頻冷氣分為交流變頻及直流變頻二種，由於電動機中轉速與電源頻率成正比，適當的改變供電頻率即能夠有效的改變其轉速，達到節約能源的目的，交流變頻冷氣簡單而言先藉由整流器將交流電整流為直流電，之後藉由脈寬調制將直流電轉為特定頻率之波形，最後藉由低通濾波即可達到改變頻率的目的。直流變頻(DC inverter)主要即將交流感應馬達改為使用直流無刷馬達(DC Brushless Motor)，所謂的直流無刷馬達即永磁式的三相感應同步馬達，由於直流馬達之轉子已具有磁極，所以馬達的驅動方式與交流感應的驅動方式有所不同。大致上，一般變頻的空調系統可比定頻的空調系統，節能達 20% 以上，如圖 2.6 所示，為一交、直流馬達供電轉換的流程圖，由於交流馬達供電轉換較直流馬達多一次，所以直流變頻冷氣機比交流變頻冷氣機用電少約 10%。

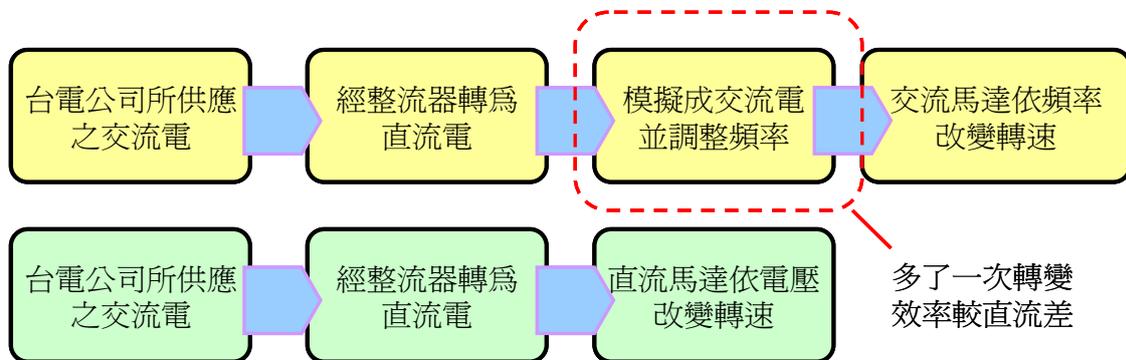


圖 2.6 交、直流馬達供電轉換的流程圖

變頻式冷氣相較於傳統定頻運轉冷氣，具有下列優點

- 一、相較於傳統式定頻冷氣機，變頻式冷氣無起動時的大振動與噪音。
- 二、傳統式冷氣機運轉時，壓縮機啟停較為頻繁，起動時之瞬間耗電頗大，壓縮機常開關，不但耗電而且噪音大。變頻式冷氣機能隨室溫改變運轉頻率，不會有頻繁之啟停現象產生，因此較為省電。
- 三、變頻冷氣可使壓縮機提供較高的轉速，以使室內溫度在短時間內，便能達成使用者設定的溫度值。
- 四、傳統式冷氣機運轉模式，由於壓縮機隨室內溫度啟停，導致室內溫度具有一定範圍之溫度變化，並非一穩定的溫度，變頻控制可使室內的溫度變化範圍縮小，而提供使用者需求的舒適環境。

2-2 箱型冷氣機

箱型冷氣機主要具有安裝容易、安裝所需時間短及安裝空間小等優點，

就結構上，其冷媒循環元件與窗型機比較除膨脹元件外其餘均相同，一般而言針對無法架設中央空調設備或無法架設風管之場合，這類空調系統具有相當適合的安裝特性。箱型主機具有水冷式及氣冷式二種，其簡單介紹如下：

一、氣冷式箱型冷氣機：

氣冷式箱型機就操作上類似於分離式之冷氣機，在元件上亦分為室內機及室外機，如圖 2.7 所示，室內機是由毛細管、蒸發器及送風機組成之製冷部份，室外機是由壓縮機、氣冷式冷凝器、散熱風扇及馬達、儲液器(receiver)及分液器(accumulator)組成，室內機及室外機藉由冷媒管路連結。

二、水冷式箱型冷氣機：

水冷式箱型冷氣機在構造上與上述之氣冷式主機有明顯上的不同，其結構上較類似於中央空調冰水主機，所有空調元件均集中於同一機台，冷凝器部份以冷媒與冷卻水熱交換方式來散熱，由於水冷式散熱效果優於氣冷式，因此可以得到較佳的效率(如圖 2.8)。

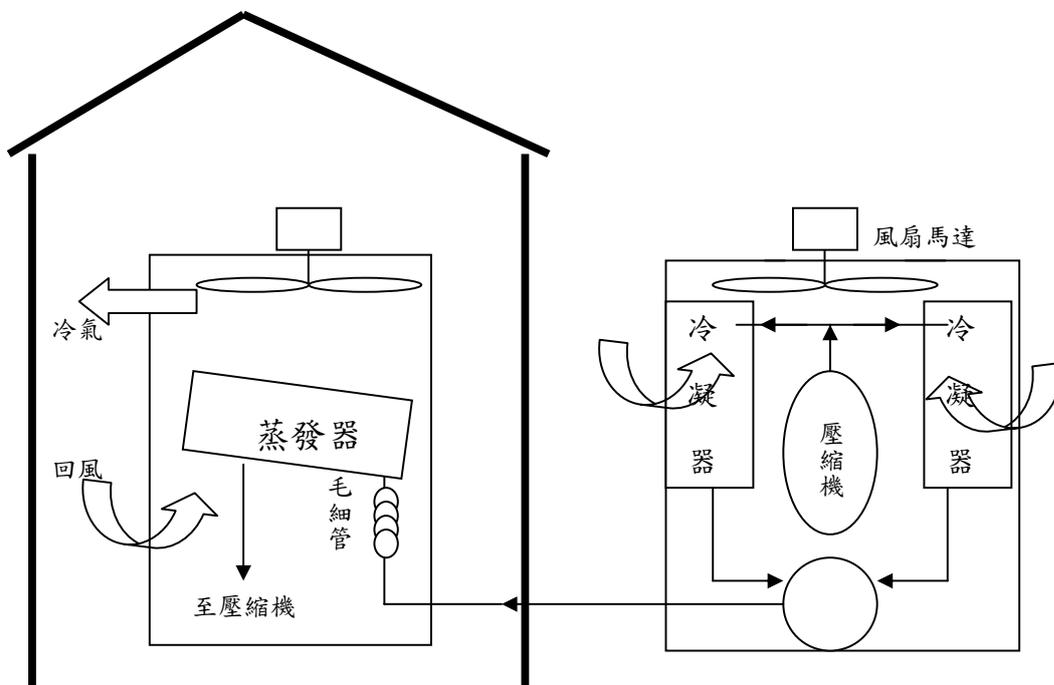


圖 2.7 氣冷式冷凍循環系統

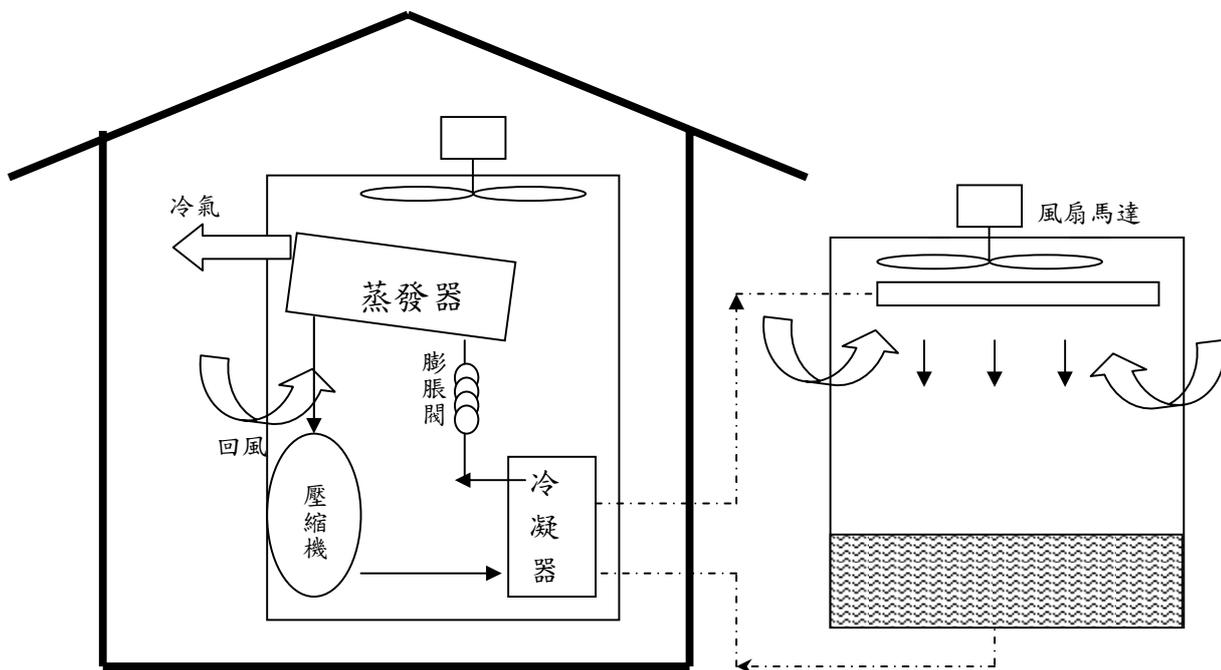


圖 2.8 水冷式冷凍循環系統

就散熱效率上，水冷式有較佳的散熱效率及較低溫的空氣排放等優點，但在水質及水塔維護的問題較為複雜，水冷式及氣冷式箱型機的優缺點如表 2.1 所示。

表 2.1 水冷式及氣冷式箱型機優缺點表

	水冷式	氣冷式
1.散熱媒介	水，不可缺水	空氣，缺水亦可
2.消耗電力	1.0kW/RT 較省電	1.3kW/RT 較耗電
3.保養問題	至少一季一次，較麻煩	一年一次較簡單
4.設備費用	包含水泵、水塔較貴	包含室外機，較便宜
5.噪音程度	壓縮機在室內，噪音較大	壓縮機在室外，噪音稍小
6.環境污染	冷卻水塔污染環境	空氣污染較小

參、中央空調系統介紹

中央空調系統主要利用空氣對水及水對冷媒之熱交換構成，就結構上可分成冷媒系統、水系統及空氣側系統來討論，簡單而言中央空調主要利用水作為熱傳介質，不斷地從空調過程或由空調區域中搬運熱量，利用水泵浦加壓使冰水經由冰水主機蒸發器降溫處理後，循冰水管路輸送至負載側終端裝置，負載終端等設備設置於空調區域或空調處理過程中，如送風機(Fan Coil)或空調箱(Air Handling Unit)以及各式的熱交換(Heat Exchanger)設備等，則與空氣或者其它冷媒進行熱交換後，回流至冰水主機持續進行製冷循環。如圖 3.1 所示。

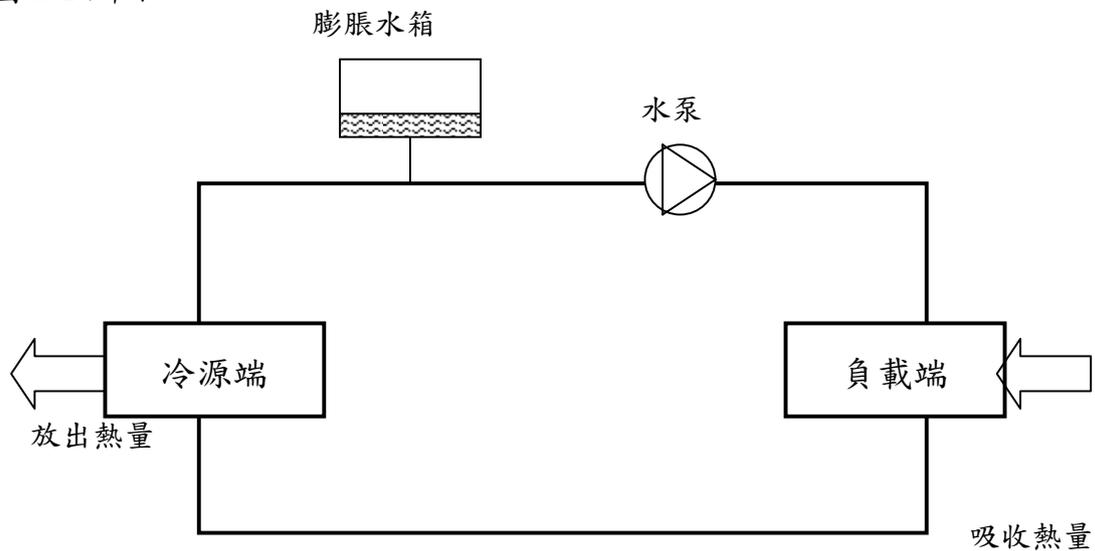


圖 3.1 水系統示意圖

3-1 中央空調冷媒側系統

中央空調冷媒側系統結構上與窗型主機類似，唯一不同處僅在於中央空調主要利用冰水帶走蒸發器之熱量，再由冰水送至現場空氣側設備產生需要之空調效果，如圖 3.2 所示，由於中央空調冰水主機通常提供較大之空調噸

數，因此冷媒系統各元件的結構上也較多元化，各元件之簡述分別如下：

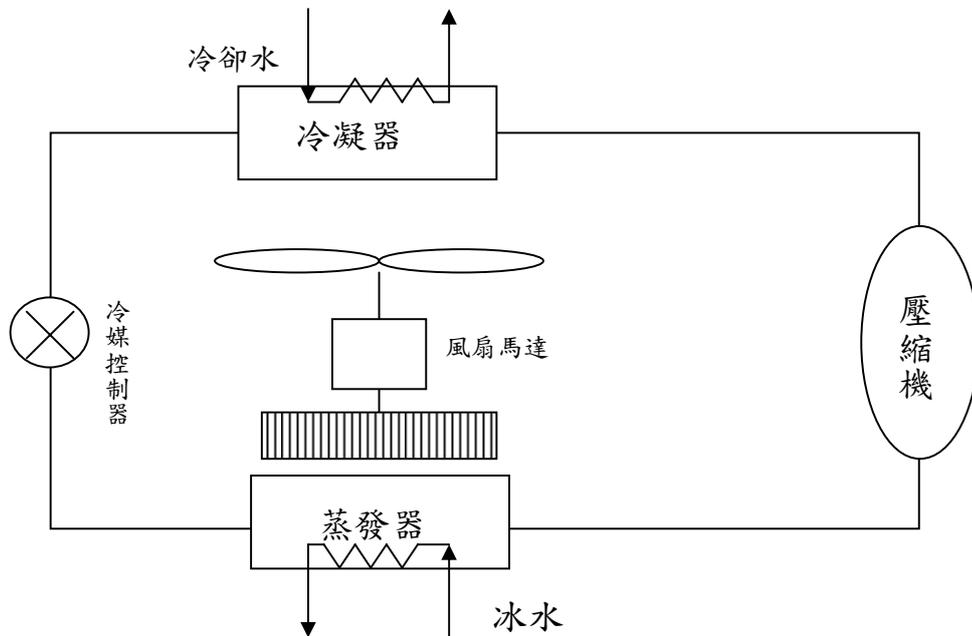


圖 3.2 中央空調冰水主機之冷凍循環系統

一、壓縮機

中央空調系統冷媒側系統的心臟是壓縮機，而最普遍的四種冷凍壓縮機為往復式(reciprocating)、螺旋式(screw)、離心式(centrifugal)及輪葉式(vane)/往復式壓縮機有一活塞在一缸筒內來回移動，以吸取與排洩閥安排造成壓縮排氣作用，螺旋式、離心式與輪葉式壓縮機均使用旋轉元件，其中螺旋式與輪葉式壓縮機均為正排量機器(positive-displacement machine)，而離心式壓縮機則是利用離心力操作。

二、蒸發器

蒸發器較窗型主機不同部份，主要在產生冷媒及冰水系統熱交換，常見應用於中央空調冰水主機之蒸發器種類主要分為乾膨式及滿液式蒸發器，就結構上均是由一鋼殼內包許多平行管，固定於管板而成，乾膨式蒸發器，冷

媒則在管內膨脹蒸發，冰水則在殼側循環，如果為滿液式冰水則在管內循環，冷媒在殼側；冷媒的液面由浮球閥控制。蒸發器一般設計殼徑由 6”至 60”，殼內則由 50 根至數百根，管徑則由 5/8”至 2”，管長由 5ft 至 20ft 等，在冷媒側管面均會加裝鰭片以提昇效率。滿液式蒸發器具有較大的熱傳導面積因此其效率較乾膨式蒸發器佳，但其冷媒充灌量較多，且需注意冷凍油回油問題。

三、冷凝器

冰水主機之冷凝器如同蒸發器一般，係利用熱傳表面，將熱由冷媒氣體經由冷凝器壁傳至冷卻水(如為氣冷式冰水主機則傳至大氣)，就結構上與蒸發器相同，一般常見之水冷式冷凝器可分為殼圈式及殼管式。由於冷卻水系統為開放式系統，冷凝器須要考慮結垢現象造成之影響，管壁形成之污垢不僅降低水側之熱傳係數，並阻止水流之順暢且降低循環水量，二者皆會使冷凝壓力急遽增加，因此選擇冷凝器需考慮結垢因子造成之影響(建議不論水質如何，至少考慮結垢因子為 0.0005)。

四、冷媒控制器

冷媒控制設備可分為手動膨脹閥、自動膨脹閥、溫感式膨脹閥、毛細管及浮球控制閥等，無論何種冷媒流量設備，其最主要的功能有二，一、調整冷媒液進入蒸發器之流量，使進入蒸發器的冷媒液體流量等於冷媒液體在蒸發器蒸發的量，二、維持系統高低壓側的壓力差，達到冷媒液體在蒸發器蒸發所需的低壓壓力及冷媒在冷凝器所需的高壓壓力。

3-2 中央空調水側系統

中央空調水側系統可分為冰水系統及冷卻水系統，冰水系統藉由冰水泵及區域泵提供動力傳送冰水，將冰水送至各所需之空調區間，以吸收來自負載端之熱量(如圖 3.1 所示)，冷卻水側主要以冷卻水泵提供動力，將吸收空

間熱量及壓縮機之產生熱量傳送至冷卻水塔進行散熱，冰水系統又依傳送冰水的方式分為一次側及二次側系統。冰水循環系統之基本構成元件包括冰水主機(Chiller)、泵浦(Pump)、膨脹水箱(Expansion Tank)、終端裝置(Terminal)以及冰水輸送管路(Piping)等【3】，其介紹如下：

- 1.冰水主機：冰水供應的來源，依照空調負載的大小以及溫度所需，選用不同型式的冰水主機。
- 2.送風機/空調箱：在負載端進行熱傳遞的設備，終端熱傳設備除送風機及空調箱外，也包含各種熱交換器，在空調系統應用中甚至包含用以儲存能源的大型貯槽。
- 3.膨脹水箱/液氣分離器：在系統耐壓範圍內，承受系統液體之膨脹或收縮的設備。另外為避免管路內，氣泡產生造成管件氣蝕損壞，在管路中加裝液氣分離器，藉以分離、排除系統內存於水中之氣體。
- 4.泵浦：在系統中負責傳輸流體的設備。
- 5.控制閥/平衡閥：用於控制負載端流量或者平衡系統局部壓力的設備。

系統元件之間的關係影響系統設計之經濟以及效能，水溫、流率和管路的配置、泵浦、終端元件選擇等以及控制方法皆是互相關連，系統的大小和複雜性決定這些設備的選用以及控制方法對整個系統操作的成功與否。冰水系統種類分：

一、一次冰水系統(Primary Only System)：

一次冰水系統管路的設計有許多不同的形式，主要可分為直接回水系統及逆回水系統等，一次水冰水系統，是將冰水主機及終端裝置的循環冰水，藉由冰水泵供應(泵浦設計之流量及揚程容量直接設計供應至整個系統，而不配置二次或三次泵浦)，一般直接供水冰水系統，是以雙管輸送冰水至各空調終端裝置，雖然供水管及回水管間各空調終端裝置容量大小不同，各終端裝置裝設管線長度長短之不一，但若冰水管線均有適當的保溫絕熱，基本

上可視同各空調負載(如空調箱、送風機等)之供水溫度是相同的，唯各個迴路間摩擦損失由於管線長短不一，因此可能造成流量分配不均或無法達到設計值的

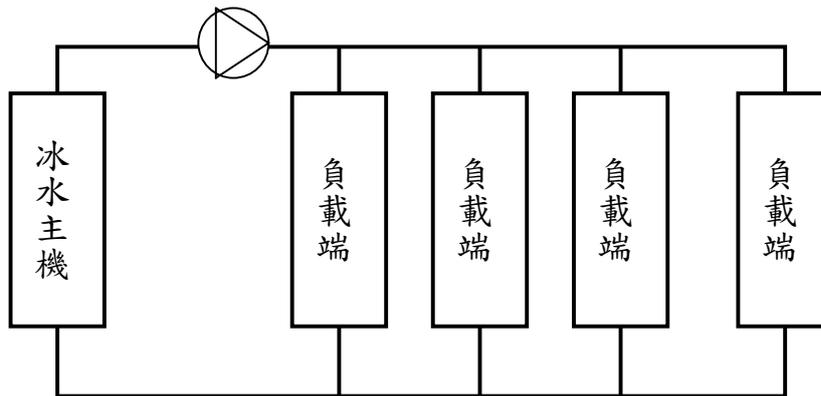


圖 3.3 一次供水直接回水系統簡圖

問題。空調冰水系統採用直接供水系統設計，一般都會以定流量(Constant Water Volume, CWV)考量，其最主要的原因，是確保冰水機之冰水蒸發器有一定以上之水流量，避免結冰膨脹損害冰水機蒸發器，亦有以變流量(Variable Water Volume, VWV)設計，惟其先決條件須確保冰水器之循環水量，須達到最低需求量的要求(一般約為滿載冰水量之 60%，詳細數據隨製造商技術有所不同)。

直接供水直接回水系統如圖 3.3 所示，終端熱交換裝置管線長度不一，遠端支路壓力損失較大，造成流量低於其它較靠近冰水來源的終端裝置流量，為平衡支路間壓力使流量可平均分配，一般可在各分支管上加裝平衡閥，使各支管水量或壓差達到設計需求，或者可採用直接供水逆回水系統，如圖 3.4 所示，藉著增加部分管路來等化系統各支路路徑長度，消除因管線長度不一造成的前後端裝置壓差。直接供水逆回水系統，已成功應用在克服系統無法保持平衡案例，但其需把握下列幾點要項：

- (一) 在終端熱交換裝置之壓降大者，或前後終端熱交換裝置距離遠者，致使主幹管之前後端壓差大者，儘量將冰水輸送管線壓降減少，增設的管線意味加大系統阻抗，為達系統設計流量相對必須選用較大揚程的泵浦或增加泵浦輸出。
- (二) 若各終端裝置容量相差較大，則在支管或終端熱交換裝置上，安裝平衡裝置如手動平衡閥、自動平衡閥以便調整各支路流量。
- (三) 在終端裝置，使用高關斷壓力(Close-off Pressure)之控制閥。

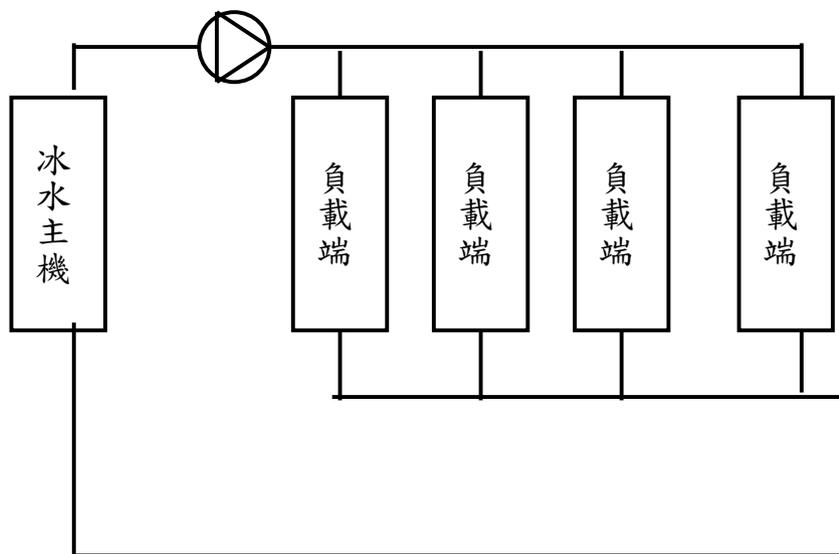


圖 3.4 一次供水逆回水系統簡圖

二、一/二次側系統(Primary-Secondary System)

在大型空調系統，常使用一次側/二次側冰水循環系統，如圖 3.5 所示，其就結構而言是由一次側泵浦及二次側泵浦結合而成，一次側泵浦主要提供冰水主機側之循環水量，二次側泵浦則提供至負載側(空調箱)或小型送風機之循環水量，一次側與二次側之間以共通管連結，就一/二次水側之連結設計模式主要是採用「熱力耦合、流(水)力分離」之概念，主要藉由共通管切割二系統的流(水)力，就水路系統而言，一次側水路及二次側水路是藉由共

通管的存在而產生平衡，意即當一/二次側負載不平衡時，共通管即產生平衡的作用，使一次側與二次側水路不平衡之流量通過。在一次側/二次側冰水循環系統中，共通管中產生的熱混合，在混合過程中應避免高溫的回水和低溫的給水相混合，會導致設備低效率的運轉或是不理想的冷卻效果，如何能在冰水系統一次側/二次側迴路相連結的地方，避免不必要的混合，在這個問題上，共通管路的設計扮演著很重要的角色。

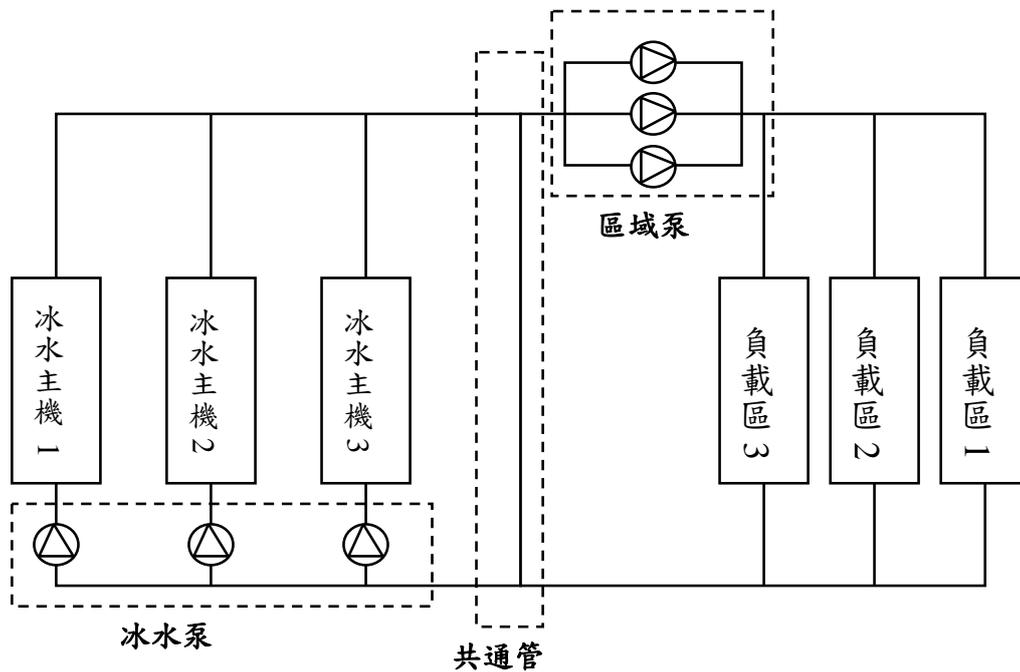


圖 3.5 一次側/二次側系統示意圖

在空調運用上，共通管應用在一次側/二次側冰水循環系統，若一次側設計為定流量，二次側為變流量時(二通閥系統或可變流量泵浦的設計)，共通管內水的流動方向及流量，會隨著二次側流量變動而調整，共通管內水的流動變化如圖 3.6~ 3.8 所示，當負載變動時，共通管內的水流有三種情況可能產生，當一次側泵浦所提供的冰水流量與二次側所需流量相等時，水流由一次供水側流向二次供水側如圖 3.6；當一次側所提供的冰水量超過二次側流量時，冰水不僅由一次供水側流向二次供水側，並直接由共通管旁通至一次回水側，於是，由一次側旁通的冰水與二次側高溫回水在共通管交界處混

合，使得進入冰水機水溫降低如圖 3.7，當一次側流量小於二次側時，二次側冰水供應不足，於是從二次側回水水流中抽取高溫回水補充不足的水量，當高溫回水由二次側經共通管回流至二次供水側時，產生的水流混合將造成

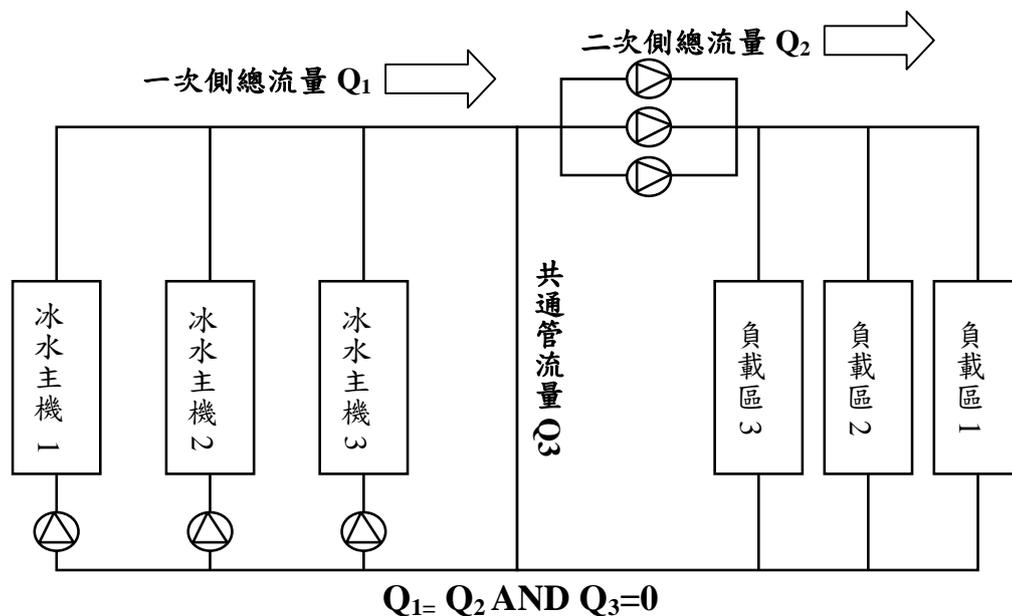


圖 3.6 一、二次側流量平衡時冰水流向圖

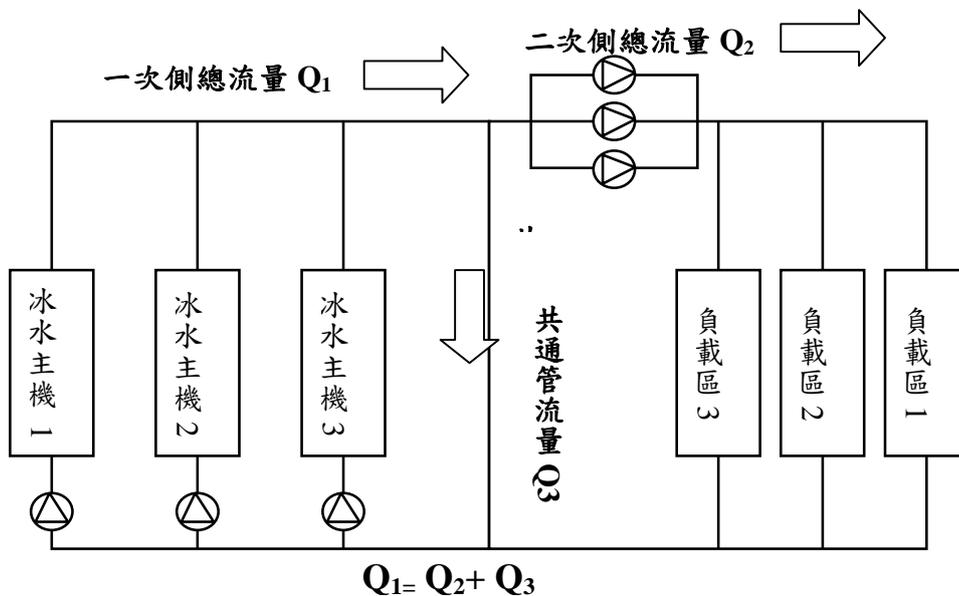


圖 3.7 一次側流量大於二次側冰水流向圖

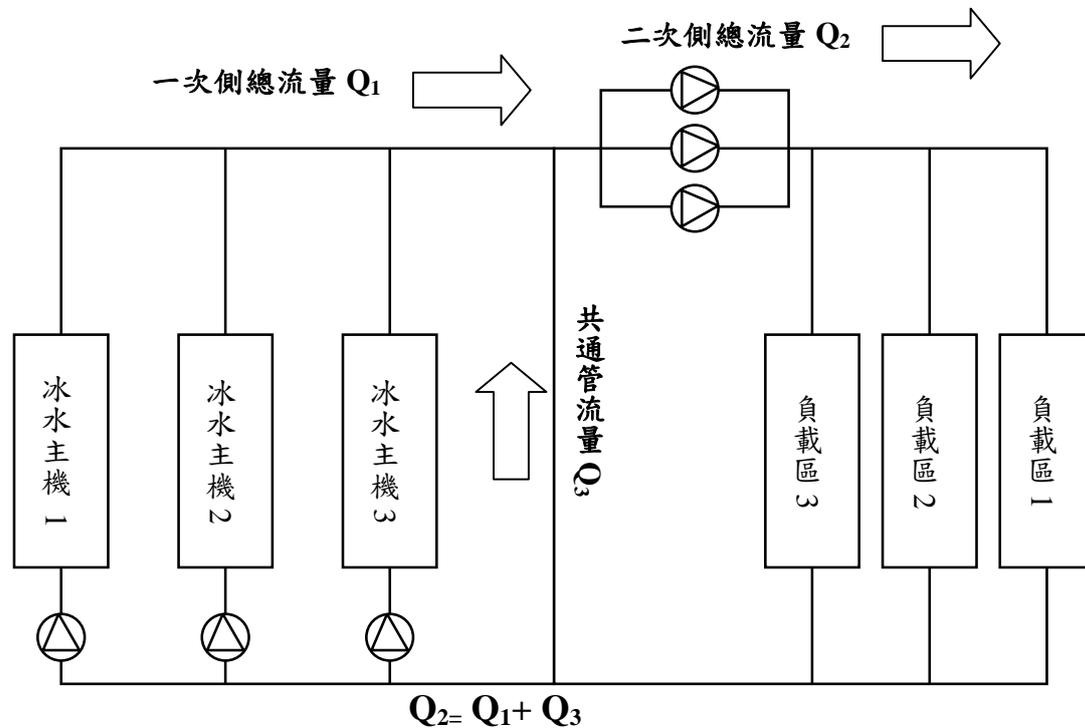


圖 3.8 二次側流量大於一次側冰水流向圖

二次供水水溫的上升，導致製冷能力不足如圖 3.8，一次側流量低於二次側流量通常發生在一次側並聯多台冰水主機使用的情況，當負載變動的同時，主機降載或直接關閉時，連同主機側冰水泵浦一起關閉，水量大幅度減少，二次側不能即時反應調降冰水需求量時即產生一次側流量低於二次側流量的情況。

共通管之設計原則如下，只要遵循以下幾個設計的原則，即可使一/二次側冰水循環系統於共通管兩 T 型接管部分熱混合的現象減到最小，共通管的設計為影響一次/二次側系統的重要關鍵，其功能為非耦合化一、二次側泵浦水力特性，避免二側泵浦在串聯的狀態下運轉【4】。

(一) 使共通管路的揚程損耗最小化，設計流量通過共通管時，壓力損失最

大值不應超過 1.5 ft(約 5 kPa)，因為過大的共通管壓損將使一、二次側泵浦在串聯的情況下運轉，造成互相干擾，典型的冰水系統主機側之泵浦啟閉隨著主機啟閉，為了簡化設計及安裝，共通管直徑通常和供水系統管徑相同。

- (二) 在二次側供水 T 型管和回水管 T 型管之間，保留三倍共通管直徑的長度以消除由於回水管流速過快時造成的混水現象，當二次側的流速較慢時，這三倍管徑的分隔距離能有效地防止熱混合的現象產生，若長度過長可能使共通管壓損超過 1.5 ft 破壞共通管的熱耦合作用。
- (三) 共通管間不可裝設逆止閥(Check Valve)，倘若裝設逆止閥，則當二次側流量超過一次側流量時，將導致一、二次泵浦串聯運轉。供水側水量的增加引發的主機流量增加，會造成主機的出水溫度升高和主機管路的侵蝕。

一次側/二次側冰水循環系統最大的優點就是一次側泵浦只需克服一次側迴路的壓降。這壓降包括通過冰水主機，平衡閥和相關的配管等。二次側泵浦則是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、盤管和一些閥件揚程損失。

共通管設計原則，已於前段詳述，共通管設計配置優劣，會影響一次側及二次側循環系統是否能完全獨立運轉互不干擾，所以需非常注意，其要訣就是共通管越短越好，越大越佳，將共通管壓損降至最低，共通管上面不得有任何閥或逆止閥，如此我們可將共通管視為零壓降，那一次側及二次側循環系統就可視為完全獨立，一次側/二次側冰水循環系統有下列優點：可依負載需求，調整並提供二次側不同水溫之水。因一次側及二次側循環系統完全獨立，在大型系統之操作、控制及分析上，變為較容易，系統完全獨立，也可以避免一次側及二次側泵浦串並聯發生。一次側及二次側冰水循環系統，可設計為完全不同的水流特性，例如二次側冰水循環系統可設計成比例

二通閥控制之變流量，以節約能源且較易控制，一次側設計成定流量系統，以防止冰水器結冰。

考慮整個系統而言共通管之水流流向在整個系統若不正常的狀況運轉下將使整個系統增加更多之耗能，但無論如何，負載端流量的控制閥設計模式將深切的影響共通管之運作，就負載端控制流量之控制閥件計有二通閥及三通閥，對於這二種不同性能的閥件敘述分別如下：

(一) 三通閥系統

在混流型三通閥如圖 3.9(A)所示，空調負荷在滿載的狀態時，冰水是由 A 孔流至 AB 孔，B 孔完全關閉，所以冰水完全經空調箱盤管，當空調負荷降低時，使冰水由 A 孔流至 AB 孔之水量漸降，B 孔流至 AB 孔之水量漸增，換句話說，沒有經空調箱盤管之旁通冰水漸增，因旁通管路與空調箱盤管之摩擦阻力相差甚多，所以會在旁通管路上加裝平衡閥，以調解旁通水量，最後若空調箱停機，水流完全由 B 孔流至 AB 孔，冰水完全旁通沒有經空調箱盤管。為避免旁通水量過大，除加裝平衡閥，亦有如圖 3.10 的方式，加設自動定流量閥。分流型三通閥如圖 3.9 (B)所示，功能與混流型三通閥相同，但操控分流型三通閥在設計上較為複雜，且分流型三通閥較混流型三通閥昂貴，一般而言，空調系統之小型送風機皆採用分流型三通閥。

(二) 二通閥系統

如圖 3.11 所示，利用二通控制閥控制冰水管路支管流量，假設系統供水管與回水管間的壓差固定，當空調負荷發生變化時，如冷房溫度降低至設定值以下，表示流經空調箱盤的冰水流量超過負載所需，理因降低冰水量因應，控制器即時調整二通閥開度使之開度減小，迫使支管壓降增加，降低支管內的冰水流量，其係以定溫差變冰水量的方式，來做空調負荷調整，相對地三通控制閥則是以定冰水量變溫差的方式，來做空調負荷調整。一般推薦以等比特性之控制閥配合盤管特性，可結合成線性的空調負荷輸出特性，但

三通閥之旁通閥盤，則需採用線性特性之閥盤【4】。

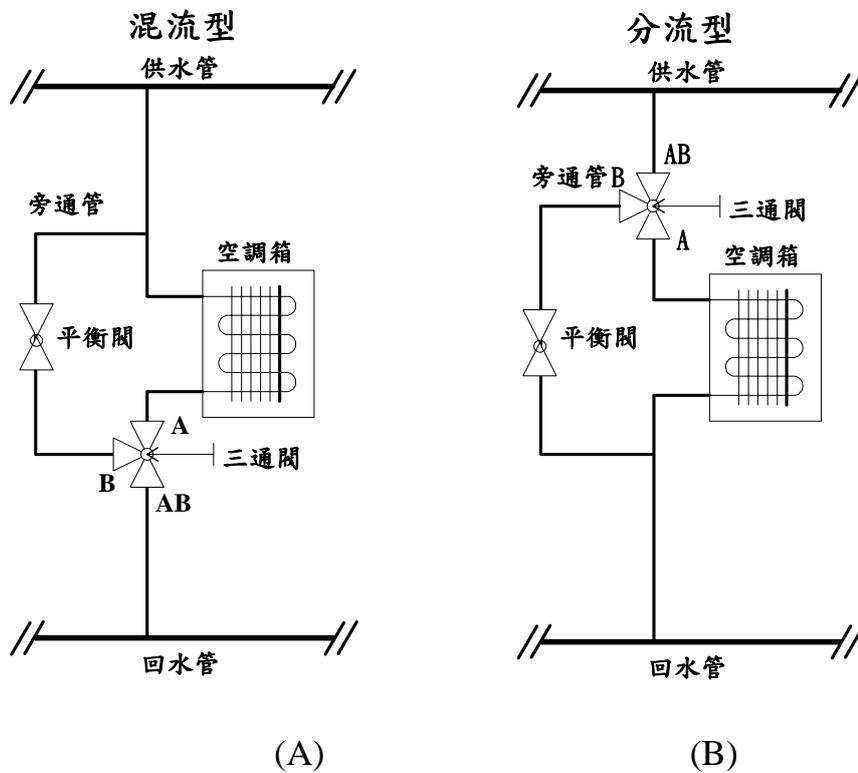


圖 3.9 三通閥系統【4】

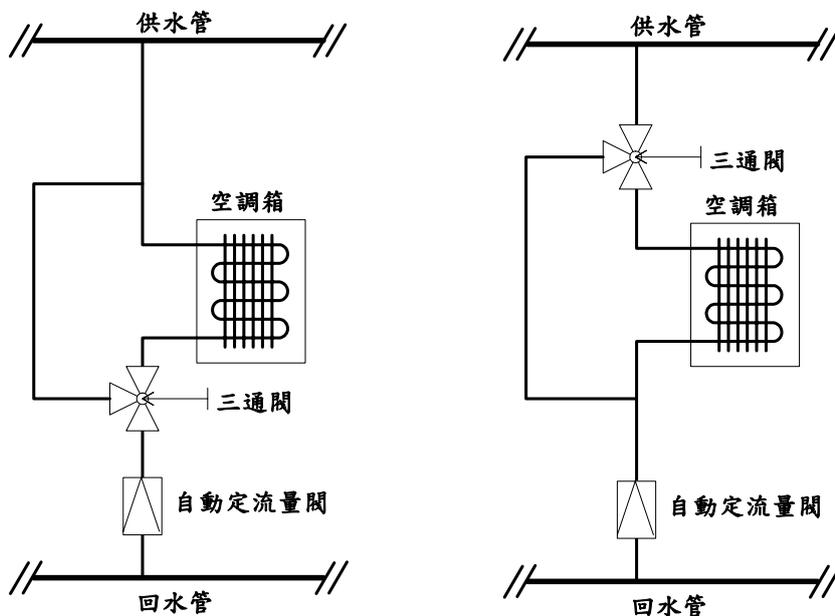


圖 3.10 三通閥配合自動定流量閥【4】

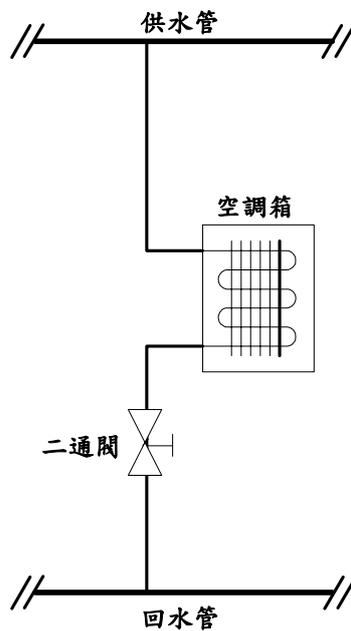


圖 3.11 二通閥系統【4】

(三) 二通閥系統與三通閥系統的比較

事實上，二通控制閥及三通控制閥，控制空調負荷大小，均是調節流經空調箱盤管中的冰水量，只不過三通控制閥，是以旁通方式來操控進入空調箱盤管中的冰水量，而二通控制閥則是直接控制流入子系統之流量，其係以定溫差變冰水量的方式來做空調負荷調整，如圖 3.12 所示，支管內的冰水流量，隨著二通閥的開度做調整，水量隨著負載增減，在給水穩定且溫度一致的條件下，空調箱盤管的進出水溫差可以維持一固定值，一般建議以等比特性之控制閥配合盤管特性，可結合成線性的空調負荷輸出特性。相對而言，三通控制閥則是以定冰水量變溫差的方式如圖 3.13 所示，支管內冰水流量固定，隨著三通閥調配旁通水量與通過空調箱盤管的水量比例，來做空調負荷調整，由於在支管下游旁通冰水與盤管出水有混合的問題，回水的溫度也跟著旁通水量的大小變化，三通閥之旁通閥塞，則建議採用線性特性之閥件。

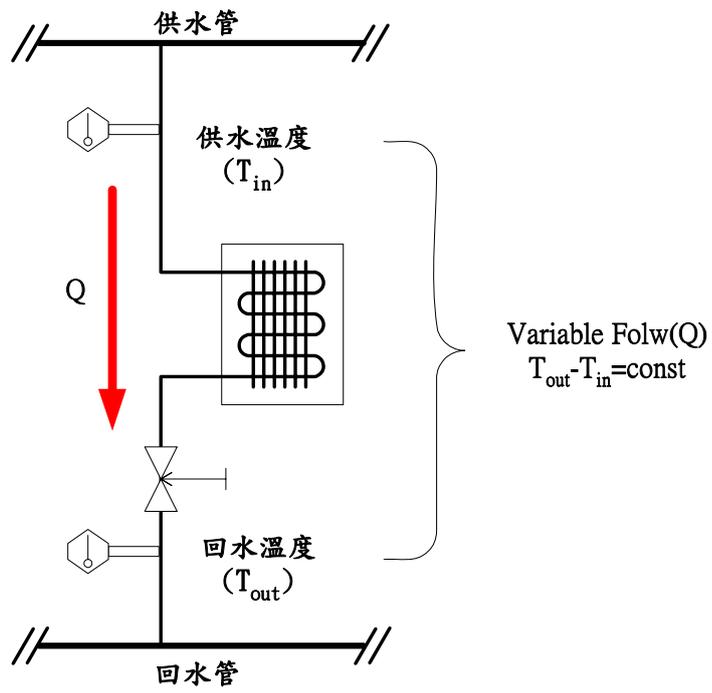


圖 3.12 二通閥變流量定溫示意圖

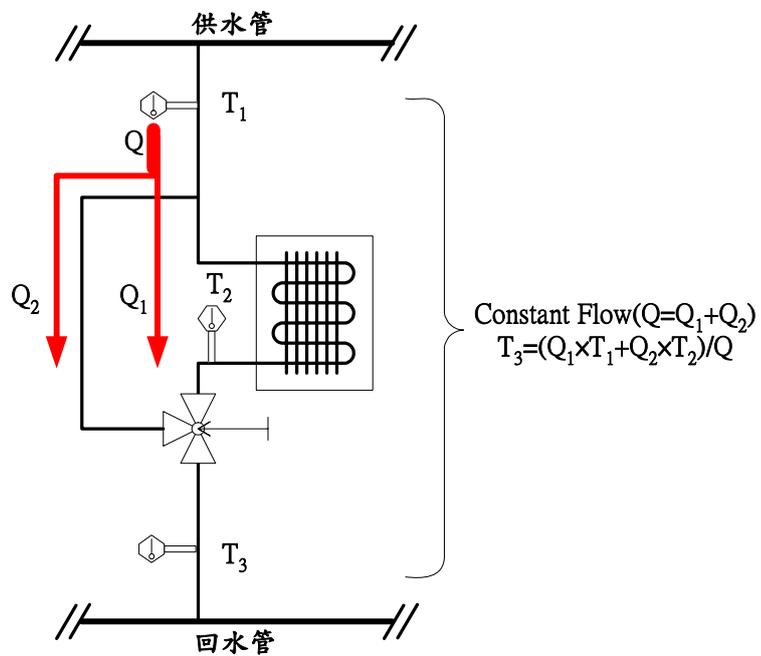


圖 3.13 三通閥定流量變溫差示意圖

三、低流量系統

低流量系統，減少泵浦及冷卻水塔的耗能亦是空調系統節能方法之一，過去空調系統冰水及冷卻水之設計條件，均依循 ARI 的標準，其冰水及冷卻水設計的溫差均為 5.6°C 。現今的潮流主要是朝向減少冰水主機的冷卻水及冰水流量，這樣的設計可以大量減少冷卻水泵、冰水泵及冷卻水塔風車，同樣的整個系統均使用，較小尺寸的管路及閥件。低流量系統的設計流量為 0.027L/S/kW 蒸發器，產生 8.9°C 的溫差， 0.036L/S/kW 流量冷凝器，產生 8.3°C 的溫差。

由於需產生出高的溫差以及低的冰水流量，因此冰水主機需要較低的蒸發溫度，導致冰水主機具較高的耗能。但相較傳統之設計，由於冰水主機之耗能已隨著性能升高而下降，耗能的比列亦隨之下降，但低流量系統具有較低的附屬設備耗能，其整體系統耗能相較於傳統，略顯為減少。且若能將冰水泵結合變頻系統有效降低其耗能，節能效益將更具為顯著。

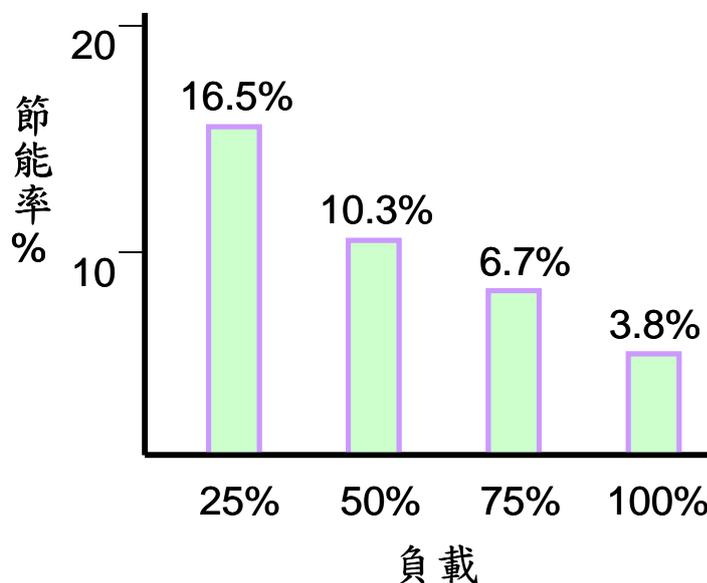


圖 3.14 低流量系統在不同負載下節能百分比

圖 3.14 為低流量系統在不同負載下節能百分比，隨著系統在越低的負載下，其系統節能百分比更高，這是由於在低負載狀況下其冷卻水泵及冰水

泵之節能效益愈大，且隨著負載的降低，傳統的冰水主機的耗能本就偏高，因此在 25% 的負載下，可產生約 16.5% 之節能效益。

四、冷卻水系統

冷卻水系統的構成主要是由冷卻水塔及冷卻水泵等構成，在設計上冷卻水塔依冰水主機之容量進行設計，冷卻水泵提供傳送冷卻水至冷卻水塔所需之動力，就單台冰水主機的設計上主要採用如圖 3.15 之設計，除冰水泵及冷卻水泵外，並聯一預備泵，當正常運轉時，將 V2、V4、V5、V6、V7 閥件關閉，預備泵部份沒有水流流過，在冰水泵故障時，將 V1 閥閉並打開閥 V2、V4、V6 使冰水流過預備泵，利用預備泵提供所需之冰水，相反的，當冷卻水泵故障發生時，將 V3 關閉並打開 V2、V5、V7 閥件，利用預備泵提供冷卻水動力。

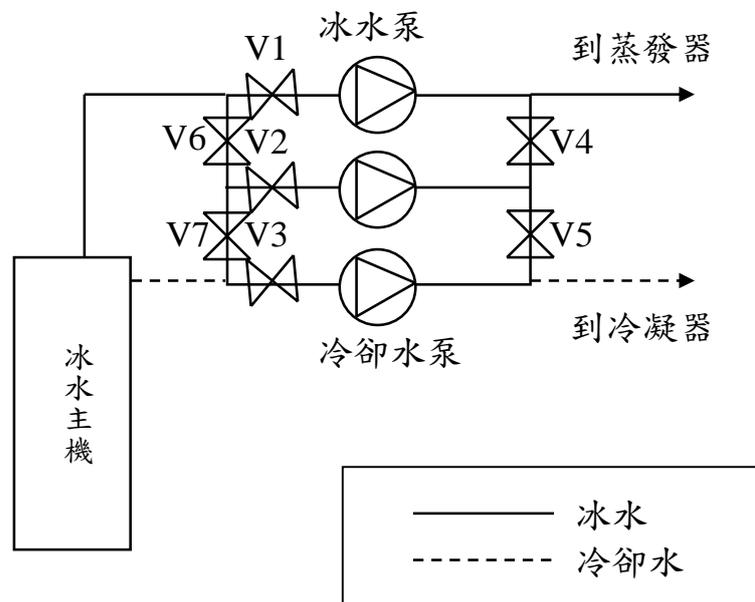


圖 3.15 單台冰水主機之冰水及冷卻水泵設計

在多台冰水主機的設計下，通常利用並聯方式來提供冷卻水，就設計上

有多種冰水主機、冷卻水泵及冷卻水塔之搭配方式，可分為多台主機共用一台冷卻水泵、一台主機對應一台冷卻水泵與冷卻水塔、多台主機對應一個冷卻水塔等，在設計上如初設費用允許建議以單台泵浦及水塔對應一台冰水主機方式進行設計，考慮設計空調時主要採用最大的空調負荷來設計空調的噸數，但一般而言，運轉在最大空調負荷的機會並不大，絕大部份而言空調系統均運作於非全部冰水主機運轉之時程，因此在設計多台冰水主機共用一台冷卻水泵或冷卻水塔時，過多的冷卻水量及冷卻水塔散熱量反而會導致過多的耗能。

3-3 空氣側系統

空氣側系統主要利用風機提供空氣動力，將空氣藉由盤管等設備進行空氣調節後送至現場，再藉由回風的方式，使空氣流回風機而完成空氣的循環，依風機結構的不同可分為室內送風機組(Fan Coil Unit)及空調箱((Air Handling Unit))，室內送風機組依架設的方式可分為落地式、落地隱藏室、吊掛式及吊掛隱藏式等，室內送風機組其一冷凍噸之標準風量約為400CFM，室內送風機組就結構上可分為盤管、機身、馬達、風車、接水盆及變速控制器等，動作原理為利用馬達帶動風車以提供風量流經盤管產生冷氣，當空氣流過盤管時，產生的凝結水則往下滴置接水盆中，變速開關則用於調節風量(關於二通閥及三通閥已於前一節介紹完畢，在此不做贅述)。

室內送風機通常會結合軟管及送風口使用，隨著空間的大小及送風機的模式會產生不同的配置，例如圖 3.16~3.18 不同的組合，圖 3.16 為利用一台送風機供應一個辦公室冷氣的用法，圖 3.17 為一台送風機供應至二個辦公室冷氣的用法，圖 3.18 為多台送風機供應一個大區域之用法，在案例中使用的送風機為雙出風口的模式，此類系統多半利用天花板回風，將天花板視為回風風道，亦即直接抽取天花板的空氣流經盤管產生冷氣。

空調箱依使用場合可分為外氣空調箱及空調箱，外氣空調箱主要利用於引進室外新鮮空氣經由盤管適當冷卻後，利用風管提供各區間空調箱所需的外氣，空調箱主要用於空氣調節，將外氣及室內回風進行混合後，利用冷卻、加濕及加熱等模式進行空氣調節，再藉由風管送至室內。空調箱的組成結構為水盤、盤管、混合箱、風機、閘門及加熱或加濕器，空調箱與送風機就動作原理上大略相同，主要利用外氣及回風在混合箱內進行混合後，

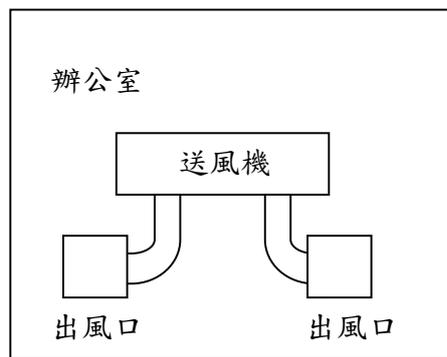


圖 3.16 單台送風機對應單空調區間的設計

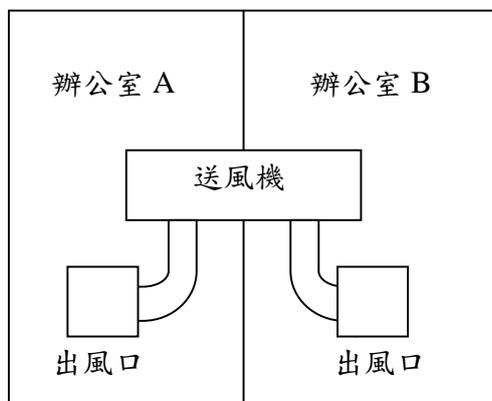


圖 3.17 單台送風機對應多空調區間的設計

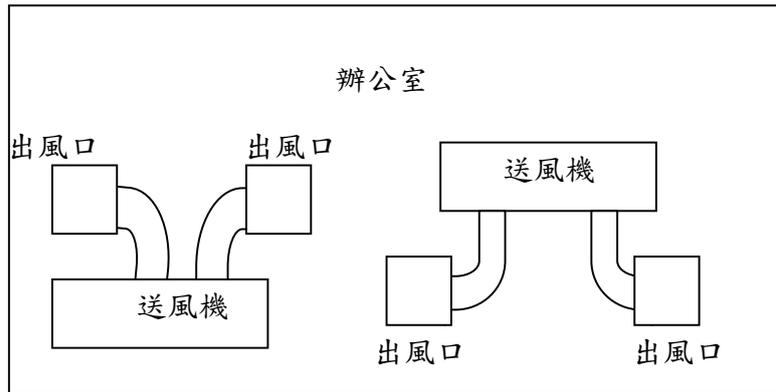


圖 3.18 多台送風機對應單空調區間的設計

藉由盤管、加熱及加濕器等空氣調節元件進行各空調所需之調節過程後，藉由風管送至各室內，閘門主要用於控制外氣及回風的比例，由於空調箱主要用於處理較大量的空氣再風送至室內，因此其配置的風機較大，由於為集中處理，所以空調箱的效率較送風機來的高，空調箱元件示意圖如圖 3.19 所示。

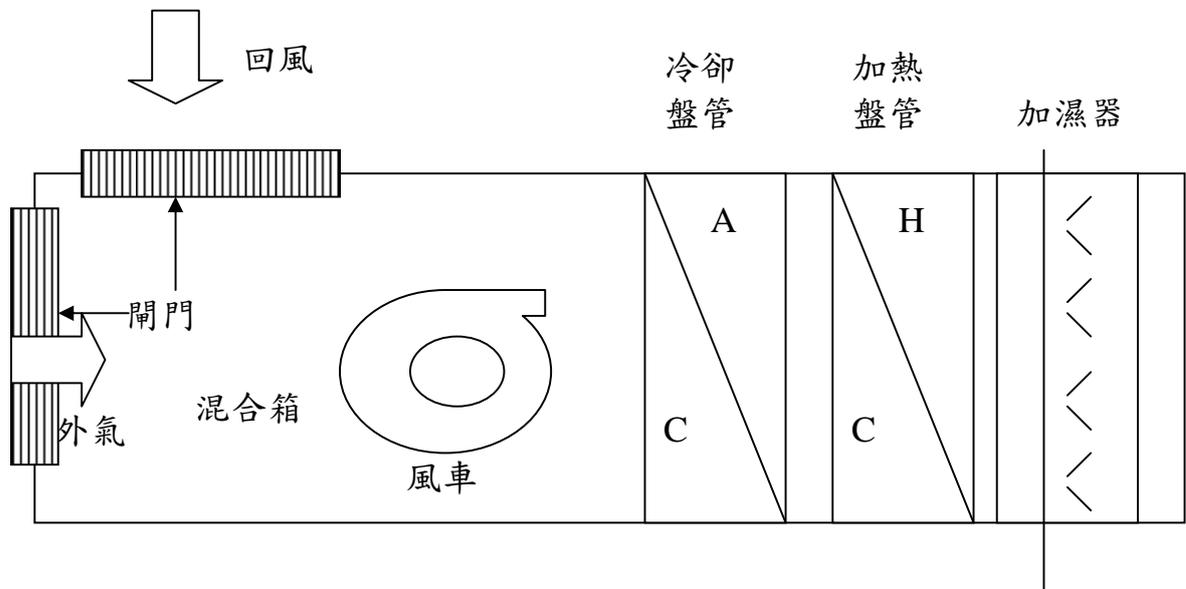


圖 3.19 空調箱元件示意圖

肆、儲冰空調系統介紹

4-1 儲冰槽型式及介紹

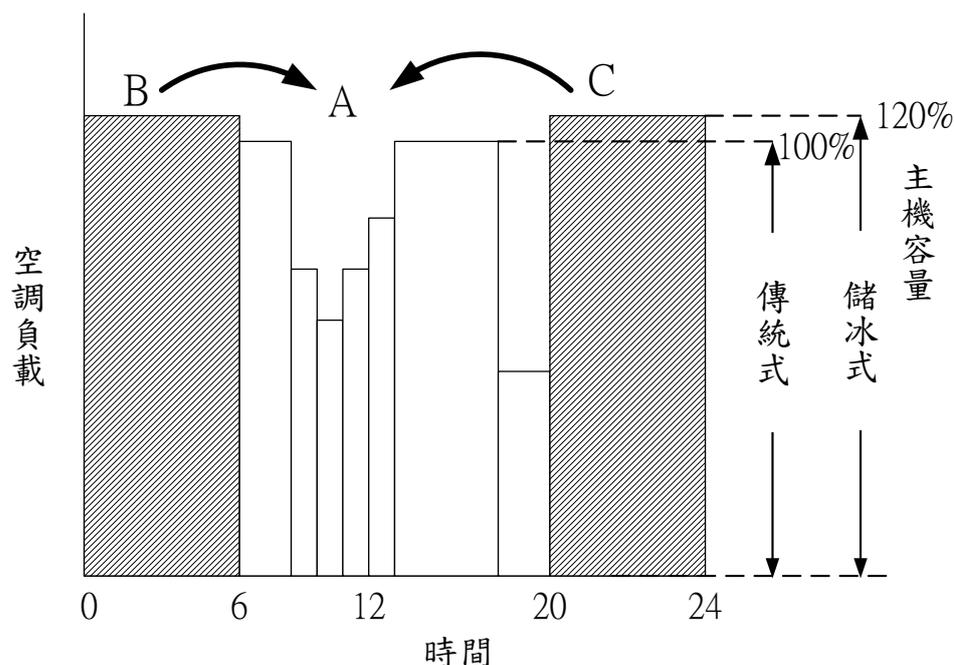
儲冰空調系統之基本原理是在電力離峰時段，利用儲冷介質(Storage Medium)將冷能儲存，在尖峰時段將冷能釋放用於滿足空調需求或冷卻負載。最常見的儲冰介質為水、冰或優態鹽相變物質，這些介質的主要差異在於每單位質量之儲冷量與儲冷之溫度，三種儲冷介質冰水、冰及優態鹽其儲能密度可作以下比較，如表 4.1【5】，儲冰空調系統依運轉策略大致可分為全量儲冰(Full Storage)與分量儲冰(Partial Storage)，而分量儲冰又可區分為負荷均攤(Load Leveling)與需量限制(Demand)等策略。

表 4.1 水、冰及優態鹽儲能密度的比較

項目	水	冰	優態鹽
儲冷方式	顯熱儲冷	顯熱+潛熱	潛熱
相變溫度	-	0°C	4~12°C
溫度變化範圍	12~7°C	12°C水到 0°C冰	8°C液體到 8°C固體
單位質量儲冷容量 (kJ/kg)	21.0	384	96
單位體積儲冷容量			
(MJ/m ³)	21.0	355	153
(kWh/m ³)	5.81	98.6	42.5
(RTH/m ³)	1.65	28.1	12.1
每 1000RTH 需儲冷 介質多少體積	606m ³	35.3m ³	82.6m ³

全量儲冰系統，如圖 4.1 所示，是將所有尖峰空調負荷移轉至離峰時段，

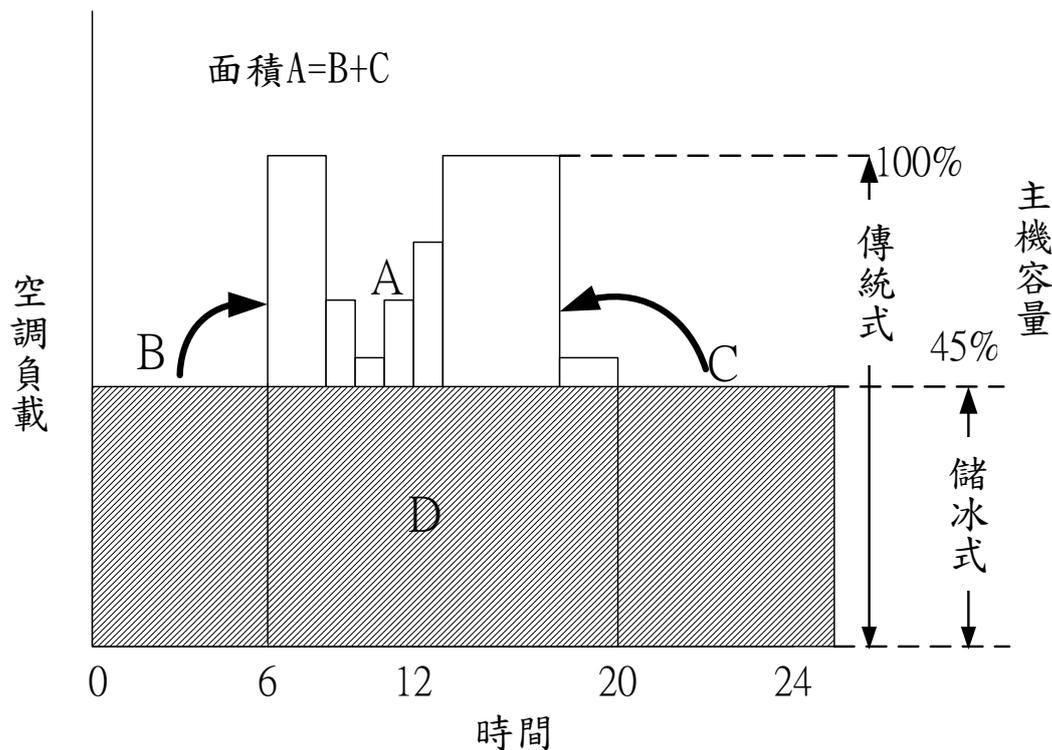
全量儲冰系統設計的典型運轉方式為離峰時段運轉儲冰系統，儲冰系統於空調尖峰時段為停機狀態，此時所有冷房負荷以融化儲冰來供應。此種運轉策略需要相對較大的冷凍主機及儲冰容量，佔用較大的空間。全量儲冰運轉的特點為可大幅降低尖峰電力負載。



備註：1.傳統式主機噸數視情況而異，也可能小於100%。
2.空調負載曲線僅為示意圖，僅供參考，實際負載曲線隨各建築物用途而改變。

圖 4.1 全量儲冰系統設計

分量儲冰系統於尖峰時段，冷房負荷部份由融化儲冰供應，其餘的部份則由運轉冰水主機來供應，如圖 4.2 所示，分量儲冰運轉策略具有需要較小儲冰空間及較少的初期投資等優點，白天時段儲冰主機亦可與儲冷槽共同供應空調，進一步節省設置費用。



備註：1.傳統式主機噸數視情況而異。
 2.空調負載曲線僅為示意圖，僅供參考，實際負載曲線隨各建築物用途而改變。

圖 4.2 分量儲冰系統設計

另外針對儲冰槽的結構及製冰及融冰的方式，儲冰系統分為：

一、外融冰系統(External melt ice on coil storage system)

此系統在儲冰的過程中，低溫的冷媒(滷水)流經儲冰槽內的盤管，如圖 4.3 所示，而使管外的水結成冰。而在融冰時，空調的較高溫的回水則直接融蝕冰，使槽內的冰釋出冷能。儲冰槽內結冰的均勻度是一項重要的考慮因素，結冰密度若不均勻，則釋冰階段也必然產生死角，空調回水自然從抵抗最小而最易融化的地方融冰。因此儲冰槽內須設置攪拌器(Agitator)或空氣泵(Air Pump)以便使槽內水溫均勻，結冰時自然均勻。系統所需要的儲冰溫度則視冷媒(滷水)的流量、結冰厚度及儲冰時間三者的關係而有所變化。儲冰溫度會隨儲冰過程逐漸降低。在流量及結冰厚度一定下，儲冰時間 9 小時所

需的溫度較 13 小時低。

注意事項：

- (一) 若是採用冷媒系統，則須注意在低溫下，潤滑油的回油設計。
- (二) 若有儲冰槽內的盤管是屬現場組裝，則在焊接時，應特別注意，避免洩漏的產生。
- (三) 儲冰槽內應保持 50% 以上的水，使其能抽取使用進行融冰，故最好使用厚度控制器或是增加盤管中心距，以避免冰橋的產生。
- (四) 在開放系統中，儲冰槽進出口處應加裝關斷閥，以避免系統停止運轉後，管路的冰水回流至儲冰槽，而從溢流孔流出。
- (五) 本系統因冷媒蒸發管路配管較長，易產生冷媒分佈不均的現象。
- (六) 隨結冰厚度的增加，熱傳阻抗增加，則冷媒蒸發溫度隨著降低，於是系統耗電率隨之增加。

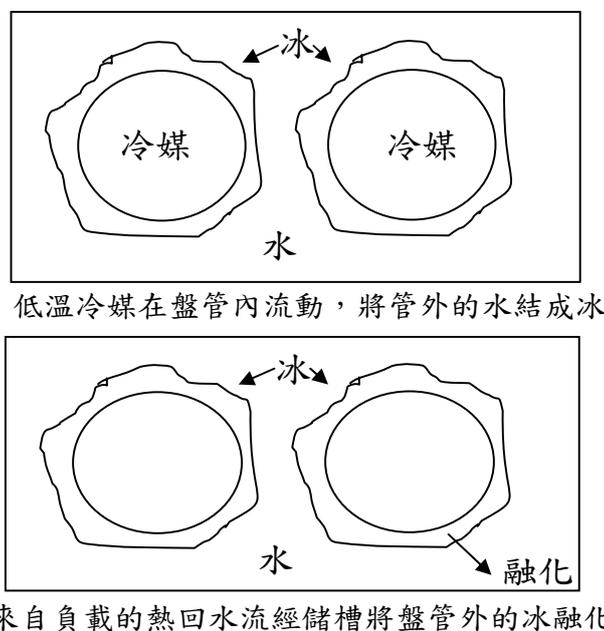


圖 4.3 典型外融冰儲冰槽結冰融冰情形

二、內融冰式(Internal melt ice on coil storage)

儲冰槽內為 PE 管，在儲冰的過程中，管內來自製冰主機之低溫滷水將盤管外的水凍結成冰，而在融冰釋冷時從負載區回流之溫滷水通過盤管內部，使最接近管壁的冰先行融化釋冷，此即「內融冰」的方式。如圖 4.4 所示內融冰具有下列特性：

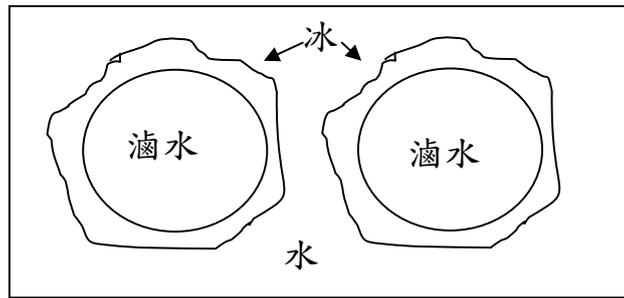
- (一) 儲冰過程所需之滷水溫度視滷水流量、結冰厚度及儲冰時間而定。
- (二) 在儲冰過程中，滷水溫度隨儲冰槽儲冰量的增加而降低。
- (三) 因為 PVC 管在儲冰槽的分佈密度大，冰層的厚度僅須在 10~13mm 之間，故儲冰溫度較外融冰高。
- (四) 在相同儲冰量及滷水流量下，儲冰時間越短，所需之滷水溫度越低。

注意事項：

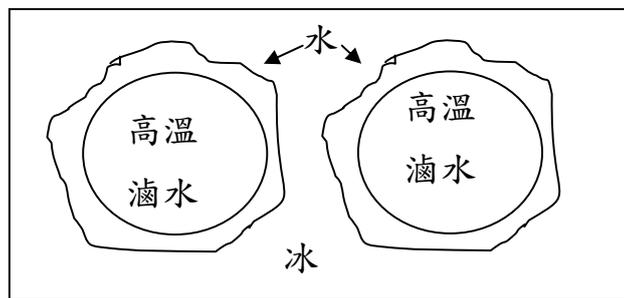
- (一) 較大的儲冰系統應加裝一熱交換器，儲冰槽內的盤管大多為 PVC(PE) 管，其最大承受壓力大約在 90PSI 左右，若應用於高層建築物，可避免承受過大系統壓力，除此之外由於滷水的黏滯度較水來的大，所以加裝熱交換器後還可減少泵浦輸送滷水的揚程而降低耗能。
- (二) 內融冰系統，因釋冷固定較不適合應用於在短時間須釋出大量冷能的場所。
- (三) 二次冷媒滷水的黏性比水大，會增加泵浦所需之功。

三、容器式(Encapsulated ice)

- (一) 塑膠容器內之介質一般為水，在儲冰過程中低溫滷水流經容器的外部，則內部的水逐漸由外向內結冰，而在融冰釋冷時，從負載區回流之溫滷水，流經容器外部，使容器內的冰逐漸由外而內融冰釋冷。

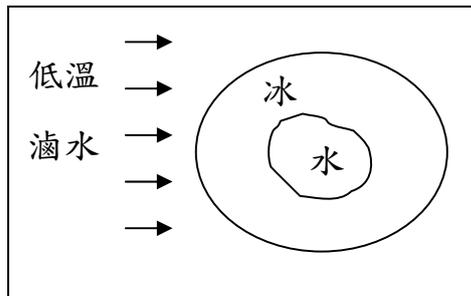


儲冰情況

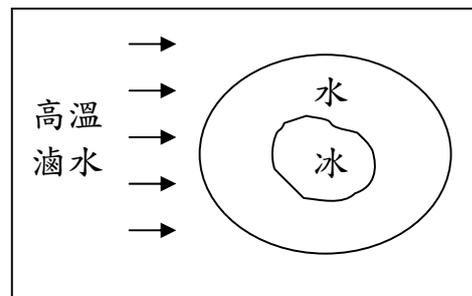


融冰情況

圖 4.4 典型內融冰系統儲冰槽結冰及融冰情形



儲冰情況



融冰情況

圖 4.5 典型容器式系統儲冰及融冰的情形

(二) 在儲冰過程中，滷水溫度將隨容器內冰層的增厚而降低。

(三) 在相同的儲冰量及滷水流量下，儲冰時間越短所需的滷水溫度越低。

注意事項：

- (一) 滷水濃度應保持在 25% 左右。
- (二) 最好使用熱交換器以隔絕系統壓力及使二次側成為密閉系統。
- (三) 在國外，本系統大多階使用密閉式壓力儲槽，而在國內因考慮到使用空間的問題，大多採用筏基式的開放系統。
- (四) 須特別留意水路設計，避免水路旁通的現象產生。

四、優態鹽(Eutectic salt)

優態鹽是含無機鹽類的化學混合物，其特點是在 8.3°C(47°F)相變化，有別於水在 0°C 相變化。由於有較高的凍結溫度，因此主機效率較其它儲冰系統高，因為優態鹽在 8.3°C 相變化，故其儲冰溫度一般在 4~6°C(40~42°F)之間。

注意事項：

- (一) 由於優態鹽系統儲冰槽所提供之出口冰水溫度較高，且在釋冷的末期，其冰水溫度亦可能高達 10°C 以上，故對於要求低溫度低濕度的場所，不適合採用全量儲冰系統。
- (二) 因優態鹽的容器在儲冰槽內是採用堆疊(Stack)的方式，故冰水管在儲槽內分流孔的大小及位置，在施工時應與製造廠家溝通，而冰水在儲槽內的流速以 5~10mm/s(1~2ft/min)較適當。
- (三) 系統之儲槽大多置於地下，為避免主機停機時，系統中的冰水流入儲冰槽而從溢流孔中流出，建議裝設背壓控制閥及穩壓閥。

五、製冰滑落式(Dynamic ice maker)

在製冰模式下，製冰循環泵將儲冰槽內的冰水，利用泵浦送至蒸發器的盤管，而以一薄水膜方式(Water Film)淋灑而下，在與蒸發器平板接觸的部份則逐漸形成厚度約 1/8"~1/4"的薄冰，此時經由蒸發器內四通閥的切換，使壓縮機傳送熱冷媒(hot gas)至蒸發器，則在蒸發器表面所形成的薄冰片將產

生融化的現象，於是 1/8”~1/4”之薄冰，由於自身重量而掉落至儲冰槽。如此經由四通閥的控制，週而復始的循環完成製冰儲冷的目的。製冰的時程則由計時器(Timer)控制，其時間約 10~30 分鐘，而在融化落冰的階段熱冷媒至蒸發器循環的時間約 20~60 秒。製冰與落冰的時間長短是影響主機性能的兩項重要因素，因為若製冰時間過長，不僅會因所產生的冰厚度過厚而無法順利落冰外，其熱傳性能也會降低，若融化落冰時間過長，則會增加主機額外的負載而減少主機的製冷能力。

注意事項：

- (一) 動態製冰系統由於製冰機設於儲冰槽的上方，必須考慮冰片滑落的高度因此須提供較高的裝置空間。在儲冰槽的保溫上，為避免冰片滑落時，損壞保溫裝置，因此儲冰槽大都使用外保溫(External Insulation)。
- (二) 因為製冰機在儲冰槽的上方，冰片掉落至儲冰槽後，冰層自然累積形成一個角度(約 20°~40°)，因此儲冰槽會有無效空間(Void Space)存在。此無效空間越大，則儲冰槽的儲冰量越小。無效空間的大小與儲冰槽的形狀及製冰機的分佈位置有關。
- (三) 動態製冰系統其儲冰槽提供之冰水溫度低，對於開放式的儲冰槽或應用在高層建築物，必須加裝熱交換器使水質處理的範圍縮小，並對高層建築因重力對系統所造成的壓力，加以阻隔。
- (四) 為避免融冰時，空調熱回水直接回到儲冰槽，將槽內的冰融蝕成中空(Porous Block)，形成短循環(Short-circuiting)，而影響融冰效率，在空調回水管路上應增設灑水頭(Spray Header)，使儲冰槽均勻融冰。

六、冰晶或冰泥(ice Crystal)

- (一) 冰晶的形成過程頗類似雪花，自結晶核以三度空間之方式向外生長而成。也由於此種特性，成長後為鬆軟類似雪花冰，而可經由泵浦運送至遠方。且由於冰晶直徑約為 100 微米，因此總熱交換表面積極大，

融化釋冷速度極快，此為與前述各系統所不同之處。

- (二) 當運轉開始時，儲冰槽充滿了約 5% 濃度之滷水溶液，隨即產生冰晶，由主機與儲槽之間連續循環，直至整桶結滿為止，此即為其「儲冰模式」。而需釋冰時，滷水直接被運送至空調區間之空調器具。而返回滷水則自儲槽頂端噴灑而下，將冰晶融化釋冷後再回主機完成一循環，此即為「釋冰模式」。
- (三) 此種儲冰方式冰晶之生成較均勻，不易如其他結冰方式之形成冰橋 (Bridging) 及死角。其主要原因即在於其真正「製冰」過程是在主機處而不在儲存槽內，而整個儲冰過程亦隨時在流動著。因而形成「搖搖冰」。但此種優點也隨同產生先天上的限制，亦即製冰能力均屬小量，目前只生產最大至 50RT 左右的機型。
- (四) 系統性良好，以熱交換器做為介面，就可以和原有冰水系統並聯運轉。

表 4.2 各類儲冰式空調系統性能比較表

種類 內容	外融冰	製冰滑落式	冰晶式	容器式
儲存介質結凍形狀	冰於冷媒盤管外結成圓柱	薄冰結於凍結板上，再滑於下部儲冰槽內	類似雪花冰，呈可流動狀態	圓球形、呈方形或啞鈴形
供應至空調區間之冷卻介質	冰水	冰水	冰晶(冰+5%~6%EG)	滴水
每儲冰 1,000RT-HR 所須儲冷介質體積 (實際容積再乘以 1.3~1.5 倍)	85m ³	85m ³	85m ³	85m ³
常用儲冰槽型式	開放式	開放式	密閉式或開放式	密閉式或開放式
儲冰槽所須一般淨高	3m	5 m 以上	1.3 m~3m	無限制(立式或橫式密閉槽為主)
常用冷媒壓縮機型式	往復式、螺旋式	往復式、螺旋式	往復式、螺旋式	往復式、螺旋式
運轉特性	外融冰方式。釋冷相當快，同時適用於工業製程。但冷媒之洩漏及主機回油問題須克服	製冰循環有除霜過程，機件相形下較多。須注意冰塊滑落後之分佈及釋冷之平均程度	釋冷能力極快，且可直接泵送至所須地方。然目前大抵應用於 30~50RT 較小型儲冰系統	內融冰方式。冰球本身置放之方式彈性較大而方便。然而為防止滴水旁通，量採取密閉式系統設計

(接表 4.2)

種類 內容	內融冰式	儲冰水式	優態鹽式
儲存介質結凍形狀	儲槽內整槽結冰	不凍結	長方型塑膠容器內，共晶鹽類整體固化
供應至空調區間之冷卻介質	滷水(25%EG 或冰水)	冰水	冰水
每儲冰 1,000RT-HR 所 須儲冷介質體積 (實際容積再乘 以 1.3~1.5 倍)	85m ³	360m ³	120m ³
常用儲冰槽型式	密閉式	密閉式或開放式	開放式
儲冰槽所須一般 淨高	2 m~3 m	較無限制	3 m~4 m
常用冷媒壓縮機 型式	往復式、螺旋式	離心式、往復式、螺旋式	離心式、往復式、螺旋式
運轉特性	內融冰方式。匹配滷水式主機，為成熟技術。然而所須釋冷時間稍長	以冰水溫差顯熱來儲冰。系統回水與出水間之溫度分層為成敗關鍵。可與目前傳統式空調主機搭配，同時適合「新設及改建」之儲冰系統。	目前廣用優態鹽配方系於 9°C 左右凍結，因此亦可搭配目前傳統式空調主機，同時適合「新設及改建」。因利用潛熱所須體積較儲冰水小。系統設計容易，但出水溫度略高。

4-2 儲冰空調系統控制策略

儲冰空調系統在不同時間或條件下的運轉方式，儲冰設備、空調設備二者以不同的比例調度，同時提供空調空間所需的冷能，設計者在設計的過程中，針對不同的設計制定合適的控制策略，以利儲冰系統長期且周期性的啟停，以下將說明幾種控制策略。

一、儲冰模式控制策略

基本上，在單純的儲冰模式下，所用的控制策略是最單純也是最簡單的，因為如何在最短時間，利用主機最穩定及最高效率的情況下將儲冰槽的熱帶走及將冷能儲存起來是我們所關心的，在管路中不需有不必要的控制。通常用來儲冰之主機，都應該在滷水出水為固定流量下全載的運轉，除非所有電力系統有電流之限制，主機必須不時的作部分卸載運轉，如此主機不但無法在效率較高的情況下運轉，也將使儲冰的時間拉長。如在夜間儲冰時仍需提供冷能至空間，必需要注意到空調側熱交換器水凍結的問題。

二、釋冰模式控制策略

全量儲冰系統在儲冷後用來降低空調負載，而此模式下的控制策略相當單純，因為主機不需要啟動，只需控制所需的滷水溫度及流量即可。而在分量儲冰系統當中，由於儲冰量並非全量，儲冰槽在長時間釋冷下必定不足全日負荷，因此若要達到不同目的之控制，則需與儲冰或空調主機互相配合運轉，下面將列出二種控制策略。

(一)主機優先控制策略

主機優先方式的控制策略，是使主機儘量可能在較高的負載率下運轉，當空調負荷超過主機的容量時，再配合儲冰槽釋冷供應空調負荷。但若主機有需量控制時，則主機需配合需量卸載，因此主機無法全載運轉。主機優先的控制

策略可應用於任一種的儲冰配置中，常用的方式是串聯在儲冰槽上游，如此配置需監測二組溫度點。一點為主機出水溫度，用來判斷主機的能力是否足夠，若超過設定溫度則旁通部分滷水運用儲冰槽配合釋冷；另一點為儲冰槽的下游用來監測出水溫度，配合流量計來調節釋冷率，才不至於使儲冰提早耗盡。因此在此模式下的溫度量測位置必需相當小心，因為若有產生量測上的誤差會造成主機還未達成滿載時就開始釋冷，造成空調冰水溫度過低及不必要的浪費。

(二)儲冰優先控制策略

儲冰優先的控制策略較主機優先來的複雜，其控制方式為，在空調負荷未超過儲冰槽所能提供的最大釋冷率之前，先使用儲冰槽供應冷能，在負荷超過後在啟動主機供應冷能。儲冰槽最大釋冷率需預先決定，不同回水溫度與運轉時間都會影響最大的儲冰槽釋冷率。釋冷率過大會造成儲冰提早用完，導致用電成本增高。在決定最大釋冷率之後才能在系統運轉後利用感測器來監測即時的釋冷率，並用來作為啟停主機的依據。

伍、空調常見缺失與改善方法

空調系統耗能通常為各類建築中最高之設備，其若能有效的節能，將可有效的減少夏季之電費及紓解台灣地區不足之夏季用電，談及空調系統節能，除了各項節能設備的導入外，系統「正常」的運轉及適當的保養更是不可或缺，由於空調系統不論為何種系統，最主要之基本原理仍是以熱交換為基礎，因此如何保持熱交換器於較佳的性能，對於空調系統節能為相當重要的一環，本章節就一些常見的空調系統常見的缺點與改善方法進行介紹。

5-1 主機部份

一、冷卻水溫度偏高，增加主機耗電率【6】

改善方法：造成冷卻水溫度過高的情形有許多種，不同的形成原因須由不同的方法來解決，茲將部份較常見的敘述如後：

表 5.1 冷凝溫度過高之原因

原因	解決方法
A.冷卻水塔風扇不轉	修復冷卻水塔風扇，維持正常散熱效果，降低冷卻水溫。
B.冷卻水塔溫控設定過高	溫控開關控制水塔風扇，其溫度若設定過高，則風扇必在高溫時才運轉，冷卻水溫自然較高，故應予調低。
C.冷卻水塔散熱不良	冷卻水塔散熱材污損或水質過髒，使其散熱能力不足，須清洗水塔以改善其散熱效果。
D.進風面受阻	造成冷卻水塔出回風短循環，須將冷卻水塔放置在通風良好處可增加散熱效果。

二、主機於低負載下運轉

改善方法：通常低負載運轉對於離心式主機影響較大，如果低於 30% 時，常造成湧浪現象(Surge)以致於損壞機器設備。故應設法維持在高效率下運轉，除了可維護設備外，又可節省電力，通常可依下列方式處理：

- (一) 兩台主機並聯運轉時，若同時在低負載時可關閉一台，維持一台在高效率下運轉。
- (二) 單台運轉時，其噸數較大，造成低負載運轉，應考慮加裝一台較小噸數之主機，以維持高效率運轉。
- (三) 在春、秋、冬季等季節，避免負載過低的狀況下，可考慮關閉主機，採用外氣冷房作用經由空調箱引進外氣冷卻空間，提供舒適條件。
- (四) 適度增加儲能設備，以提高運轉效率。

三、因結垢使熱交換效果降低

改善方法：

- (一) 通常有數種方法可用於防止或減少結垢，分別如下：
 1. 冷卻水循環系統中由於蒸發而使水中之礦物質總固體量增加，可利用替換一部份的水加以控制。
 2. 若有碳酸鈣沈澱的傾向，則可加添化學藥劑抑制之，如多磷酸鹽，以溶解碳酸鈣。
 3. 水之 PH 值過高，可加添適量的酸性物質(常用硫酸)以減少鹼性，但因避免過量，否則過量的添加會使水中含酸性增加產生腐蝕。
 4. 在使用前先移除水中所含的鈣、鎂及鐵，因這些物質會形成相當不易溶解之化合物。
- (二) 一般冷凝器或冷水器的水垢清洗方法為二：

1.機械清洗法：

圓筒橫管式凝縮器，可將側蓋折開，然後以銅刷刷除銅管內的積垢，注意切勿使用鋼刷刷除，以避免對銅管之傷害。

2.化學藥品清洗法：

使用洗淨劑前，須先調查水循環系統的水質狀況，污垢的性質，然後選擇適當的洗淨劑，例如添加水垢抑制劑，一般常使用者為有機之磷酸鹽類，儘可能避免使用無機磷酸鹽類，以免因操作不慎造成不當之副作用。

四、冷卻水量偏低

改善方法：

(一) 通常冷卻水系統管路之積垢或堵塞時，可利用全系統加藥劑水處理方式，去除所有水垢或雜物，以減少摩擦阻力，提高冷卻水量，一般全系統加藥劑清洗方如下：

- 1.先行計算冷卻水系統中之循環總水量，水量之計算參考表 5.2。
- 2.測試冷卻水之水質屬何種藥劑處理。
- 3.將計算所得之藥劑量投入冷卻水塔中，混合均勻。
- 4.啟動冷卻水泵，不開冷卻水塔風扇。
- 5.觀察洗出之污泥狀況，檢驗水垢沈澱量最少四次。
- 6.排放污水，將補充水放入，再循環，再排放，再加清水，直至內部冷卻水清淨為止，並調整溢水量。

所需藥劑量計算：

{ [管路水流量 × (3.3m × 樓層數)] × 來回管路數量 } + 水盤水量 + 凝器水量 = 總水量

總水量 × 藥劑比率 = 所需藥劑量

例如：主機 100RT、樓高 5 樓、管路 4 吋、冷卻水塔 130RT 則其投藥量為：

$$\{ [7.9\text{L/m} \times (3.3\text{m} \times 5 \text{樓})] \times 2 \text{條來回管路} \} + 600\text{L} + 80\text{L} = 941\text{L}$$

$$941\text{L} \times 10\% = 94\text{L} \text{的藥劑量}$$

(二) 冷卻水泵之葉輪選擇須正確，馬達馬力須足夠。

(三) 若有多台冷卻水泵並聯而僅開啟單台時，須注意閥件之動作情況，以避免冷卻水流經不必要之冰水主機，減少應散熱主機之冷卻水量。

五、冰水溫度設定偏低

改善方法：某些運轉條件下，現場人員在夏季滿載時，可將冰水溫度設定低，但於冬季輕載時，應可將冰水溫度重新設更高一些，以減少主機耗電量。另外一種情況，由主機的冰水出口點至空氣側設備，由於現場保溫不良或設備本身的熱傳效率降低，導致冷房效果不佳，因此現場人員就必須降低冰水出水溫度，而導致主機耗電率提高，故此建議除了主機本身以外，更須注意其周邊設備狀況，以達到主機能適當的發揮其效率。

六、冷媒系統中有水份或冷媒不足：

改善方法：

(一) 冷媒系統中有水份：在冷媒系統液管經常裝置視窗，其視窗常具有水份指示色帶，可由視窗中之水份指示色帶進行判斷，一般情況下色帶為綠色，若色帶顏色轉為黃色、紅色、橘色或紫色皆視為冷媒中含水份量過多，其解決方法即將乾燥過濾器中之乾燥蕊換入新品即可。

(二) 冷媒不足：在視窗中呈現氣泡，表示系統冷媒充灌量不足，即需進行冷媒充填，一般足夠之冷媒量，於滿載下，其視窗呈現透明流體流動，不含氣泡。

表 5.2 水量計算表

冷凝器		冷卻水塔(水盤)		管路流量表		
冷凍噸數 (RT)	保有水量 (L)	冷凍噸數 (RT)	保有水量 (L)	吋 (內徑)	m/m (內徑)	流量 L/m
3	10	3	30	0.25B	8A	0.05
5	10	5	40	0.5	15	0.18
7.5	15	8	50	0.75	20	0.32
10	15	10	60	1	25	0.49
15	20	15	70	1.25	32	0.8
20	20	20	80	1.5	40	1.26
25	30	25	100	2	50	1.96
30	40	30	120	2.5	65	3.3
40	50	40	240	3	75	5
50	50	50	320	4	100	7.9
60	60	60	360	5	125	12.5
80	80	70	400	6	150	17.7
100	80	80	400	8	200	31.4
125	100	100	600	10	250	49
150	120	125	600	12	300	70.7
200	140	150	800			
250	160	175	800			
300	180	200	1000			
350	200	250	1800			
400	240	300	2400			
450	260	350	2400			
500	320	400	3800			
600	360	500	4500			
800	400	600	5400			
1000	440	800	7700			
1200	480	1000	8000			

七、冷凝壓力過高

改善方法：造成主機高壓過高原因很多，須視不同的原因以不同的方法加以改善，如表 5.3 所示

表 5.3 冷凝壓力過高之原因

原因	解決方法
A.系統內含有不凝結氣體	由凝結器排除空氣(自動排氣系統不動作者需修復)
B.冷卻水溫度過高或水量不足	檢查冷卻水配管及水閥調整水量
C.冷卻水塔或凝器水配管積垢	清洗凝結器、冷卻水塔及相關水配管
D.冷媒充填量過多	進行多餘之冷媒回收
E.負載過大或凝結器容量不足	減少負載或增大凝結器

5-2 泵浦部份

一、泵浦安裝及配管錯誤

改善方法：

(一) 正確計算並選出泵浦水量

$$Q = \frac{H}{60 \times TD}$$

其中：H 為水所吸收的熱量(kcal/hr)

Q 為水流量(LPM)

TD 為進出口溫度差(°C)

(二) 在冰水機組中，使用上以冰水每吸熱 3,024kcal/hr 為一冷凍噸，進出蒸發器之溫差為 5°C，則 1 冷凍噸需要冰水量為

$$Q = \frac{H}{500 \times TD} = \frac{3,024}{60 \times 5} \cong 10(\text{LPM})$$

- (三) 冷卻水所帶走的熱量，不只是冷媒在蒸發中所吸收的熱負載，還要加上冷媒在壓縮機中因受壓縮所產生的熱。故在應用上一般設定，每 1 冷凍噸在凝結器中需要排放 3,780kcal/hr 的熱量。由於冷卻水進出凝結器的溫差仍為 5°C，所以 1 冷凍噸需要的冷卻水量為

$$Q = \frac{H}{500 \times TD} = \frac{3,780}{60 \times 5} = 12.6(\text{LPM})$$

例如：100RT 的冰水主機其估選泵浦水量，冰水泵約為 100LPM，冷卻水泵為 12.6LPM。

- (四) 安裝時冷卻水泵之水量須較冰水量略高，若安裝相反，則須於停機時更換。

註：事實上各地空調狀況不同，我們可以依據表格或曲線圖算出精確的數字，不過在工程設計上，使用上述數據已可獲得實用性。

二、最佳效率運轉點位置變動

改善方法：

- (一) 因管徑的大小會影響到泵浦設計揚程的大小，在設計管徑時，須考慮到 1.流速、管件 2.管內壁粗糙度 3.配管長度。上述因素均會造成摩擦損失，若管徑大-則初設費用高，但管壁摩擦損失小，泵浦揚程較小，耗電量亦較低。若管徑小-則初設費用低，但管壁摩擦損失較大，泵浦揚程較大，且耗電量較高。
- (二) 保持管路暢通，須注意控制水質，定期排放及加藥處理。
- (三) 檢查管路閥件，使保持正常運作。
- (四) 更換或修整葉輪，以達設計水量。

三、葉輪磨損，軸套筒磨損(漏水)

改善方法：泵浦的軸封處若有漏水的現象，應調整墊圈(PACKING)軸封的鬆緊度。以杜絕漏水的狀況，若墊圈已嚴重損壞，則應考慮更換之，其調整步驟如下表：

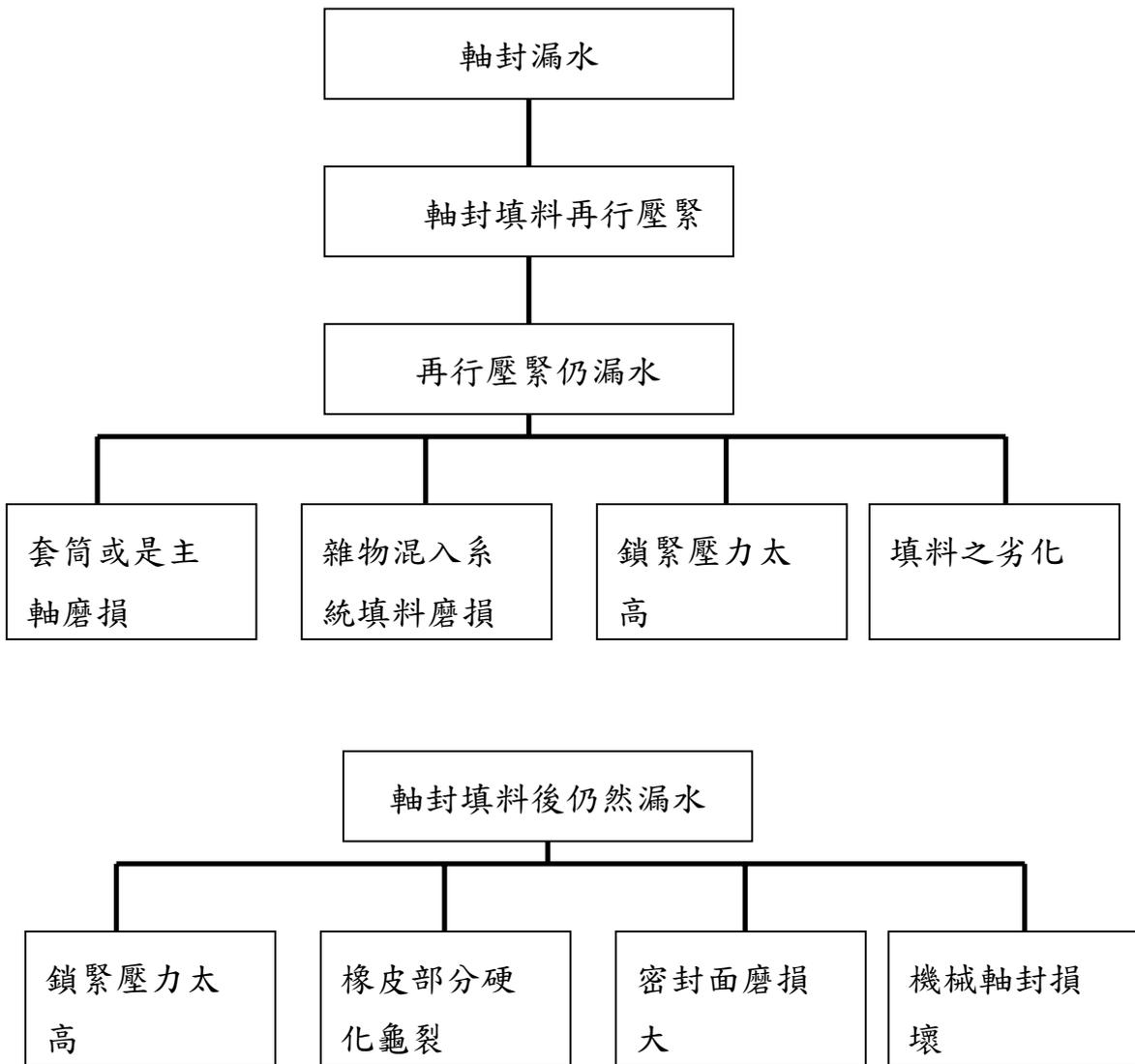


圖 5.1 軸套筒磨損漏水處理流程圖

四、舊泵浦效率降低

改善方法：舊泵浦效率端視設備使用年限及維護保養工作是否確實而定，若

是設備配件損壞應速更新或檢修，而對於老舊的系統更要注意到平時的保養工作，才能維持設備在一定效率下運轉，不至下降太多。一般而言，提高泵浦效率的方法除更換新泵外，更可採用下述四種方式加以改善：

- (一) 調整水閥：因系統原設計揚程過大，而現場實際揚程偏低，使泵浦最佳效率運轉點偏離，故可利用管路水閥調整適當水量與揚程。
- (二) 設旁通管路：設旁通管路所利用之方式可分定工作點運轉方式與定範圍運轉方式，此二法皆在變水量系統使用，而水泵處設旁路(By Pass)如圖 5.2 所示，兩者工作原理說明如下：

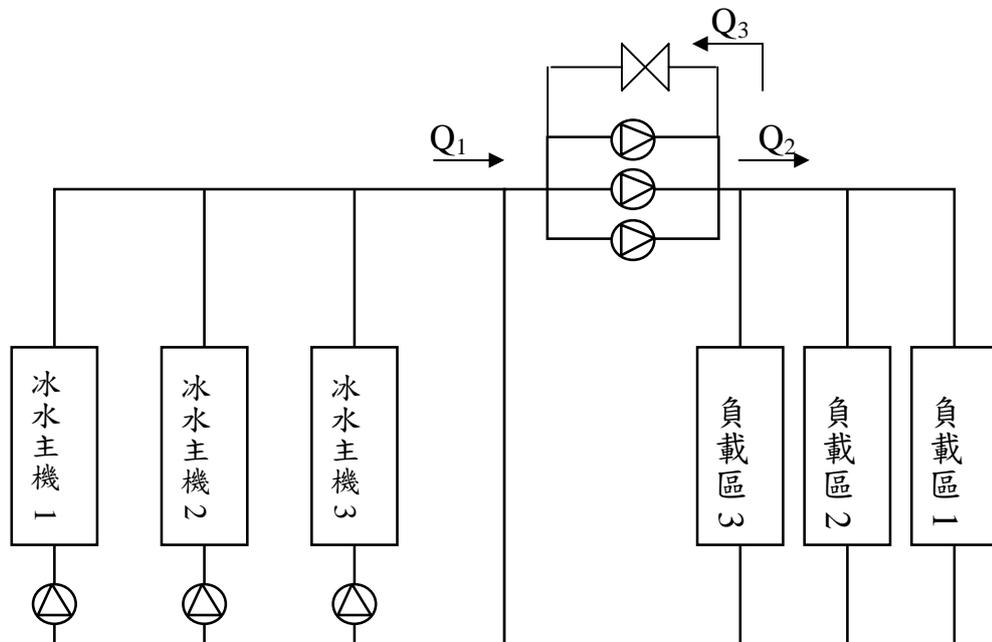


圖 5.2 泵浦增設旁通示意圖

1. 定工作點運轉方式：

當系統上之二通閥關小時，如圖 5.3 所示，系統曲線由(1)移至(2)，但因壓力設定值為 P_a ，藉由(3)旁路閥動作，可維持運轉點在 A 點，就冰水管路為變流量系統，對泵浦而言可維持在原設計之效率點，不至於偏離而降低了泵浦效率。

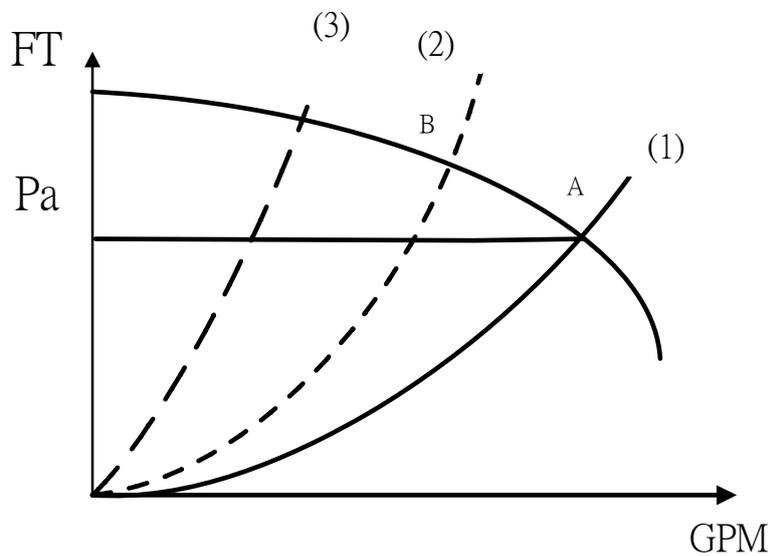


圖 5.3 定工作點泵浦示意圖

2. 定範圍運轉方式：

同(1)項方式，當系統上之二通閥關小時，如圖 5.4 所示，系統曲線由(1)移至(1a)時，旁路閥並不動作，即其動作點由 p_a 改設定為 p_b 點，如此水可在 A 至 B 之運轉範圍中可提供系統中水量在 F_a 至 F_b 間變化，但當(1a)再繼續左移之後，(3)之旁路閥才開始動作，維持泵浦運轉點在 B 處，不再偏離原效率點之範圍而降低泵浦效率。

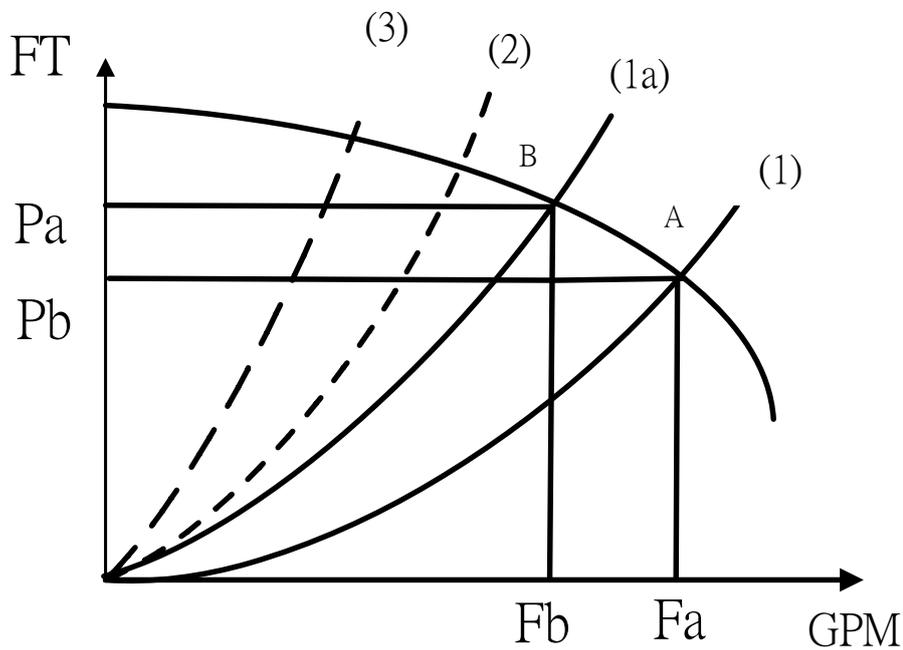


圖 5.4 定工作範圍泵浦示意圖

3.更換葉輪：類似變速的方式，可利用於空調使用負載分明處，即在低負載季節更換較小葉輪，減低泵浦馬達負載，達到節能的效果。

4.可變速泵浦：可變速泵浦是利用馬達變換速度，使驅動馬力隨負載變化而變化的方式，近年來因電子技術發達變頻器(Inverter)技術的成熟，已可廣泛的運用在給水空調上，如此可達到節約能源最大的效果。

五、一台泵浦供水給多台主機

改善方法：針對現場較常發現的問題分析如下：

(一) 一台冷卻水泵浦供應 2~3 台主機運轉，且空調負載啟用時間大致相同；如圖 5.5 所示：

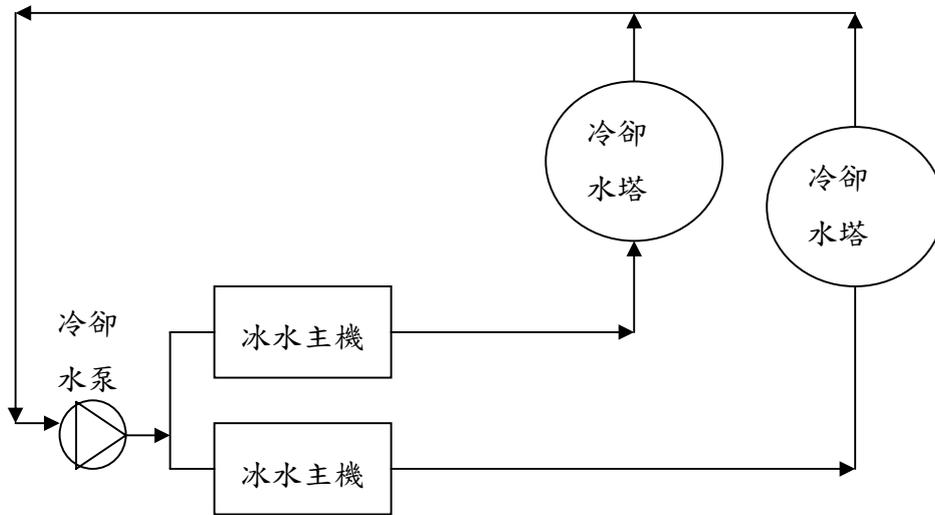


圖 5.5 一台冷卻水泵浦供應二台冰水主機示意圖

一台冷卻水泵浦供應兩台主機，除非兩台主機同時運轉，否則若經常由一台主機運轉，將浪費電力，在無空間限制的條件下，可採二台小泵浦分別供應兩台主機如圖 5.6 所示，於單台主機運轉時，僅就一台冰水泵運轉，以節省不必要之耗電。

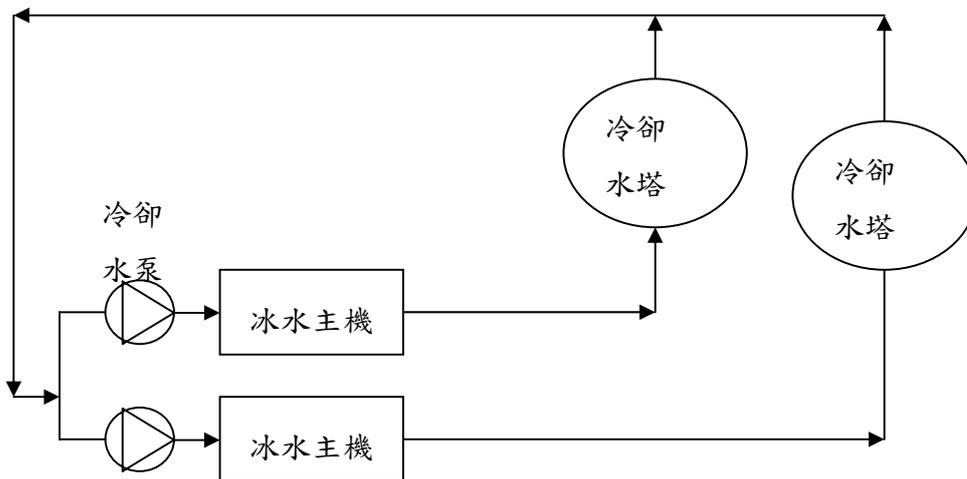


圖 5.6 冷卻水泵及冰水主機一對一設計示意圖

5-3 冷卻水塔部份

一、散熱片結垢、滋生青苔、水盤底積存污泥

改善方法：無論任何設備、系統為維持良好的運轉狀況及壽命皆須定期的維修與保養，冷卻水塔亦然，依其改善方法可分為二：

- (一) 定期人工清洗：對於塔體可見之處，以人工清洗是最直接有效的方法，維護人員應定期注意，冷卻水塔污染狀況、定期清洗、最好每個月清洗乙次。
- (二) 定期藥物清洗：依藥物的功用可分預防與改善，如污泥可用添加正確之水垢抑制藥劑預防，而以添加分散劑將管路中的污泥帶出改善之。對於青苔、藻類可依實際嚴重性，依全部水量為基準，每週或兩週添加滅藻劑改善之。

二、散熱不良，水溫太高

改善方法：冷卻水安裝地點的基本條件，應選擇通風良好及空氣清潔的地點，必須考慮的因素如下：

- (一) 冷卻水塔安裝場所，四周須有足夠且無障礙的空間，以確保充份的風量。其冷卻水塔與遮蔽物的最短距離應大於塔體高度且遮蔽物最好有通氣孔，如圖 5.7 所示：

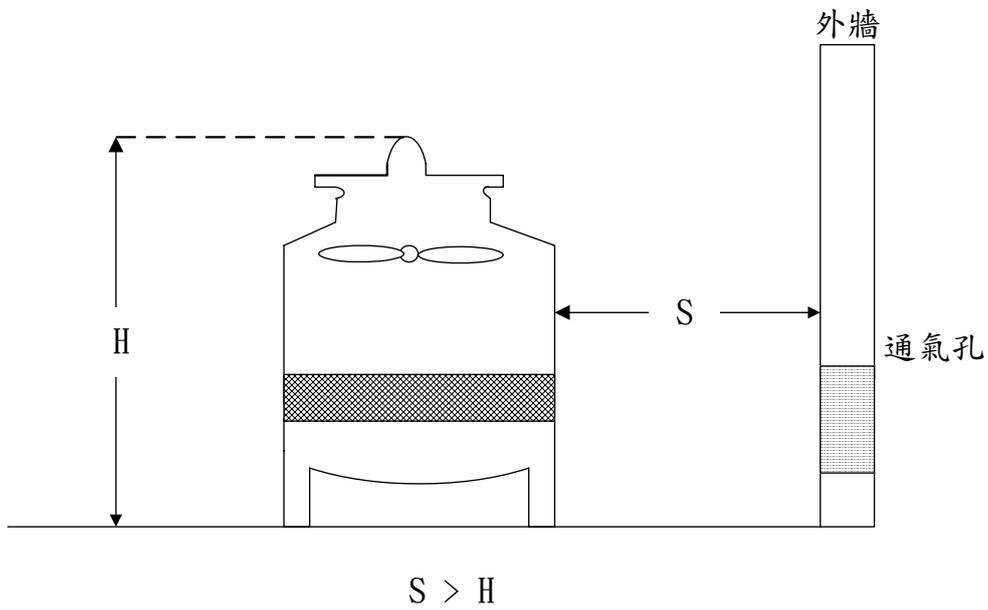


圖 5.7 冷卻水塔與遮蔽物的最短距離示意圖

而塔體與塔體一起並用時的最短距離應大於塔體半徑如圖 5.8 所示

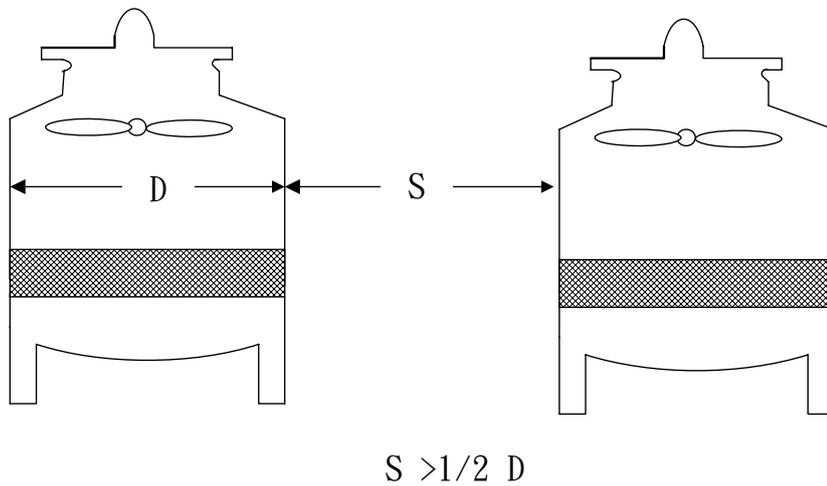


圖 5.8 冷卻水塔塔體與塔體並用時的最短距離示意圖

(二) 避免安裝於煤煙、灰塵多的地方，以免影響水質及污染冷卻水塔，降

低冷卻效果。

- (三) 避免安裝在腐蝕性氣體產生的地方，如煙囪旁邊或溫泉地區以免影響水質。
- (四) 應遠離鍋爐、廚房、排熱等較熱的地方，否則將影響冷卻水塔冷卻效果，增加主機運轉時間。
- (五) 在風勢強時，由冷卻水塔飄飛出的水霧可達數十公尺遠，若附近地區不宜接受飄飛水霧而造成潮濕之處，不宜裝置冷卻水塔。
- (六) 冷卻水塔有噪音，故不宜裝在寧靜地區，當某些地區有噪音限制時，須特別注意冷卻水塔的噪音處理。

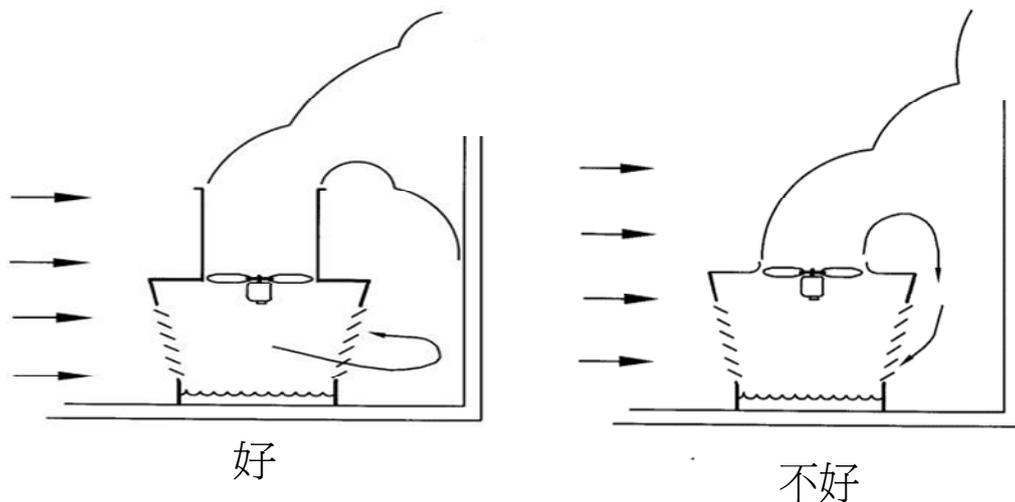


圖 5.9 提高排熱氣高度減少氣流短路

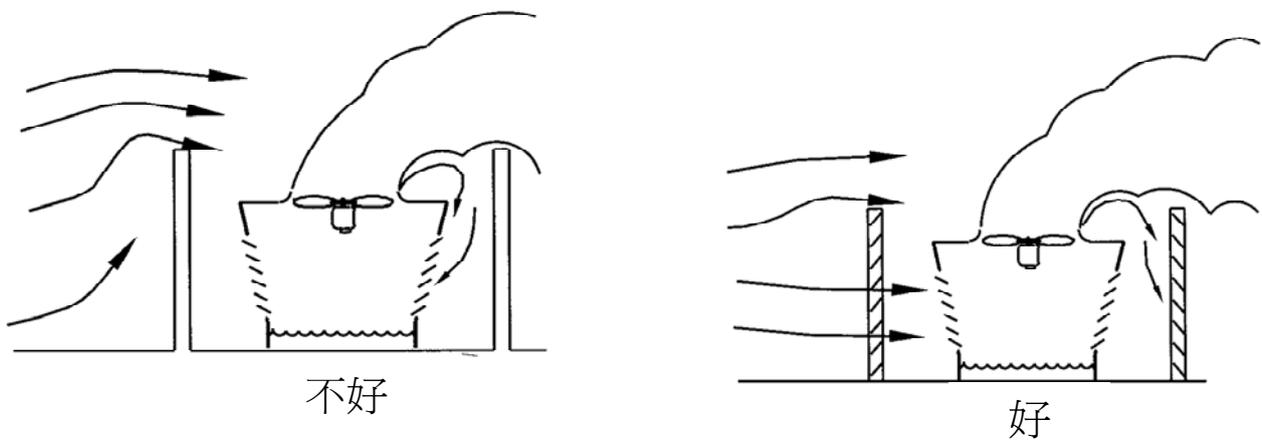


圖 5.10 避免進氣受阻

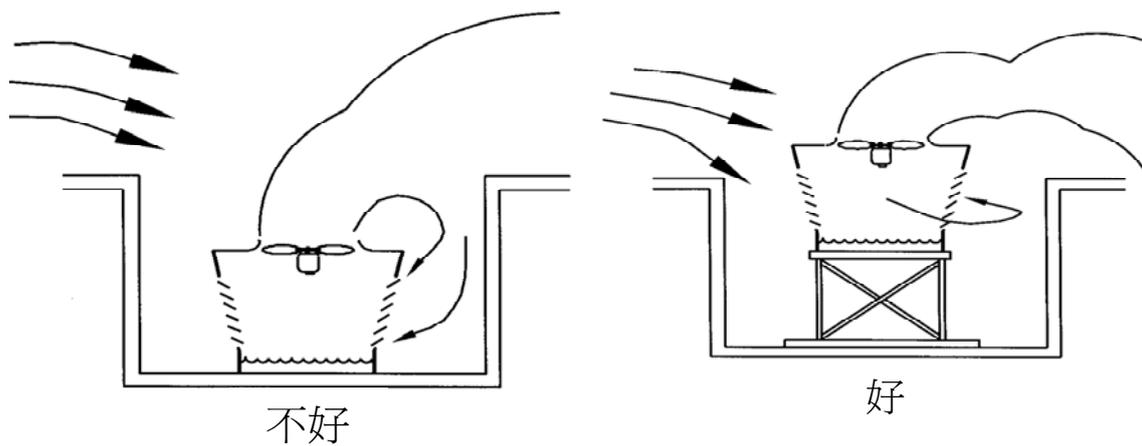


圖 5.11 必要時墊高冷卻水塔，但要注意地震與颱風的影響

三、水質不良

改善方法：

- (一) PH 的控制：在大氣中含有大量的二氧化硫與二氧化碳氣體，當被冷卻水塔的水吸收後變成酸性溶液。在嚴重時再循環水中的 PH 值可能降至 5.0 或更低，可添加鹼性蘇打或蘇打灰提高 PH 值。若管路已有結垢現象，可依下述方法改善之。

- 1.流洩法
- 2.結垢抑制法
- 3.加酸法
- 4.補給水中硬質之移除

(二)腐蝕控制：雖然在冷卻水系統中有許多因素能造成腐蝕，但主要因素是冷卻水中的溶解氧，溶解氧對鐵金屬的反應會隨溫度而加速，主要控制水的腐蝕之不同因素如下：

- 1.溶解氧濃度
- 2.溫度
- 3.二氧化碳含量
- 4.PH 值
- 5.溶解固體
- 6.懸浮固體

而避免腐蝕時可考慮下述方法：

- 1.使用有機或無機的腐蝕抑制劑
- 2.在金屬表面上形成碳酸鈣薄膜
- 3.控制 PH 值在 7.0 至 8.5 的範圍內

四、水量不足

改善方法：不正常的水量溢出，因配件損壞造成者，須速修復，並將配件置於正確的位置。而因管路積垢嚴重者，若因管路已太老舊則須更換新管路，另外可使用藥品清洗之，一般而言清洗方法為於事先計算機器內保有之水量，再將一定比率之藥劑投入冷卻水塔中，以該備用泵浦轉動 1~3 小時，即可除去管內的不純物質(如水垢、鐵鏽)。而投入藥劑於所定時間後，經確認

其洗淨效果時，即可排出污濁水溶液，並注入清水將殘留於機器內部之污穢物沖洗排出。

五、無裝設連通管或連通管太小

改善方法：

- (一) 循環水出入水管之改管，向下為佳，避免突高之配管，且不能有高於下方水槽之配管，如圖 5.12 所示：

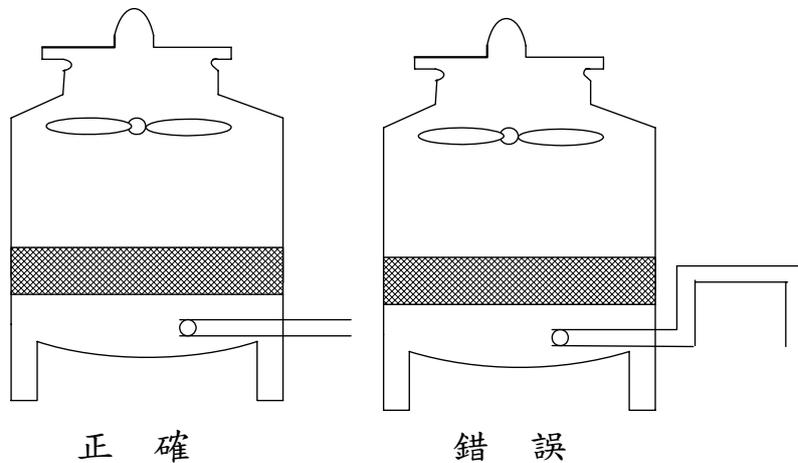


圖 5.12 正確的冷卻水塔配管圖

- (二) 在正常操作中循環水泵應裝於低於下部水槽水位以下，如圖 5.13。

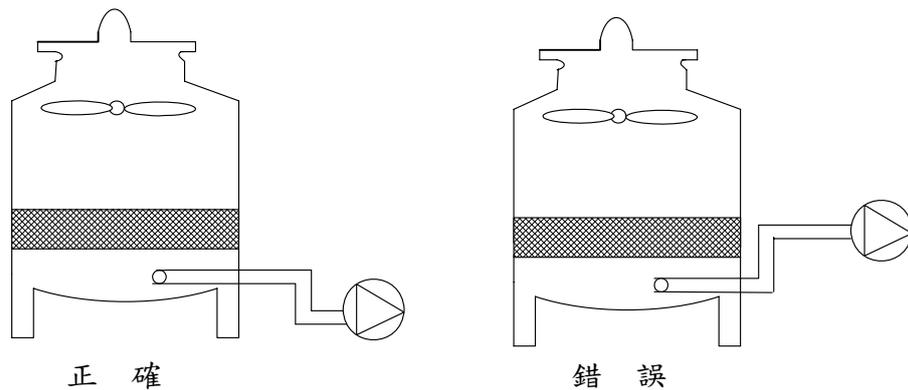


圖 5.13 正確的冷卻水塔及水泵配管圖

(三) 兩台以上冷卻水塔並用，而只使用一台水泵時，水槽須另配裝一連通管，且配管之大小應配合循環管徑，否則過小會影響水位平衡效果，如圖 5.14。

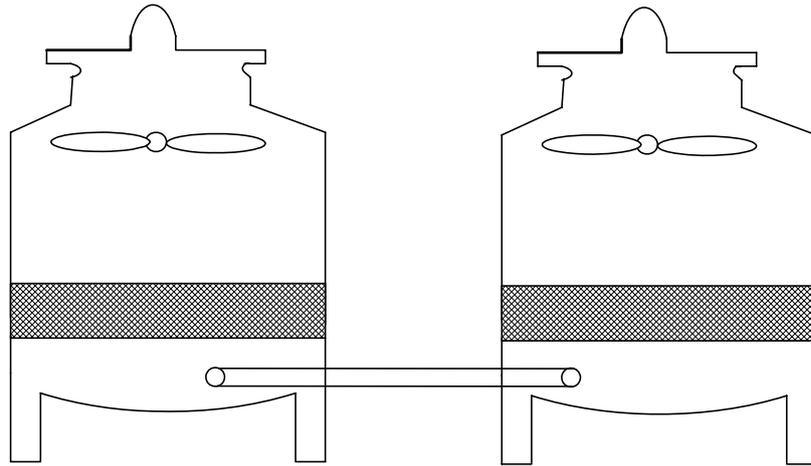


圖 5.14 冷卻水塔及水泵共通管示意圖

(四) 並聯之冷卻水塔應使每台冷卻水塔通到冷卻水泵浦吸入側的摩擦損失相同，否則管路間彼此的摩擦損失不同時，會形成水位不平均現象，如圖 5.15。

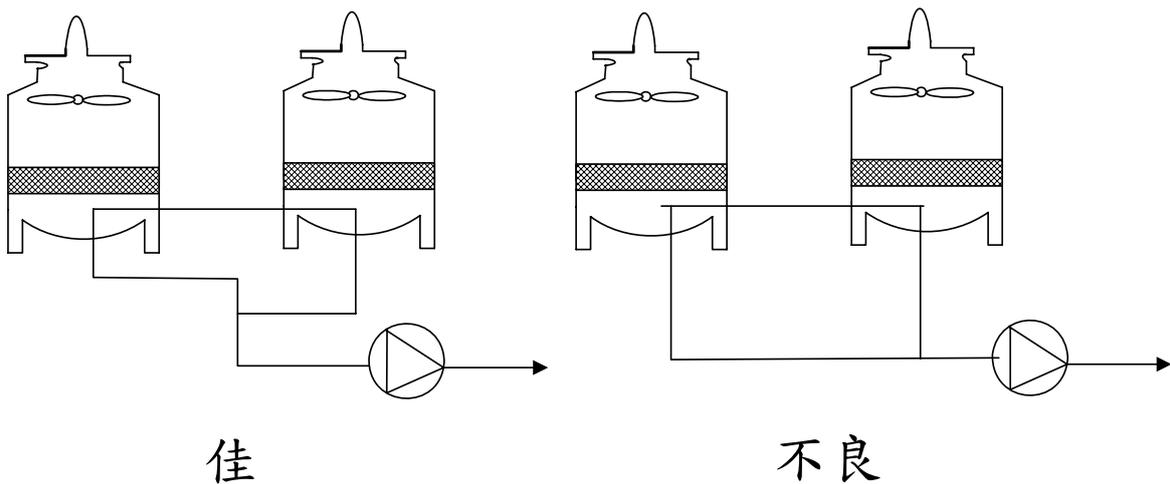


圖 5.15 冷卻水塔吸入側配管示意圖

六、冷卻水塔選擇過大

改善方法：如系統多台主機沒有同時開啟的情況，可把風扇馬達修改成二段風車速度控制，使風扇轉速能適時變慢，降低電流。

七、冷卻水塔保養不良造成配件損壞

改善方法：

- (一) 加強清洗：減少散熱片污染，提高散熱能力。
- (二) 固定排放：減少水中雜質污染，減輕結垢產生之傾向。
- (三) 入風口網脫落部份，應予裝上，以避免水的大量散失及雜物掉入，影響散熱效果。
- (四) 裝設之水溫控制器應予修護，使其功能恢復正常。在部份負載時，可減少運轉馬力，以節省電力的浪費。
- (五) 修正或調整補給水之浮球閥，使冷卻水量充足。
- (六) 換裝撒水水管調整轉速，使散水均勻。
- (七) 冷卻水塔之周期性保養維護工作如下：

1.每日保養維護工作：

- a.檢查補給水、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.檢查風扇馬達運轉及電壓、電流情況。
- e.檢查注意馬達軸承、轉動輪及添加潤滑油。
- f.注意出水口及過濾網清潔。

2.每週保養維護工作

- a.清洗存水盤及出水過濾網或換水。
- b.檢查風扇回轉情形，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拇指壓下約四分之三吋至一吋為正常。
- d.檢查馬達及線路絕緣。
- e.檢查潤滑油，必要時添加或更換之。

3.每月保養維護工作：

- a.檢查存水盤、外殼、網板等。必要時清潔或油漆之。
- 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.檢查灑水頭是否正常，倘若有堵塞則取出清潔之。
- e.檢查灑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。

4.年度保養維護工作：

- a.清潔存水盤、散熱片、鋼板等。
- b.鐵件部份如馬達、腳架、爬梯...等應除鏽及油漆。
- c.固定馬達架及座，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。

註：以上每階段實施時，都應先按步從事前階段之保養維修工作後，方可進行。

八、風扇扇葉調整不當

改善方法：冷卻水塔風扇的葉片角度應適當，如角度太大，雖然空氣流過水塔之速度愈快，流量愈大，效果愈高，容量亦增大，但卻容易造成水的吹出量太多，形成水的消耗增加能源浪費。如角度過小，又會形成水塔之冷卻效果降低，也增加空調主機的運轉電流，徒增能源(電力)的消耗，故設計者及維修人員應配合實際狀況調整葉片，以符合需求，亦可降低運轉時所產生之噪音

5-4 空氣側

一、小型送風機保養不良

改善方法：

- (一) 應常清洗過濾網，改善回風量。
- (二) 應常清洗盤管鰭片，提高熱傳效果。
- (三) 採用高效率低噪音之馬達。

二、空調箱保養不良

改善方法：

- (一) 空調箱冰水盤管是用來做為空氣及水的熱交換器，因此冰水盤管上若積有污垢，則其熱傳導效果變成，熱交換效率降低，影響空調箱能力之發揮。同時若積污垢嚴重，則將使風車的運轉靜壓升高，減低系統的風量，影響冷氣的提供量，因此應予保持乾淨，一般而言過濾網應該 2-4 週清洗一次或更換，而盤管最少則應 6 個月予以清潔一次，以維持設備的高運轉效率。
- (二) 過濾網破損應更換。

(三) 空調箱之運轉注意事項如下：

1. 應常清洗或更換過濾網、盤管鰭片等。
2. 勿堵塞回風口，使回風順暢。
3. 增設定時開關，減少不必要之運轉電力，以節省能源。部份場所內之預冷空調箱均不停在運轉，若增設定時開關將可節省大量之外氣被冷卻，可節約之能源相當可觀。
- 4 隔離冷房區與非冷房區，減少冷氣之外洩及暖空氣被回風吸入。

三、空氣側形成短循環

改善方法：

- (一) 空氣側採燈具型出風口，此型式出風口最易產生之毛病為施工時，未將出風箱的底部出口與燈具之出風開口密接，造成小型送風機送出之冷風外洩於天花板內，形成短循環。因此雖然送風溫度夠低，但實際上室內之負載並未加在風機之盤管上，造成室溫過高。因此對於經常反應溫度太高之區域或樓層，除了調整水側之外，空氣側最好也一併檢查調整之。
- (二) 當大型空調箱系統之管路末端風量不足，則需檢查管路前端之風口風量是否過大，若是則予節流，使冷氣有較大之量供應至後端之風口，或者可將四向風口改為格柵式風口，以減少冷氣由天花板之回風口旁路回空調箱的量。另外中間區域風量不足之原因很可能是因回風口在兩側，因此出風口送出之冷氣皆往兩側走，中間區域流經之氣流則較低，因此而感覺較熱，可考慮搬移回風板至中間天花板上裝置。

四、玻璃窗輻射熱侵入，導致能源浪費

改善方法：降低由玻璃部份侵入之熱負載，其改善方法有：

- (一) 裝設百葉窗。
- (二) 增加遮陽板。
- (三) 加裝淺色窗簾。
- (四) 塗上淡色油漆。
- (五) 噴隔離熱反射膜。
- (六) 貼隔熱反射膠片。
- (七) 換裝雙層玻璃。

5-5 窗箱型及分離式冷氣機

一、箱型冷氣出回風口堵塞

改善方法：在冷氣機送風及回風口周圍，不宜放置妨礙氣流之障礙物。出風口堵塞將導致箱型冷氣出風拋程及風量受到影響，使室內溫度無法達到舒適條件。

二、箱型冷氣機回風口設置不當

改善方法：箱型機回風口應置於空調區間，若無法設置於空調區間中，回風應同出風口加裝風管，另外回風口應遠離熱源產生處，使室內溫度能有有效的反應至箱型冷氣機之回風溫度控制，使箱型主機能產生適當之卸載機制。

三、窗箱型或分離式主機室內溫度設定過低

改善方法：溫度調節器須設定適當溫度值，以免過冷或過熱。冷氣機的溫度設定範圍以 26-28 °C 為宜，每調高溫度設定值 1 °C，約可節省冷氣用電 6~8%。對於經常進出的房間，室內溫度不要低於室外溫度 5°C 以上，以免

影響身體健康。冷氣房內配合電風扇使用，可使室內冷氣分佈較為均勻，不需降低設定溫度即可達到相同的舒適感，並可降低冷氣機電力消耗。

四、窗箱型或分離式冷氣機壓縮機啟動過於頻繁

改善方法：

- (一) 冷氣機過大選擇會導致壓縮機啟停過於頻繁，依空間大小選擇適當容量的冷氣機較不耗電。冷氣機之容量以每小時能自室內移走的熱量表示，一冷凍噸為每小時自室內移出熱量 3,024 kcal (相當 12,000 BTU)，一般家庭以每坪每小時產生 450 kcal 熱量計，以此推算，每坪房間約需 0.15 冷凍噸 (0.15 RT/坪)，選用的冷氣機冷凍噸太大，壓縮機會頻繁啟動，比較耗電，而且減損壓縮機壽命。選擇適當冷氣機冷凍噸數簡易公式如下：

$$\text{所需冷凍噸數(RT)} = 450 \text{ kcal/小時.坪} \times \text{室內坪數} \div 3,024 \text{ kcal/小時} = 0.15 \times \text{室內坪數}$$

*備註：1 冷凍噸 = 12,000 BTU/hr = 3,024 kcal/小時；1 坪 = 3.3 平方公尺

上述公式只是參考經驗值，實際噸數應根據房間所在位置相關條件，進行相關之修正，例如房間是否西曬、房間窗戶面積大小、窗戶遮陽效果、冷氣機安裝位置之散熱效果等因素作適當之修正。遇頂樓或日曬等熱源因素較多的時候，需適度增加冷氣能力，選購噸數較大之機種。

- (二) 室外負荷侵入量過多，冷氣區域應與外氣隔離，且門窗應緊閉，以免冷能外洩或窗外熱風侵入，增加空調負載。為提高冷氣效果，最好裝置百葉窗或窗簾，以免日光直接照射增加輻射熱。

五、箱型冷氣機運轉應注意事項

改善方法：

- (一) 過濾網每 2~3 星期至少清洗一次。
- (二) 熱交換器遭受污染時，會使冷氣能力降低，並引起故障，在開始使用空調時應清洗除去水垢或灰塵。
- (三) 氣冷式箱型機應定期清洗散熱鰭片，水冷式箱型機應定期清洗冷卻水塔，提高壓縮機冷凝散熱效果。
- (四) 溫度感測器控制異常時，應即時請廠商修復。

六、窗型、分離式冷氣裝置或施工錯誤：

改善方法：

- (一) 冷氣機應裝在通風良好，不受日光直射的地方，或者裝配遮陽棚。
- (二) 一般窗型機及分離式室外機常見之安裝缺失是散熱管排之通風口太靠近牆壁或多台室外機密集並列，缺乏足夠之散熱通風空間，造成每 1°C 之散熱溫度提升，約增加耗電 2.5~3%，不可不慎。
- (三) 冷氣機室內側回風吸入口與天花板及牆面保持 50 公分以上，以提高冷氣機效率。
- (四) 冷氣吹出口以人身高度為宜，室外部份離地面至少 75 公分，以免塵土揚入，污染散熱片，增加耗電量。
- (五) 窗型冷氣機底盤應稍傾斜，冷凝水應引接到排水管內，以免滴水受罰。
- (六) 窗型冷氣機安裝後，窗口周圍間隙宜完全密封，可減少噪音，並降低冷氣洩漏而節省電力。
- (七) 分離式冷氣機之室外機應儘可能接近室內機，其冷媒連接管宜在 10 公尺以下，並避免過多彎曲，否則會大幅降低冷氣機能源效率。

(八) 冷氣房內避免使用高熱負載之用具，如熨斗、火鍋、炊具等。

5-6 儲冰系統

一、儲冰主機不當卸載【5】

改善方法：主機儲冰與空調兩用時，控制模式未能設定清楚，儲冰時仍以空調模式回水溫度來控制出水，結果造成因熱阻增加使溫差減少，而令主機誤以為負載降低而卸載，使主機負載降低，因而造成儲冰量不足，影響隔日融冰使用。因此儲冰時應有獨立一套控制迴路，設定控制為製冰模式運轉，以維持全載運載。

二、儲冰主機負載分配不足

改善方法：當水路分配不均勻時，部分機組負載太輕，引起蒸發壓力過低而跳機，或者感測器設定點不一樣，或誤差量不同，使某部分機組提早跳機，而影響整體製冷能力。建議先檢討水量平衡問題，使送至各機組水量平均，並對各機組感測器作一校正，必要時在共同迴路上，盡量限制單台機組因容量太低而跳機或卸載。

三、儲冰主機回油不良

改善方法：在儲冰的過程中，由於儲水槽的負載減少，則滷水進出主機的溫差亦縮小，結果冷媒的循環量及冷媒流速變小，造成潤滑油積存於蒸發器中，以致壓縮機因失油而導致壓縮機受損。應於主機裝設最低入口溫度的保護裝置或裝設回油保護裝置。

四、儲冰主機低壓過低而跳機：

改善方法：

(一) 於滷水濃度過低時，因冷媒蒸發溫度達到滷水之凍結點時，在蒸發器表面產生薄冰，而降低熱傳效果，造成蒸發器熱傳量變少，導致主機

低壓過低，低壓開關動作使主機跳機。建議定期進行滷水濃度檢測，維持滷水於正常標準濃度。

- (二) 冷媒不足，造成低壓過低而使低壓開關動作，建議檢視冷媒視窗是否有氣泡產生，以便補充冷媒。
- (三) 由於儲冰槽中盤管因不斷結冰而無適當的融冰，反覆不斷結冰，最後形成類似南極冰山不易融冰之「萬年冰」，造成儲冰槽熱傳不佳，使儲冰時無有效之負載，而造成低壓過低跳機，因此建議適時整理儲冰槽之結冰狀況，並於保養時將儲冰槽進行徹底之融冰。

五、儲冰槽冰水循環短路

改善方法：可依不同的系統與肇因進行處理

- (一) 開放容器式系統因容器分佈不均，水路進出管的分佈安排不佳，堵塞滷水出入口，整個槽體各部份阻抗不一，無一定水路可循，因此很容易產生冰水循環短路現象，槽體上下溫差很大，最後導致儲冰或融冰均無法完全均勻及穩定。因此使用開放式的儲槽時，須注意儲冰介質分佈均勻及水路佈置平均。可採用槽體二側中間深度為基軸的平均多管式分佈方式，另外須使槽內滷水的高度與冰球的高度相符。
- (二) 外融冰式系統因冰盤管中的冷媒受管路長度影響，使盤管外在冷媒進入端結冰較厚，而出口端結冰較薄，結冰之均勻性不良。水路阻力增加，易形成水流上的死角，造成冰橋。當融冰時，儲冰槽流量不均，造成某一儲冰的冰形成上述之萬年冰。另外運轉時如採用儲冰時同時釋冰，則較難維持結冰之均勻穩定性，造成結冰厚度不均，融冰時產生死角，形成水路旁通。因此建議 1.冰盤管在槽內的冷媒管路分佈要平均適當。2.採儲冰融冰分開制。3.使用空氣泵或攪拌器使槽內的水均勻混合。

六、滷水溶度逐漸降低：

改善方法：除了管路有洩漏(如泵浦的軸封處)外，最常見的是由膨脹水箱排出，因儲冰系統在冷縮熱脹的體積變化量方面較傳統式空調大，因此若以傳統空調模式的變化量選擇膨脹水箱時，必造成滷水溢出，再補充清水時就造成滷水濃度降低。另外一現象為膨脹水箱的位置與高度不適當，運轉時膨脹水箱外系統壓力仍大於膨脹水箱內之水壓而將水排出水箱，因此建議膨脹水箱的選定及安裝位置應特別注意，必要時可與製造商先行核對。

七、系統停止運轉時，水量溢流

改善方法：此問題最常發生於開放式系統，當系統停止運轉後，管路中的冰水(滷水)會倒流至儲槽，使儲槽無法容納而造成溢流至排水系統，形成冷能的浪費及增加運轉成本。建議可加裝緩衝槽以容納回流之水量，或加裝逆止閥防止冰水(滷水)倒流。

八、融冰模式確定，以歷史負載資料搭配外氣條件並於最終時段優先溶冰。

陸、空調系統管理與節能技術

6-1 主機側

一、中央空調冰水主機節能：

台灣地屬於海島型亞熱帶氣候區，氣候熱且潮濕，以台灣台北每月暖房及冷房度時統計圖為例，如圖 6.1 所示，可看出若建築無自然通風之設計與應用，則全年幾乎皆須空調。冷房度時所代表之意義是當某一逐時外氣溫大於 26°C 時，逐時累加，因此該月份之冷房負載需求愈大，代表所需空調耗能愈高。由圖 6.1 可看出全年空調負荷尖離峰變化極為明顯，基本上冰水主機全年各種部分負載之運轉時數統計大約如圖 6.2 所示，主機 100% 全載運轉時數所佔比例極小，大部分時間處於 50~70% 之部分負載之運轉。

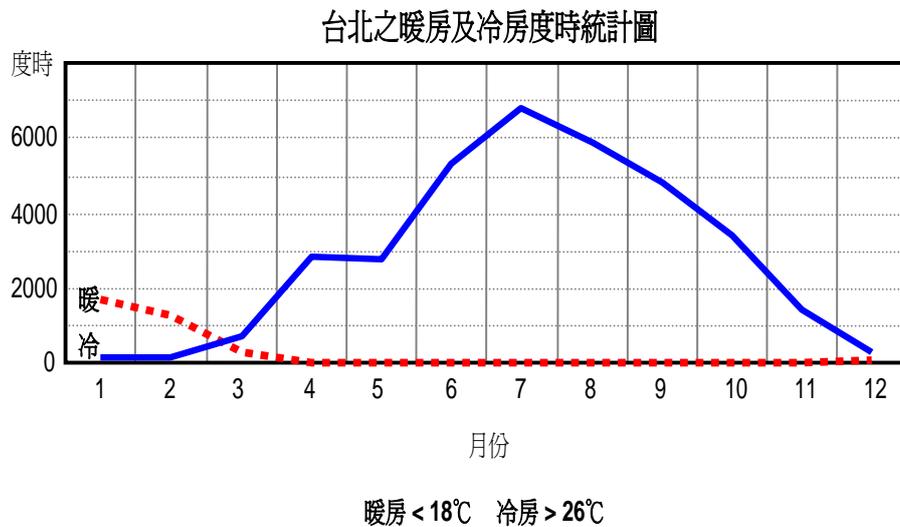


圖 6.1 台北每月暖房及冷房度時統計圖

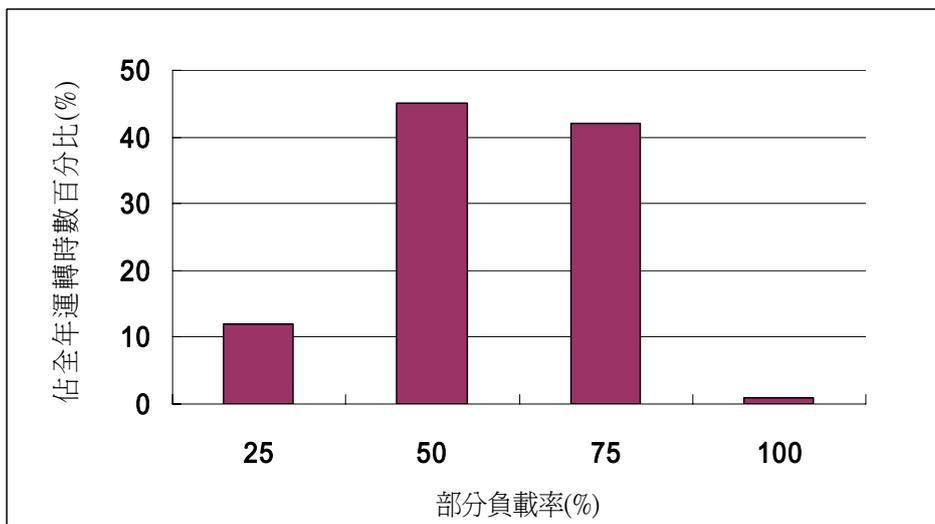


圖 6.2 冰水主機全年各種部分負載之運轉時數統計

冰水主機耗能在中央空調系統之中占有相當大的比例，除了冰水主機在 100% 全載運轉時應具有高效率性能外，更必須確保主機可長期間在 50~75% 部分負載率的條件下進行運轉，並且皆能維持在高效率標準，以獲得最佳之節能效果。因此，冰水主機的節能方式如下：

- (一) 應採用效率至少高於表 6.1 所示經濟部能源局公告之高效率主機，以減少耗電。
- (二) 考慮選擇有變頻控制轉速功能之離心主機，而非使用傳統改變進口導流葉片角度來配合負載的方式，或選擇可長期間在 25~75% 部分負載率的條件下進行高效率運轉的空調主機，以增加部份負載時的效率。
- (三) 應同時考慮其滿載時之效率和部份負載的運轉效率，其滿載效率 COP 與部分負載效率 IPLV (Integrated Part Load Value, IPLV) 最低標準值，請參考表 6.2 美國冷凍空調工程師學會所建議之標準(ASHRAE 90.1)。

表 6.1 經濟部能源局公告之空調系統冰水主機能源效率標準

執行階段		第一階段			第二階段			
實施日期		民國九十二年一月一日			民國九十四年一月一日			
型	式	冷卻能力等級	能源效率比值 (EER)	性能係數 (COP)	kW/RT	能源效率比值 (EER)	性能係數 (COP)	kW/RT
			kcal/h-W			kcal/h-W		
水冷式	容積式壓縮機	<150RT	3.5	4.07	0.863	3.83	4.45	0.790
		\geq 150RT \leq 500RT	3.6	4.19	0.839	4.21	4.9	0.717
		>500RT	4	4.65	0.756	4.73	5.5	0.639
	離心式壓縮機	<150RT	4.3	5	0.703	4.3	5	0.703
		\geq 150RT <300RT	4.77	5.55	0.633	4.77	5.55	0.633
		\geq 300RT	4.77	5.55	0.633	5.25	6.1	0.576
氣冷式	全機種	2.4	2.79	1.259	2.4	2.79	1.259	

表 6.2 冰水主機滿載效率 COP 與部分負載效率 IPLV 最低標準值

型		式		冷卻能力等級	全載性能係數 (COP)	部分負載效率 IPLV
水冷式	容積式壓縮機	<528kW			4.45	4.50
		\geq 528kW \leq 1055kW			4.90	4.95
		>1055kW			5.50	5.60
	離心式壓縮機	<528kW			5.00	5.00
		\geq 528kW \leq 1055kW			5.55	5.55
		<528kW			6.10	6.10
氣冷式	全機種			2.80	2.80	

(四) 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，冷凝溫度每降低 1°C ，主機效率可提升 $2.5\sim\sim 3\%$ 。如圖 6.3 所示，當冷卻水溫度下降時雖然冰水主機的耗電量隨之減少，但冷卻水塔風扇馬達的耗電量確會上升，所以將冷卻水塔風扇控制在一個水溫下其風扇及冰水主機耗電會有最低點發生。

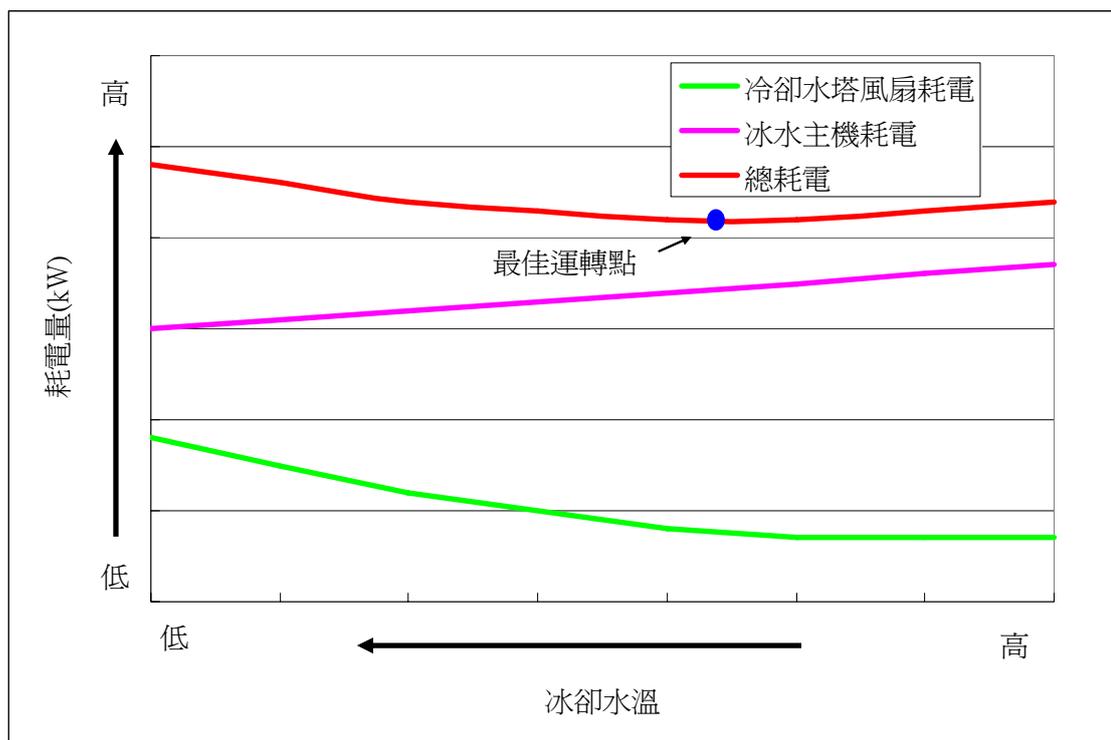


圖 6.3 冷凝溫度下降對於空調主機與冷卻水塔風扇之關係圖

(五) 適當地調整冰水主機冰水之設定溫度，每 1.0°C 會影響約 3% 之效率，如圖 6.4。

(六) 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，污垢會影響主機效率達 20% 以上。

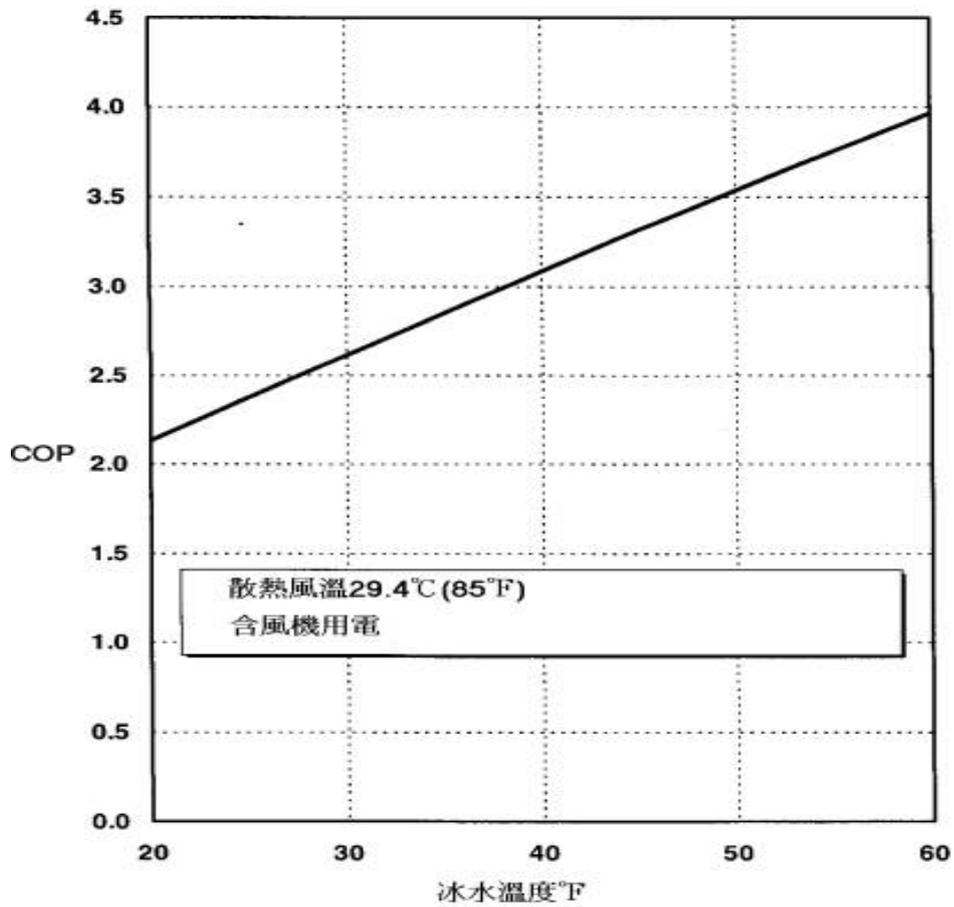


圖 6.4 氣冷式主機效率與冰水溫度之關係

(七) 利用負載控制器(Load Controller)適當地調配冰水機組運轉台數來適應空調負載變化，使每部主機在最佳效率下運轉，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，如圖 6.5 所示。

壓縮機容機之控制

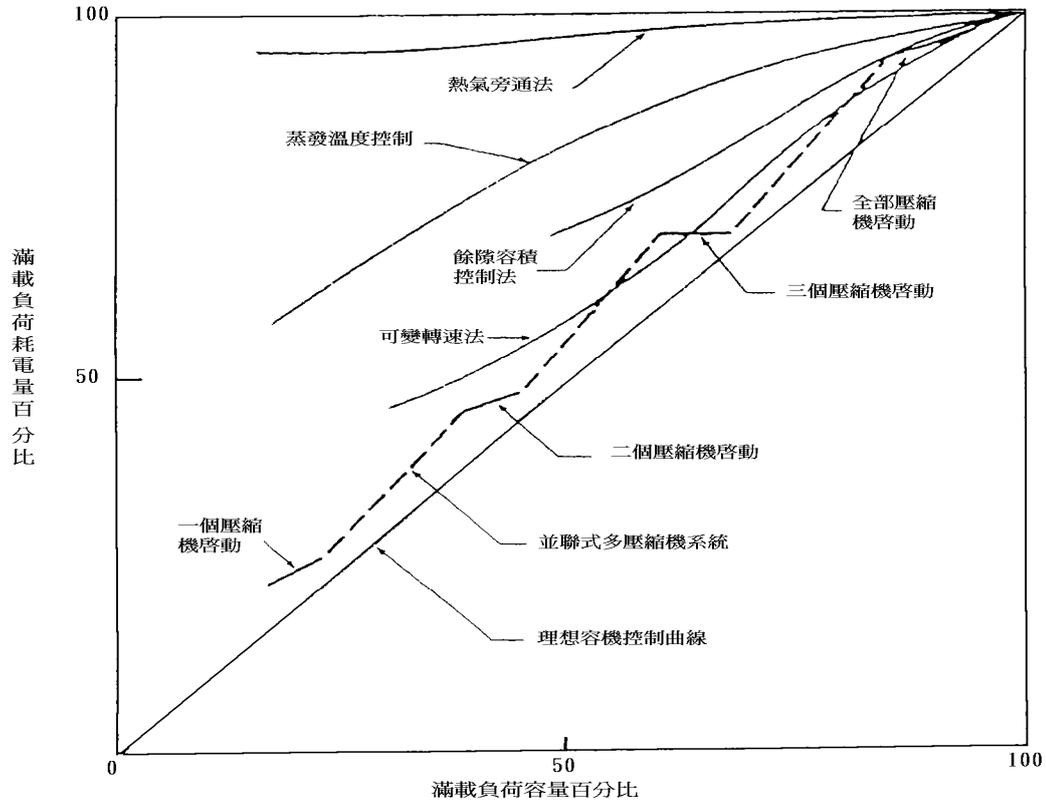


圖 6.5 適當空調容量控制減少空調耗能【8】

二、箱型冷氣及分離式冷氣主機節能

- (一) 選購高 EER 值箱型冷氣機，政府法規最低標準的 EER 值，如下表 6.3 箱型冷氣機能源效率比值標準對照表。依室內大小及隔熱效果選擇適當容量(噸數)，辦公室每 6~7 坪約需 1 冷凍噸(相當 3,024 kcal/h 或 12,000 BTU/h)，選用的冷氣機冷凍噸太大，壓縮機會頻繁啟動，比較耗電，而且減損壓縮機壽命。

表 6.3 箱型冷氣機能源效率比值標準對照表【11】

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/Hw(BTU/hW)	能源效率比 (EER)	
氣冷式(消耗電功率 大於 3kW)	2.44(9.68)	2.84	民國九十一年 一月一日
水冷式	3.17(12.58)	3.69	

註：1.冰水機能源效率比值(EER)=冷卻能力(kcal/h)除以規定試驗之冷卻消耗電功率(W),

2.1 RT(冷凍噸) = 3024kcal/h。1BTU=0.252kcal/h

3.3.詳細內容見經濟部公告，網址：www.moeaboe.gov.tw

(二) 選購高 EER 值窗型冷氣機，EER 值愈高，則冷氣機愈省電，一般而言提高 0.1，就可節約 4% 冷氣機用電。節能標章氣冷式冷氣機 EER 值比國家標準高 10%，比分離式冷氣機高 15%，省電效率佳。如下表 6.4 氣冷式冷氣機節能標章能源效率比值對照表。

(三) 每二週清洗空氣過濾網一次，空氣過濾網太髒時，容易造成電力浪費。

表 6.4 氣冷式冷氣機節能標章能源效率比值對照表【11】

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	總冷氣能力		型式	能源效率比 值(EER) Kcal/h·W (BTU/h·W)	能源效率 比(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	民國 九十 一年 一月 一日
	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	
	高於 3,550Kcal/h	高於 4.1kW	一般型式、 變頻式 (60Hz)	2.24(8.89)	2.6	
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 3,550Kcal/h	高於 4.1kW	一般型式、 變頻式 (60Hz)	2.35(9.32)	2.73	

註：1.能源效率比 EER 值之定義為： $EER(kcal/hW)=總冷氣能力(kcal/h)/有效輸入功率(W)$

2.資料來源：節能標章網址：www.energylabel.org.tw

三、變頻冰水主機節能

一般商業大樓的空調系統用電約佔總用電量的 40-50%，而冰水主機為中央空調系統的心臟，其消耗的電力約佔中央空調系統耗電量的 60%。因此，若能提升冰水主機的能源使用效率，在改善中央空調系統節省能源，降低用電量將有可觀的助益。由於一般空調設計是根據最高外氣溫度條件下與室內負載計算出尖峰空調負荷來決定設備容量，使得主機大部份時間都在部

分負載的狀況下運轉。傳統的離心式冰水主機是透過導流葉片來調節冷凍能力，雖然在部分負載運轉時，壓縮機的耗電會有所下降，但是運轉效率也會大幅降低，相當浪費能源。

應用於離心式冰水機的變頻驅動裝置是透過一種可調頻率裝置，調整離心式冰水主機 3 相、60 赫茲電流的頻率，來控制交流馬達轉速的裝置和最佳化壓縮機導流葉片的開度，使主機在各種負載狀況下，尤其是部分負載運轉時，亦可保持較佳效率。

變頻冰水主機主要是靠改變馬達的轉數來達到節約能源的效果。同時也可減少冰水主機起停次數、緩啟動、延長馬達壽命，使冰水主機較安靜的運轉。許多人認為冰水主機變頻的節能效果，是依實際所需容量來調整馬達轉速，以風扇相似定律耗電量與馬達轉數 3 次方成正比，與風車變頻節能的結果是一樣的。但這些說法是沒有考慮到冷凍系統的特性，冷凍系統中即使主機實際所需容量下降，若冷媒高低壓差未能改變，也就是壓縮機所提供的揚程無法隨之下降，亦即冷卻水溫無法降低或冰水溫度無法上升，則主機馬達轉數是不允許進一步下降的。因此變頻離心式冰水主機節約能源的效果受限於壓縮機所提供的揚程可以降低的幅度，因此在一般實際使用狀況下，若冷卻水溫可降低，則變頻離心式冰水主機的節能效益是非常可觀的。

6-2 冰水系統

圖 6.6 所示為變流量冰水控制系統示意圖，冰水側設計一次冰水泵、負載端（冷卻盤管）設計二次冰水泵，一次與二次冰水泵間以共通管連接，一次冰水泵採定流量設計、二次冰水泵則採變流量設計，各冷卻盤管之冰水管分別設置二通控制閥(比例式控制閥)來控制冷卻盤管之需求冰水量。當負載端負荷降低時，控制閥直接對冰水節流，冷卻盤管因冷氣負荷降低而剩餘之冰水量，可以支援其他冷卻盤管或經由共通管旁通流回冰水回水端，此時區域泵浦耗能隨冷氣負荷降低而減少，二次冰水泵馬達之耗能將隨冷氣負荷之

降低而大幅減少。可用水壓(或溫度)控制二次側之送水量，如負載低時減少開啟二次泵之數量，節約泵浦運轉之耗能。負載處(如風機盤管)以二通閥控制流量，不需旁通管路，只送所需之冰水量至盤管，二通閥之開啟度依盤管之出水水溫而定，當閥關小時水流阻力加大，經控制系統使二次泵減少送水量，如此達到最佳之節能效果。

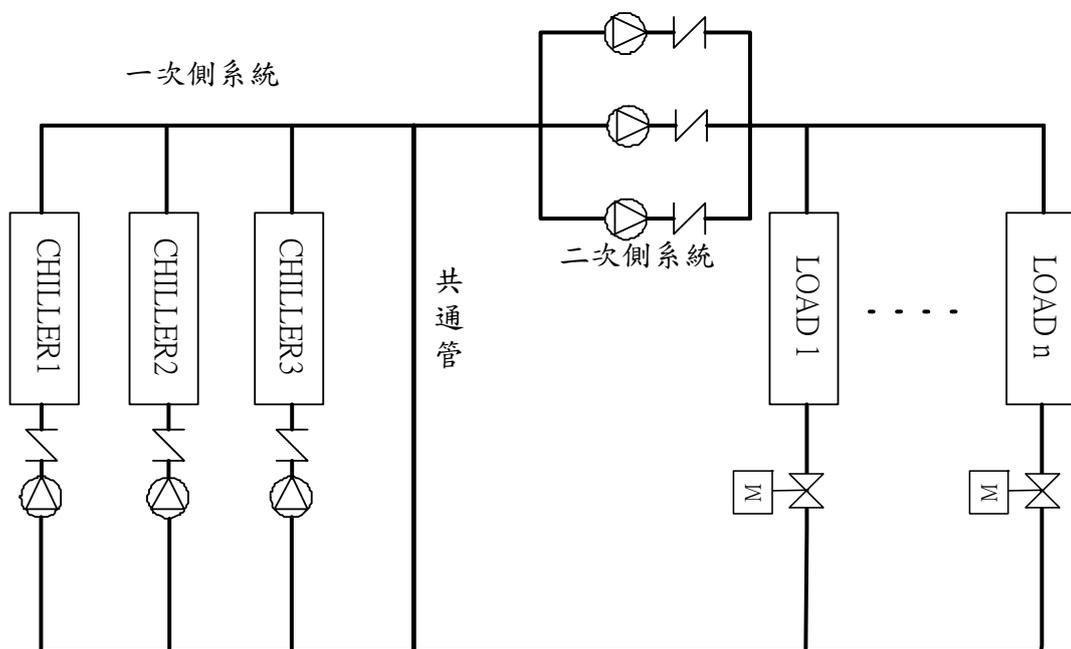


圖 6.6 可變流量冰水管路圖

理論上離心式泵浦傳遞一個速度給流體，而且將速度能轉換成壓力能，因此泵浦之變頻效益可由泵浦相似定律而定，相似定律關係來表示如表 6.5 所示。此定律能用下列的規則的方式來描述其相似性，流量（容量）的變化與旋轉速率 N 成正比，壓力的變化與旋轉速率的平方成正比，動力的變化與旋轉速率的三次方成正比，因此當泵浦轉速改變時，其動力隨轉速成三次方變化，在滿足設定條件下，適當的改變泵浦轉速可達到有效的節能效應。

表 6.5 泵浦相似定律【7】

功能	速度
流量	$Q_2 = Q_1 (N_2 / N_1)$
壓力	$H_2 = H_1 (N_2 / N_1)^2$
動力	$P_2 = P_1 (N_2 / N_1)^3$

針對冰水管路及泵浦之間變頻之關係，應先了解冰水系統管路之負載特性，冰水循環系統(chilled water hydronic system)一般係由管路、閥件、設備(如熱交換器、空調箱、蒸發器等)所組成，系統曲線為設計的管路系統中，流體在特定流速下所需要的系統壓力和特性。為了產生一個特定流量，系統壓力一定要克服管路磨擦損失，包含管內的表面磨擦、管配件、控制閥、流體流動的黏滯性。一般這條曲線是拋物線狀，壓力損失與流量的平方成正比，如圖 6.7 所示【7】。

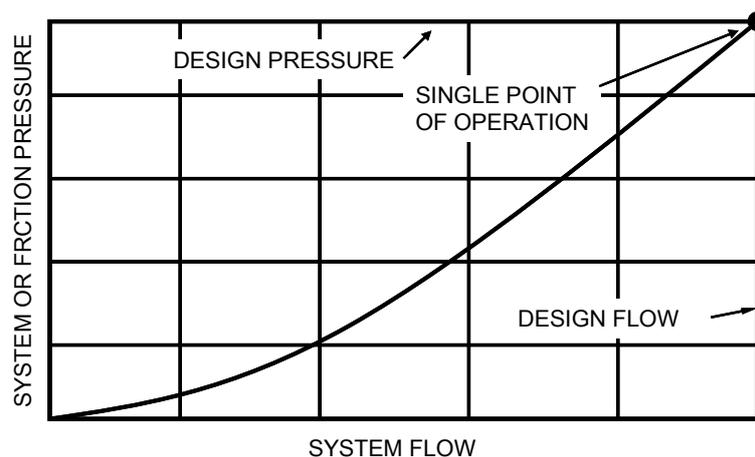
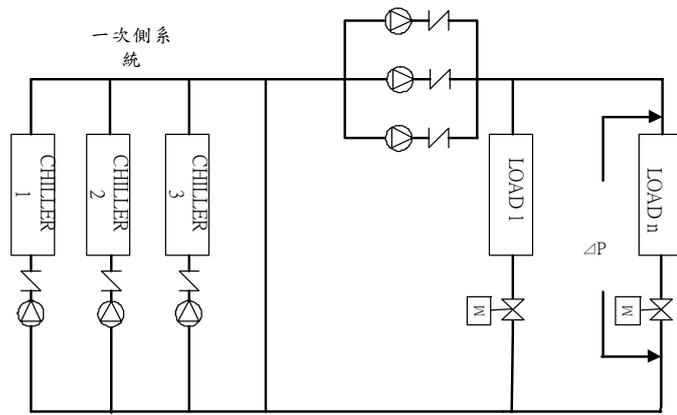


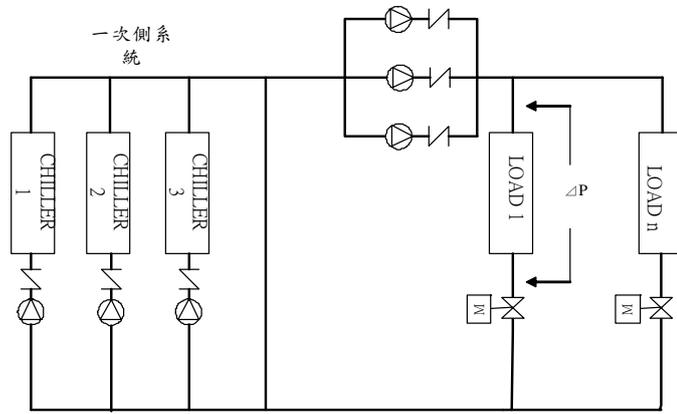
圖 6.7 冰水循環性能曲線

利用壓差控制技術調整負載側供水泵浦運轉狀態，確實可降低泵浦的耗能，若深入探討變速泵浦節能的原因可發現，當負載側調節閥隨著室內負載改變開度的同時，管線內壓力隨即產生變化，倘若利用管線系統中某管段間的壓差變化做為泵浦轉速控制參數，可以反應出系統實際的揚程需求，常態之泵浦變頻壓差設定點如圖 6.8 所示，當室內負載減輕時，調節閥開度轉小，使系統曲線由曲線 A 向左偏移至曲線 B，如圖 6.9 所示，若泵浦仍保持相同的轉速 RPM_A 運作，壓差感測器測得壓力上升，透過控制迴路主動調降泵浦轉速至 RPM_B ，使泵浦出入口壓差能回復至設定值，而流量也由 Q_A 調降至 Q_B ，泵浦在調降轉速後依然能夠提供系統足夠揚程，且在控制流量輸出同時，變轉速運轉也可維持泵浦運轉效率在較高的狀態。

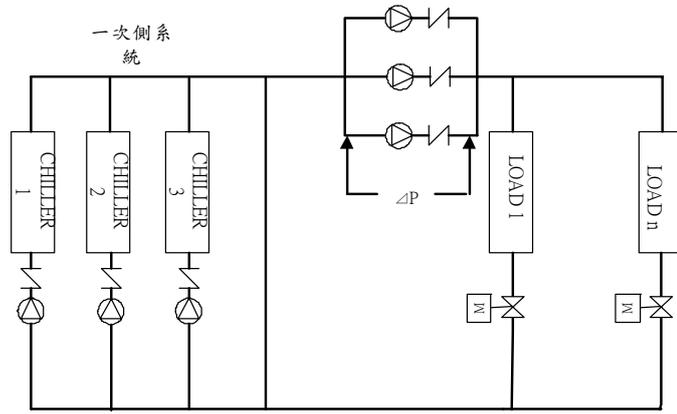
遠端壓差控制如圖 6.8 所示，利用最遠端空調箱壓差控制泵浦轉速，就設計上以泵浦之提供揚程能滿足最遠端空調箱之壓差(一般設計考慮一定之裕度為 1kg/cm^2)，圖 6.8(A)之遠端壓差控制可取得最佳之節能效益，但在施工及後端維護上最為困難。近端壓差控制如同遠端壓差控制，但將壓差計放置於最近端之空調箱壓差端，冰水進出口壓差設置為將壓差計設置於泵浦進出口端，為三種設計中最為耗能的，但其優點是設置簡單且施工及後端維護簡單，且裝置成功率較高。



(a)遠端控制



(b)近端控制



(C) 泵浦進出口

圖 6.8 二次側變流量壓差點

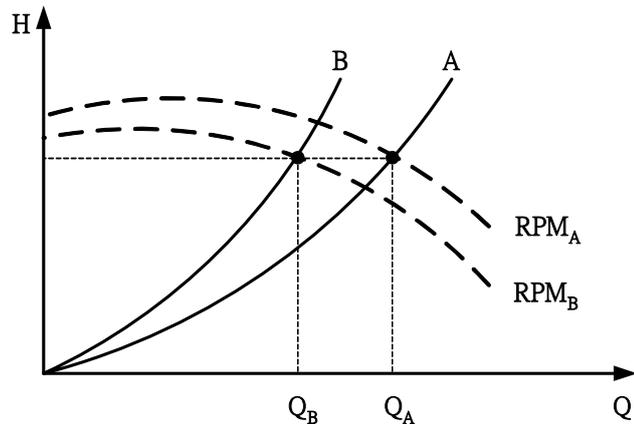


圖 6.9 壓差控制 H-Q 曲線圖【4】

6-3 空氣側系統

一、送風機節能技術

空氣側的品質非僅由空調箱及送風機就能決定，其系統設計及控制策略亦為重要關鍵，以提供均衡的風量及維持空氣的衛生與健康條件。空氣系統之耗能甚大，其裝置之電力可達空調總裝置電力之 25%，但是，因其運轉時間長，故其實際耗電比裝置比例大，不得不給予重視。簡單而言，可將空氣系統分成兩種來討論，其一為送風機類型如圖 6.10。

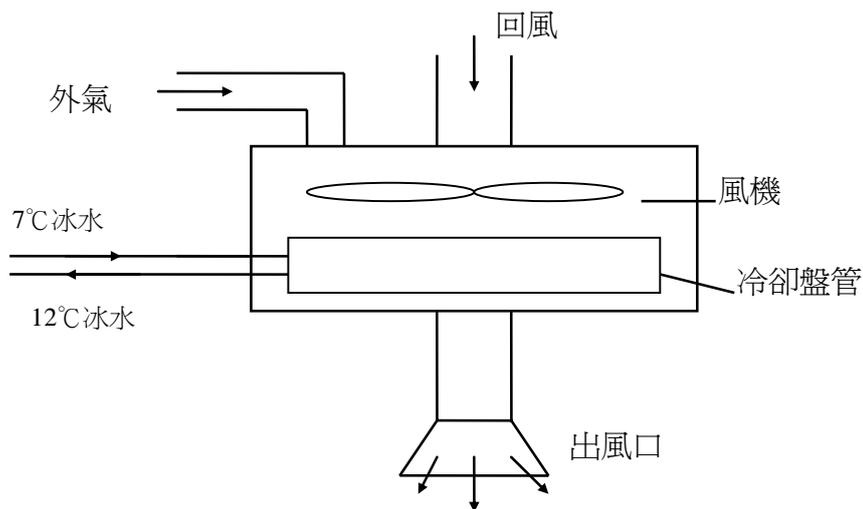


圖 6.10 風機盤管內主要有一個風機和一個盤管

如上圖 6.10 所示，風機盤管內主要有一個風機和一個盤管，風機為送風之動力，而盤管為熱交換器。風機盤管設置在室內牆角或置於天花板上，由主機房冰水主機所產生之冰水經送水系統將冰水送至風機盤管，流入盤管，風流經盤管而被冷卻產生冷氣效果。盤管應設有外氣口，另以風管送外氣至室內，對風機盤管而言，其送風距離短，外氣一般而言只有送風量之 20%，故使用風機盤管會有較低之送風耗能。對風機盤管而言，其節約能源之潛力有兩方面：

- (一) 依需要或用溫度來調節冰水量，以節約冰水泵之耗能。
- (二) 一般而言，風機盤管之風車有三速控制，可用約 50%、75% 及 100% 之風量操作以節約能源，為了節能，搭配變頻馬達可裝置無段變速控制，最佳為 30-100% 風量之控制，如此不但可節約能源，並可增加空調之溫度及舒適度控制效果。

另一種常用的空調送風系統為空調箱系統，簡單而言冰水主機所製造的冰水不直接送到室內，而是送到每層樓(或兩層以上共用一個機械房)的空調箱，由空調箱將空氣冷卻再送回室內。這種空調方式的優點為：

- (一) 空氣較集中處理，可獲得較佳之空調品質，如溫濕度控制、清淨度等。
- (二) 設備集中，較易維護。其缺點為風管較長，送風耗能大。解決耗能的方法為使用 VAV 空調系統，其可節省大量的送風耗能。

如前所述，單以控制冰水流量無法有效節約能源，而送風之相當全負載時間幾乎是冰水主機之兩倍，如能將之送風量減少，與主機容量配合就可減少一半以上之送風耗能，即所謂之可變風量(Variable Air Volume, VAV)系統。

VAV 系統流量的監控如圖 6.11 所示【8】，在系統中用溫度和壓力的感

測器 (Sensor)，偵測風管內溫度及壓力的改變，然後將訊息傳給接收控制器 (Receiver controller)，以控制風門和風扇的進氣量及冷盤管的冷水量來節約能源。其詳細控制程序如下：

- (一) 冷房內恆溫器感測到室溫升高時，驅使 VAV 終端箱將風門開啟的範圍加大，以讓更多的空氣進入室內。
- (二) 由於風門大開，流出主風管之流量大，造成風管內空氣靜壓降低。接收控制器 RC2 獲得壓力訊息後便控制風扇的轉速，以增加空調箱空氣的吸入，補充負荷增加所需要的冷空氣。
- (三) 在 (二) 動作的同時，接收器 RCI 因感測到風管內溫度升高所傳來的訊息，一方面打開風門 D4，D5，D6 開啟的程度，另一方面則參考戶外的溫度，重新調整並由冰水機供應較多之冰水量，以適時降低空氣溫度。

VAV 終端箱之設計有多種類，以 VAV 的功能而言，可由圖 6.12 作簡略的說明，圖 6.13 為另一種設計，增加一風機以提高室內空氣之流動量。其之設計要點為變化送風量來控制室溫，室內溫度計所量測到的溫度與設定溫度作比較，室溫較高時將擋板開度加大，提高冷氣效果，反之將擋板開度關小。由於在此系統中，分別於室內及風管內設置溫度感測器，因此可依據不同空間的冷房負荷作調節用，以達到多區域(Multi-zone)溫度控制的要求。可變流量式的空調系統在元件上多了一些溫控及控制流量的風門，構造上顯然比單區域式的複雜，所以造價也稍高。但由於它的節能效果與較佳之空調品質，因此是一種較前瞻性的系統，在美國已是市場之主流之一。

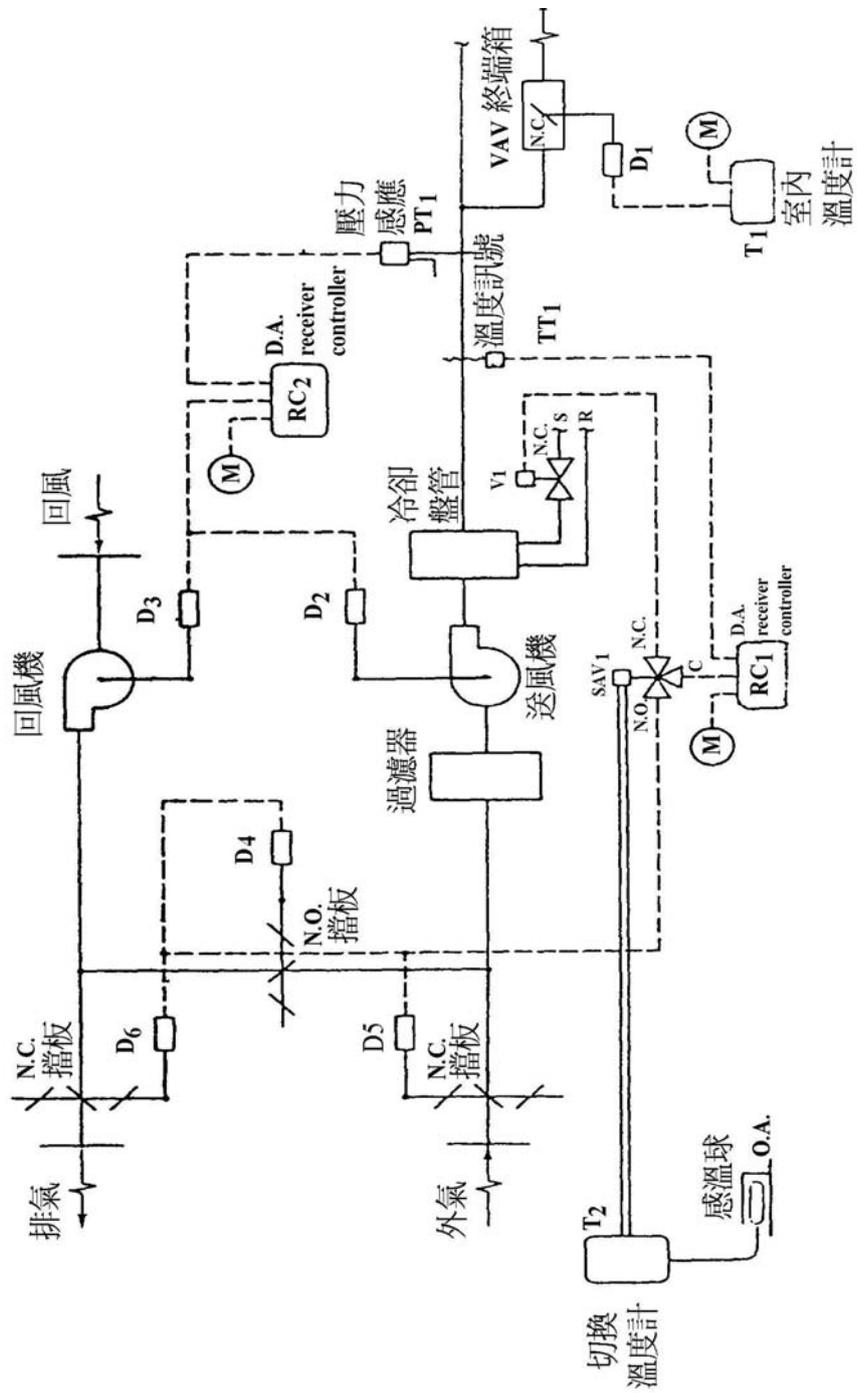


圖 6.11 VAV 空調系統之控制流程圖

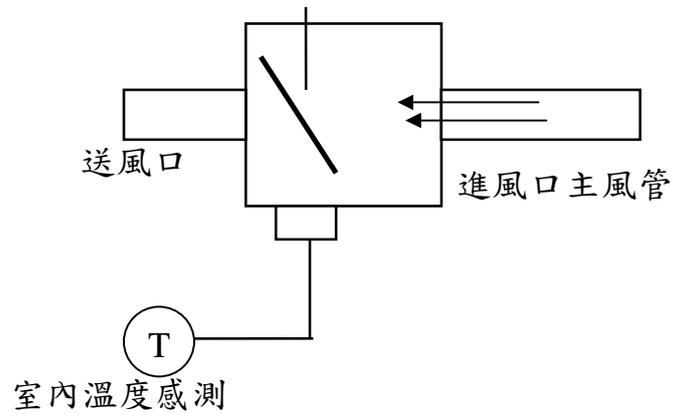


圖 6.12 VAV 終端箱之設計

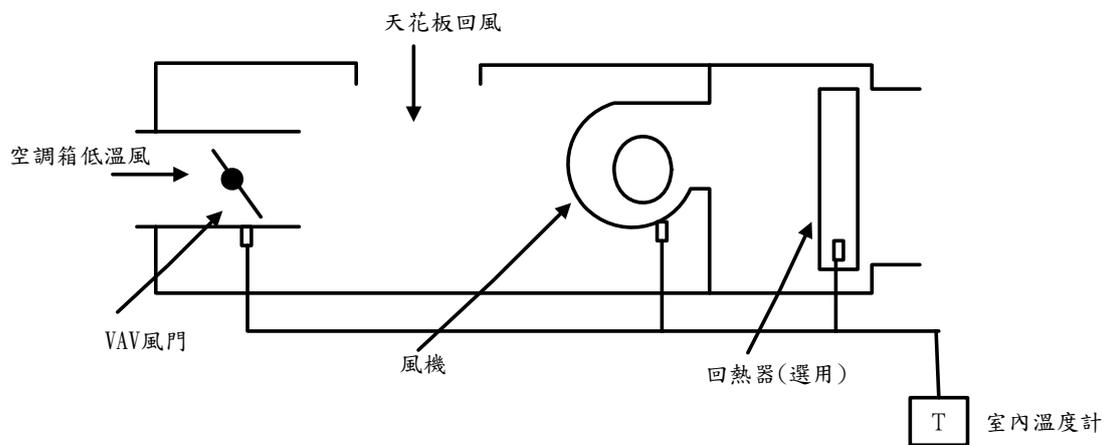


圖 6.13 以風機提升室內空氣流動量之 VAV 終端箱

二、外氣冷房技術

外氣與室內空氣之熱值(熱焓)差異很大，外氣在 32°C 70% RH 時，其之熱焓為 20.6 kcal/kg，室內空氣在 26°C 50% RH 時，其之熱焓為 12.6kcal/kg。尤其是夏季之尖峰，室內外空氣的熱焓之差異更大，引入外氣會造成很大的負載，甚至高達 30%之多。為了節約能源，美國 Ashrae(冷凍空調學會)在 1973 年訂定了 62 號標準【8】，隨後幾年陸續修定了 62 號標準，如後表 6.6。

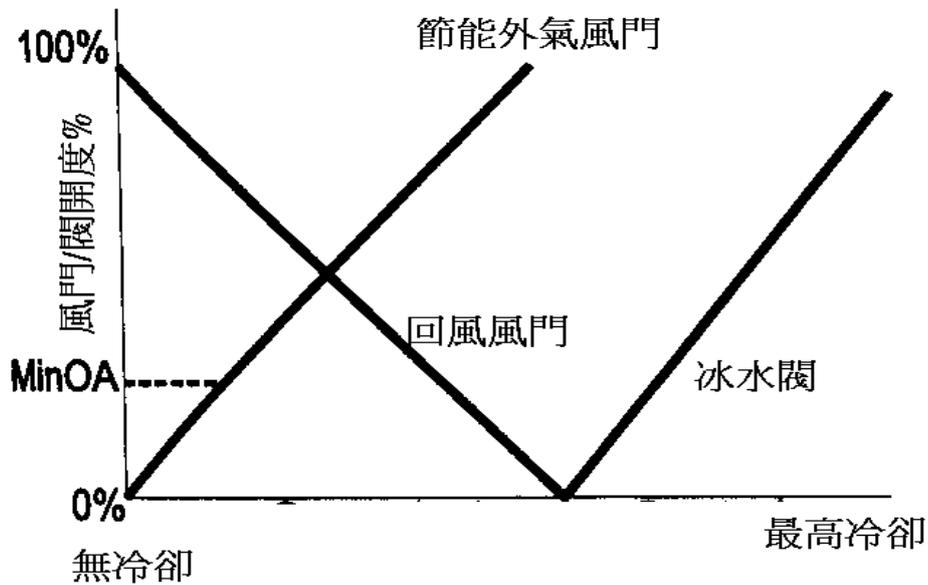
對於有較大空調負荷之內週區，或內部空調負荷大之建築，在換季甚至在冬季時內週區尚需空調。在這種情況下可考慮用低溫外氣以提供空調，其調節如圖 6.14，其可行性分析如下(參考本冊所附之濕空氣線圖，圖 6.15)：

- (一) 室內之空氣為 22°C、60%，其之熱焓約為 48kJ/kg。
- (二) 室外之空氣為 16°C 70%，其之熱焓約為 38kJ/kg。
- (三) 室內外之焓差約為 10kJ/kg。
- (四) 1000m³/hr 外氣量可提供之冷氣為

$$1000 \text{ m}^3/\text{hr} \times 1.2\text{kg}/\text{m}^3 \times 10\text{kJ}/\text{kg} = 12000 \text{ kJ}/\text{hr} = 3.3 \text{ kW}。$$

由上可見 1000 m³/hr(CMH)之外氣可提供之空調約一個冷凍噸 (~3.5kW)，故外氣冷房在有適當條件下視為可行，其之設計需考慮兩點：

- (一) 台灣地區之濕度高，不能如國外只用溫度作為外氣冷房之切換，需同時考慮溫濕度，計算焓值與設定值作比較。
- (二) 一般之外氣約佔總送風量之 20%，故送風管皆不大，若用外氣冷房則需將外氣管加大，才会有足夠之外氣。



外氣冷房節能控制

圖 6.14 外氣冷房之節能控制

表 6.6 ASHRAE 62 號標準外氣換氣量

場所	1973(cfm/人)		1989(cfm/人)	2002(cfm/人)
	最小	推薦	最低外氣量	最低外氣量
餐廳	10	15-20	20	10
酒吧雞尾酒廊	30	35-40	30	9
旅館會議室	20	25-30	20	20
辦公室	15	15-25	20	17
辦公會議室	25	30-40	20	20
零售店	7	10-15	0.2-0.3 ^b	16
美容院	25	30-35	25	25
舞場	15	20-25	25	21
觀眾席	20	25-30	15	8
戲院大廳	5	5-10	15	10
候車室	15	20-25	15	15
教室	10	10-15	15	13
病房	10	15-20	25	25
住宅	5	7-10	0.35 ^c	0.35
吸菸室	-	-	60	60
註	a. 10 cfm = 5 L/s b. 本值單位為 cfm/sqft 地板面積 (1 cfm/sqft = 5 L/s sq m) c. 住宅通風換氣單位為：cfm/人(1973)，每小時換氣次數(1989、2002)			

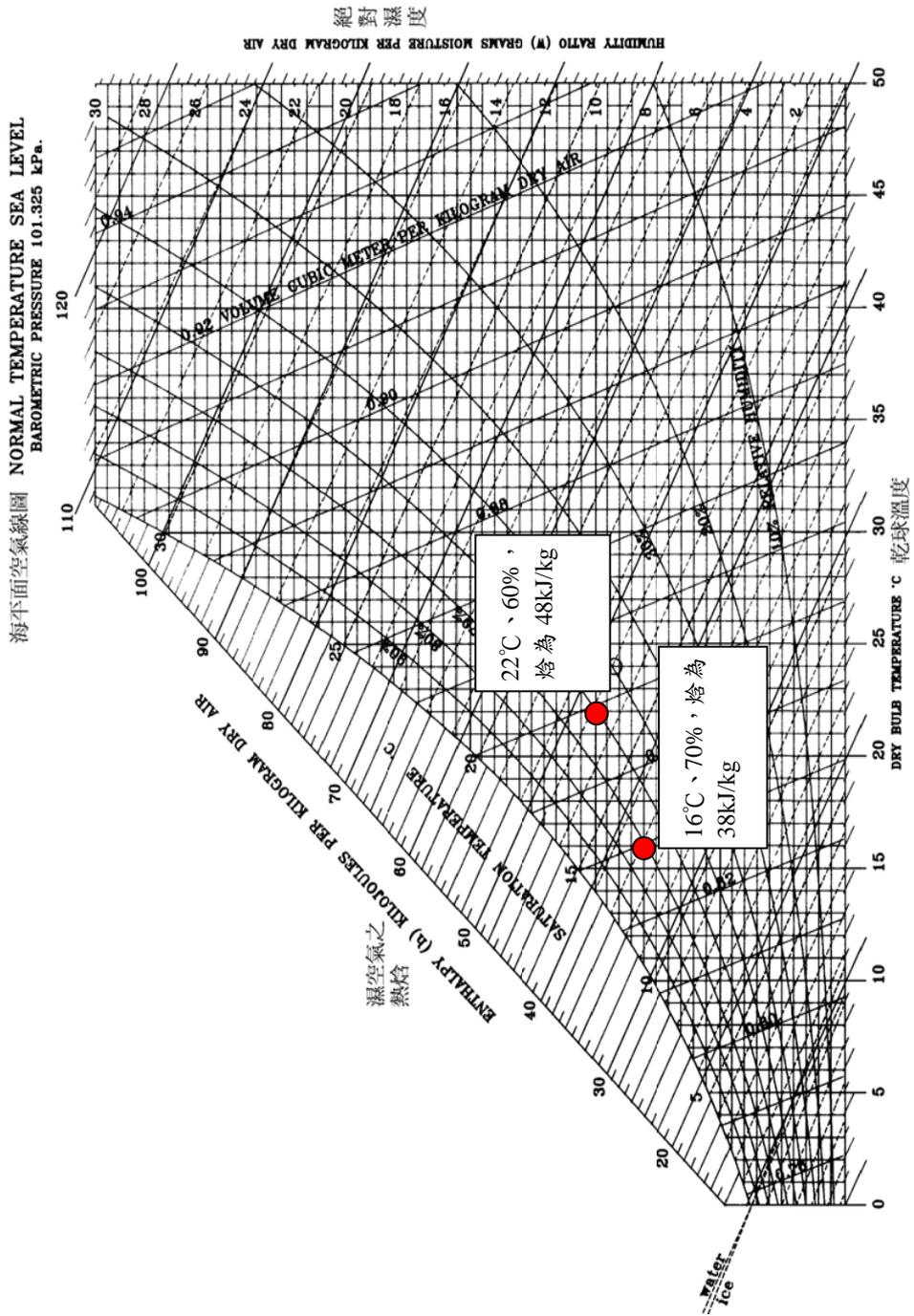
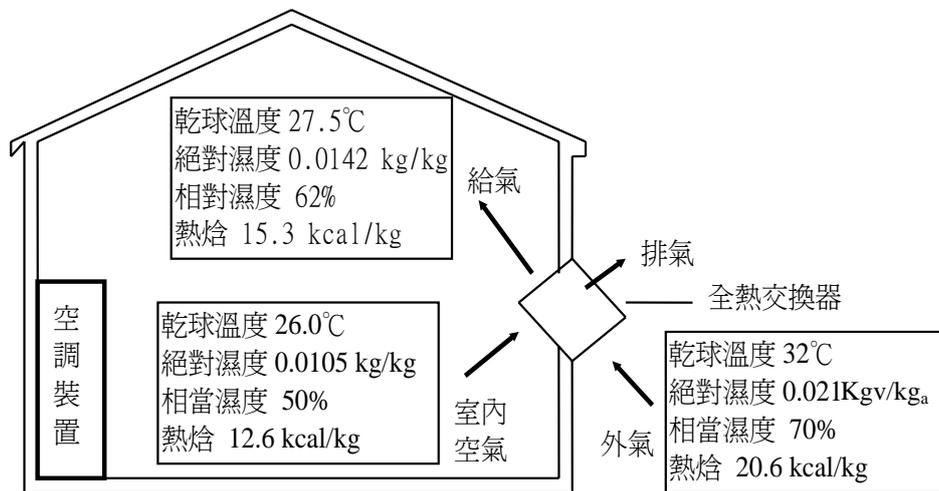


圖 6.15 海平面之濕空氣

三、全熱交換器節能技術

室內與室外之空氣有很大之熱焓差異，如圖 6.16 所示，在同時引入新鮮空氣與排氣時，若能使兩股氣流進行熱(或焓)交換，可節約大部份的外氣負荷。圖 6.16 為一個熱回收之設計例子，用一個全熱交換器，使外氣進入室內前將其溼氣與熱吸收，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，可將外氣之焓值自 20.6kcal/kg 降至 15.3kcal/kg，節約 70% 之外氣耗能。若排出之廢氣有影響室內空氣品質時，則勿使用全熱交換器，可使用顯熱交換器來節約能源。



交叉流式全熱交換器之應用

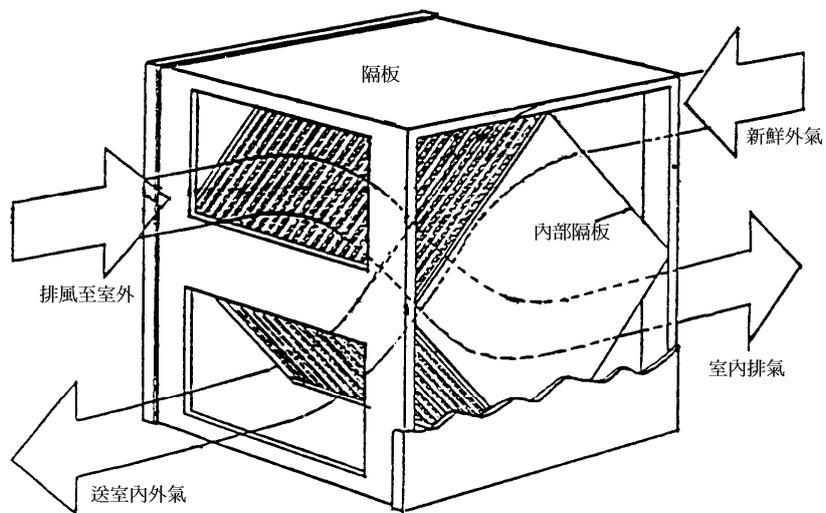
圖 6.16 用一個全熱交換器，使外氣進入室內前降溫降濕

所謂全熱即是以熱焓計算之熱值，或為顯熱(溫度變化)與潛熱(濕度變化)之總和。而全熱交換器即為焓之交換器，除了顯熱交換之功能外，其並有吸收或吸附濕氣之功能，會把濕空氣中的水蒸汽吸收。反之，若流經之空氣為較乾空氣，全熱交換器內表面之蒸汽壓比乾空氣高時，則水份會蒸發進入此較乾之空氣，隨乾空氣流出。

如圖 6.17 所示，全熱交換器基本上有兩種，一為靜態之交叉流式，另一為轉輪式，操作原理及應用可簡述如下：

- (一) 靜態交叉流式之全熱交換器內有許多平板之流道，以隔板與密封裝置將兩股流分開在每個平板之兩側，流向為交叉方向。平板多以可滲透之纖維製成，一邊吸收之水就可以滲透到另一邊讓另一股流帶出全熱交換器。這種設備本身不須有動力，維護簡單，為其主要優點。
- (二) 轉輪式顧名思義，需用一個小馬達造成這種蜂巢輪之轉動，蜂巢內為無數平行之小通道，形成很大的交換面積。轉輪上需有裝置將之分成兩側，外氣流經一側，其之熱量與濕氣有一部份被吸收在轉輪裡，已達飽和之部份持續的轉到另一側。較低溫及低濕之排氣流經另一側，將熱量與濕汽自轉輪帶走，達到吸熱吸濕能力再生之效果。

轉輪式之優點為交換效率高，適用於較大型或外氣集中處理之系統如用於中央空調之空調箱。全熱交換器可與小型空調系統配合使用，圖 6.18 及圖 6.19 為其應用安裝之例子，可以達到節能又維持高新鮮空氣之目的。



靜態交叉流式全熱交換器

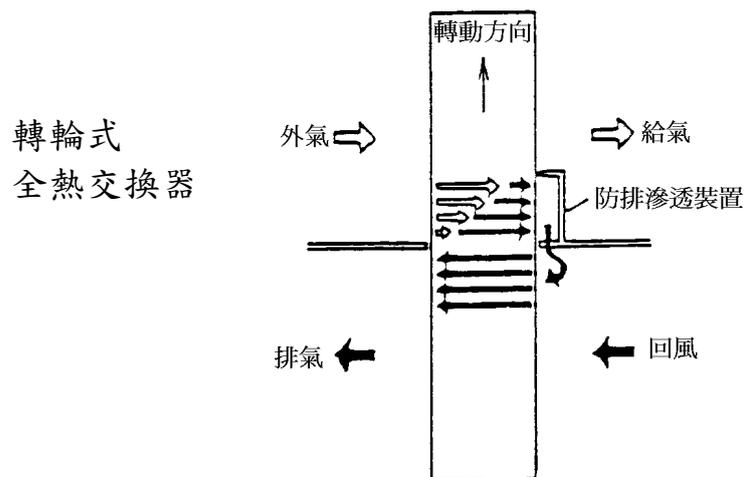


圖 6.17 兩種全熱交換器，靜態交叉流式與轉輪式

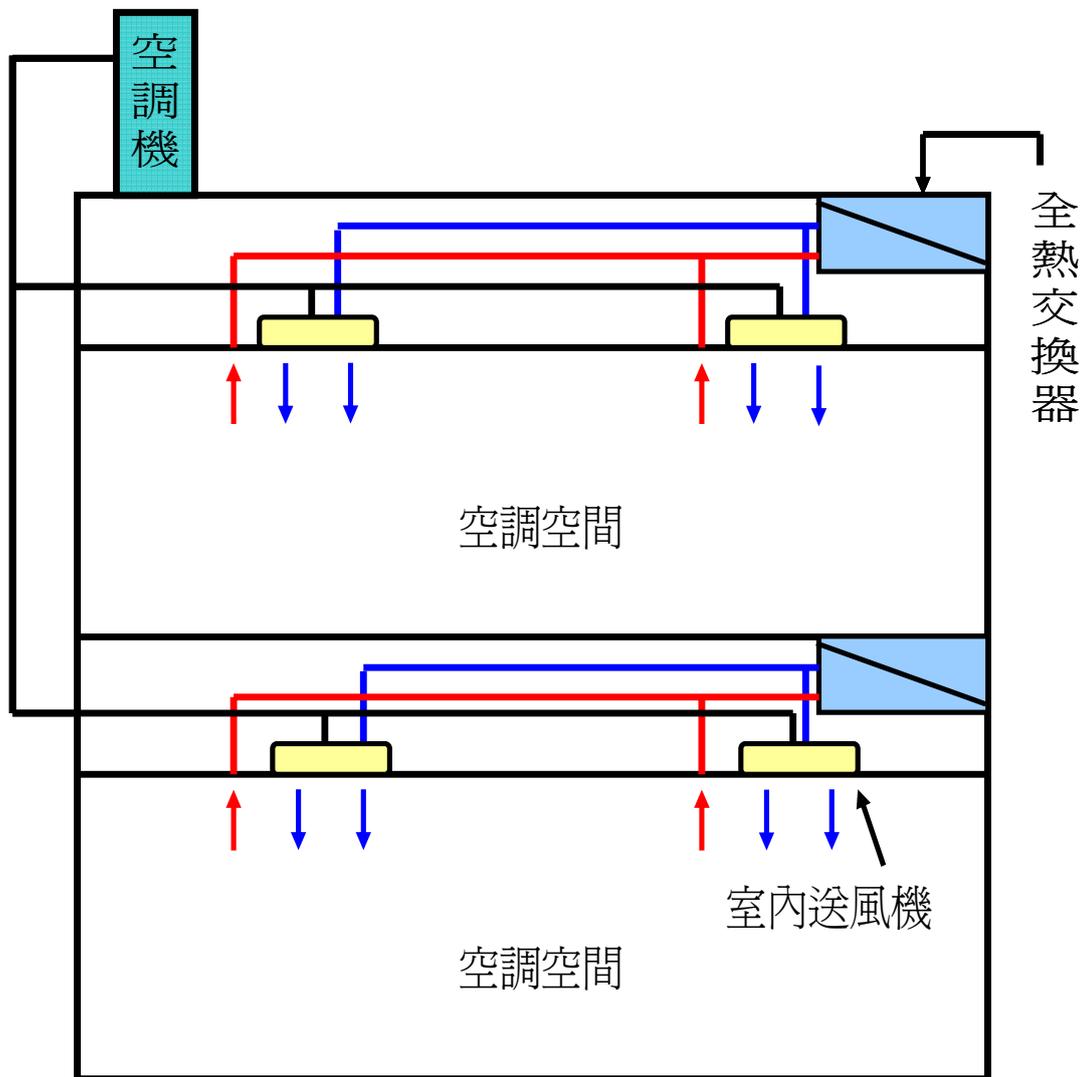
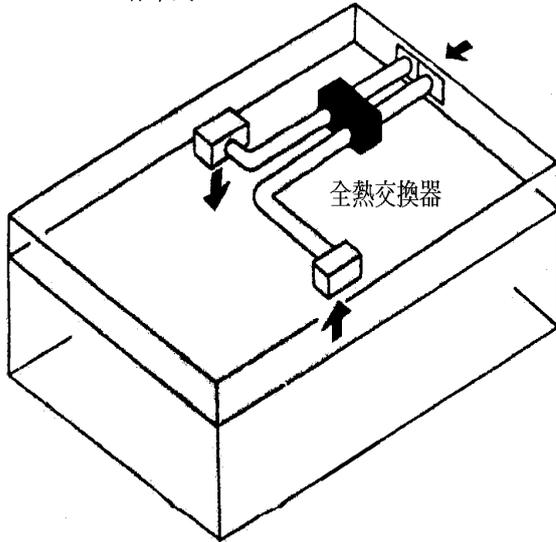


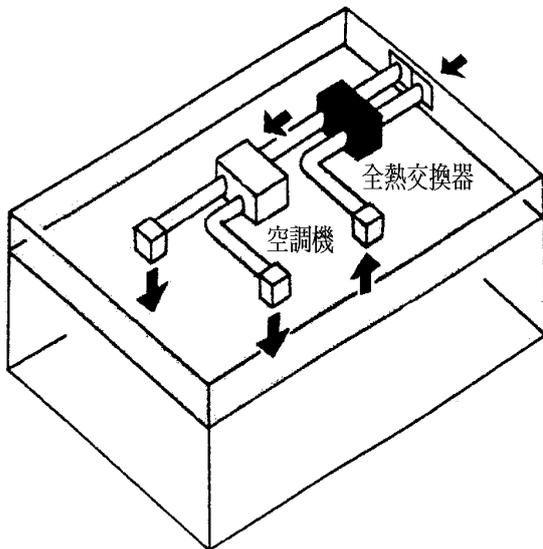
圖 6.18 全熱交換器可與小型空調系統配合使用【8】

全熱交換器之 配置方法

• 標準式



• 間接式



• 直接式

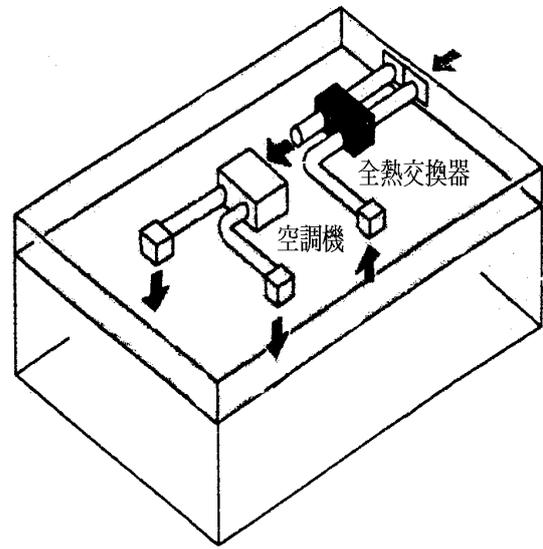


圖 6.19 全熱交換器安裝之例子【8】

6-4 冷卻水塔

冷卻水塔之動作原理主要是利用水與空氣進行蒸發式冷卻，產生冷卻效果降低冷卻水的溫度，因此其散熱之動作與大氣中水份的含量有關，濕球溫度為空氣在該溫度下之絕熱飽合溫度，濕球溫度物理意義為空氣在絕熱過程中，空氣與水進行熱量與質量上之傳遞，當空氣相對濕度到達 100% 狀態下之溫度，因此可視為空氣藉由蒸發式冷卻下，具有最低能降低冷卻水之溫度的能力，因此就水塔的設計上，其設計容量是以空氣中之濕球溫度為 28°C 時所能產生之冷卻噸數為設計，但隨著外氣之溫度及相對濕度隨時改變之狀態下，冷卻水塔之散熱噸數亦隨濕球溫度改變，當外氣濕度溫度低於設計濕度溫度時，水塔之散熱噸數隨之增加，相反的當外氣濕球溫度高於設計之濕球溫度時，水塔散熱噸數隨之減小。

考慮冷卻水所需之散熱噸數隨主機之負載變化而增加或減少，但水塔風車無論在何種空調負載狀況下，冷卻水塔容量僅遵循外氣之濕球溫度產生變化，水塔風車並不會隨著主機卸載而卸載，特別在水塔常有較過大設計的狀況下，冷卻水塔常產生過大之耗能，因此導入水塔風車結合變頻之技術，可有效的降低冷卻水塔風車之耗能。

一般常見之冷卻水塔變頻主要為利用冷卻水塔進出水溫差對變頻器進行控制，如圖 6.20 所示，主要利用冷卻水塔之進出水溫度控制冷卻水塔風車轉速，其動作原理為由冷卻水塔之進出水溫度感測器感測進出水之溫差傳送至數位控制器(DDC)並進行演算，而後藉由變頻器(VSD)改變水塔風車供電之頻率使水塔風車改變其轉速來達到調節風量及減少風車耗能之效果，此類型的水塔風車變頻控制僅考慮冷卻水之進出水溫度差，亦即僅考慮主機負載率來控制水塔風車之轉速，但無法有效的反應到外氣濕球溫度對水塔散熱容量之變化。

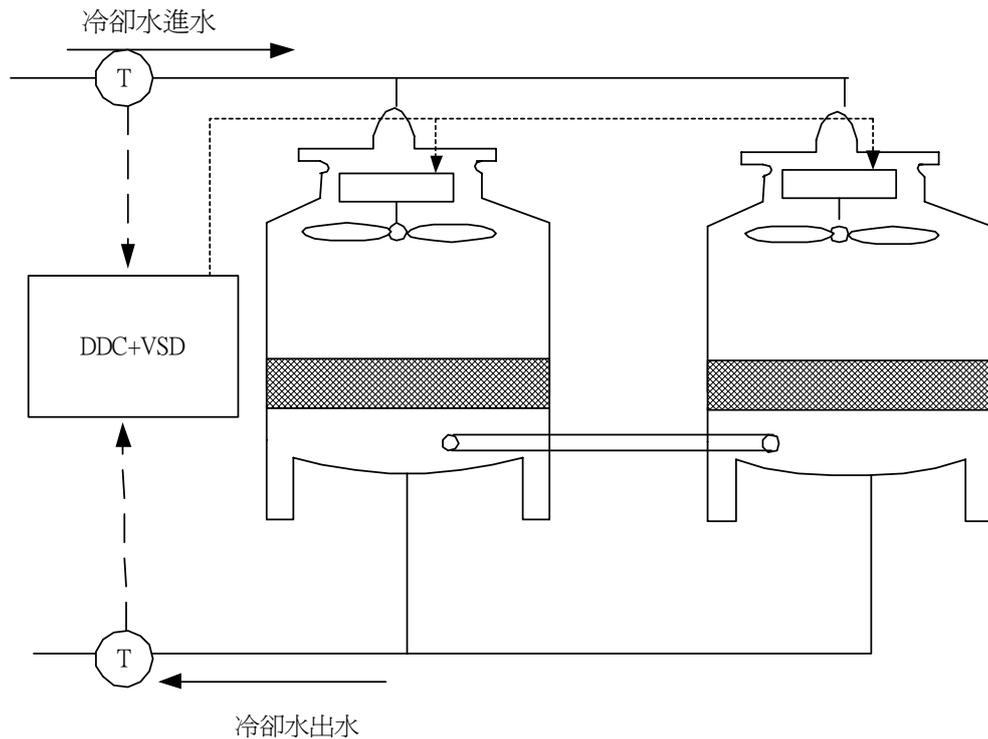


圖 6.20 典型之水塔風車變頻

圖 6.21 為結合濕球溫度之水塔變頻技術，在動作原理上主要考慮藉由冷卻水塔出水溫度及外氣濕球溫度之溫度差來進行控制，冷卻水塔出水溫度及外氣濕球溫度之溫度差稱為接近溫度，一般而言建議水塔之接近溫度為 3~5°C，藉由接近溫度來控制水塔風車之轉速可參考圖 6.22 之控制方式，當接近溫度超過 7°C 時，水塔以 60HZ 的全載進行運轉，當接近溫度為 3~7°C 時可由線性關係決定水塔風車之轉速由 30~60HZ，30HZ 為考慮變頻器最低可運轉頻率，當接近溫度低於 3°C 時一段時間後可考慮關閉水塔風車，不論採用何種水塔風車變頻設計，當冰水主機為螺旋式主機時，應避免冷卻水出水溫度低於 17°C，以免冰水主機因低壓過低而產生跳機。

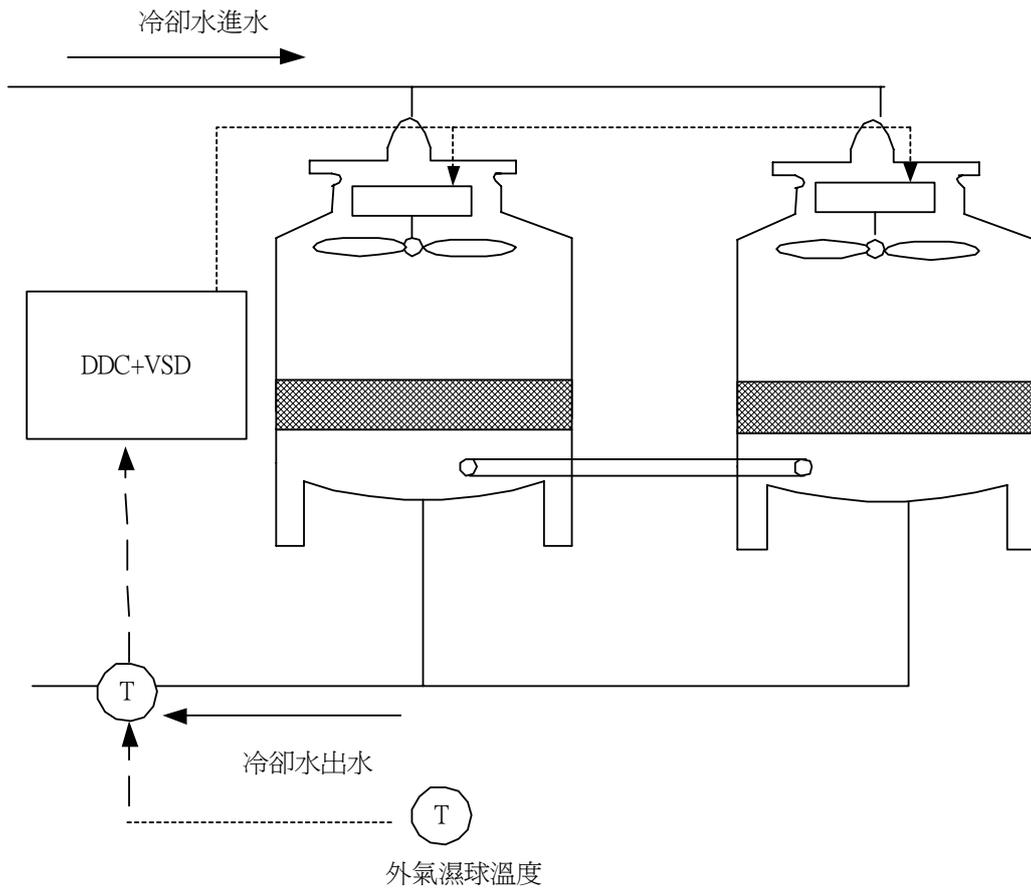


圖 6.21 利用接近溫度之水塔風車變頻控制

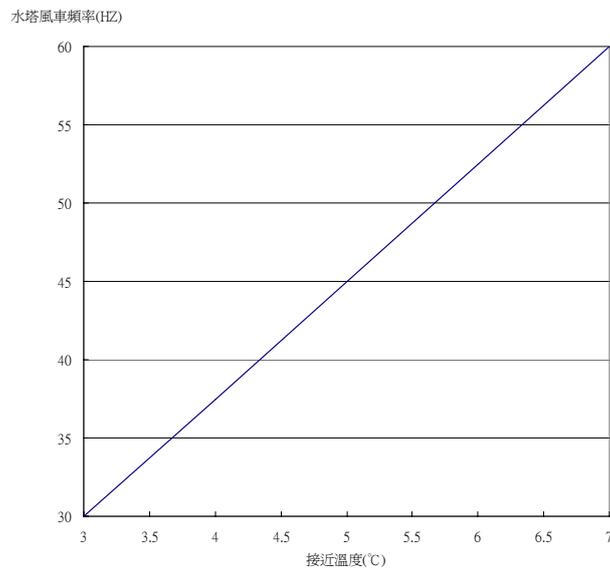


圖 6.22 接近溫度於水塔風車頻率演算法則

6-5 減少空調熱負荷

在台灣一般建築物的熱獲得主要透過傳導、對流、幅射、設備等方式進行傳遞，空調空間如能減少熱獲得，不失為節省空調用電的好方法。減少空調熱負荷之方法如下：

- 一、低 Envload 值，如屋頂內面加隔熱材，建築外牆用淡色塗料以降低太陽輻射熱之吸收，淡色塗料之輻射熱吸收率(輻射放射率， $\varepsilon \sim 0.4$)只有暗色($\varepsilon \sim 0.8$)之一半左右，多利用植栽及透水鋪面提升遮蔭效果，發揮蒸發冷卻功能以降低基地周圍氣溫。
- 二、降低太陽輻射熱，窗戶如開在南北面，則以內外遮陽手法減少輻射熱，例如採用建築外遮陽板或窗內面之百葉簾；使用高效率玻璃，例如具有波長選擇能力之低輻射 Low-E 玻璃或染色玻璃，以降低高熱能之陽光穿透量，但允許可見光進入室內以增加採光。
- 三、減少外氣的滲入，冷氣區域應與外氣隔離門窗應緊閉，以免冷氣外洩或侵入增加空調負擔。如大樓門口人員進出頻繁的情況下，可使用空氣窗簾〈Air Curtain〉來阻隔室內或室外空氣滲入，節省能源。
- 四、降低內部熱負荷，使用高效率燈具減少耗電，也降低熱負荷，辦公設備(電腦、影印機等)做好節能管理。

柒、節能案例

7-1 節能案例一

一、案例說明：

某電信機房空調由中央空調系統、箱型及分離式冷氣機提供，辦公室空調全部由中央空調系統提供，中央空調系統設有三台全密閉往復式雙壓縮機冰水主機，噸數分別為 30RT、20RT 及 15RT 等合計 65RT，冰水管路設置為一次側冰水主機系統，目前於中央空調冷氣量不足之空間設有直膨式箱型及分離式冷氣機搭配運轉，結果導致現場空調設置過於凌亂導致管理不易。

表 7.1 為設備設計效率總表，常態運轉之冰水主機為 30RT 及 20RT，15RT 為備載，若考慮常態運轉之主機群，整體冰水主機及水側系統設計之額定單位冷凍噸耗電率為 1.27 kW/RT，主機之設計單位冷凍噸耗電率為 1.02kW/RT 約佔 70%，為空調系統最主要之耗電，其次為空調箱約佔 12.2%之耗電。

圖 7.1 為機房空調系統冰水管路圖，冰水泵與冰水主機之設計為一對一之設計，冰水泵經由集水頭分成四支管路送冰水至現場，二支管路送往辦公室區，二支管路送往機房區。冷卻水塔配置主要利用二台 36.7RT 之冷卻水塔進行散熱，冰水主機端利用集水頭並聯二套冷卻水管路系統，由一台 7.5HP 之冷卻水泵同時提供主機冷卻水循環所需之揚程及散熱所需之冷卻水流量。

機房空調箱計有落地式箱型空調箱及吊掛式空調箱二種型式，利用二通閥控制流經空調箱盤管之水量，現場空調主要負載為電信設備散熱負載，為二十四小時型態負載。辦公室配置多台小型送風機，可利用溫度開關設定室內溫度，操作型態為一般上下班時段開關送風機。

表 7.1 空調機房之設備設計效率總表

冰水主機					
設備名稱	設備容量(RT)	最大額定功率(kW)	kW/RT	備註	系統設計效率kW/RT
冰水主機1	30	30	1	常態運轉	1.02
冰水主機2	20	20.8	1.04	常態運轉	
冰水主機3	15	15.6	1.04	備用	
冰水泵					
設備名稱	水流量(LPM)	額定功率(kW)	kW/LPM	備註	系統設計效率kW/RT
冰水泵1	270	3.7	0.014	常態運轉	0.12
冰水泵2	180	2.2	0.012	常態運轉	
冰水泵3	135	1.5	0.011	備用	
冰卻水泵					
設備名稱	水流量(LPM)	額定功率(kW)	kW/LPM	備註	系統設計效率kW/RT
冷卻水泵1	737	5.6	0.008	常態運轉	0.11
冷卻水泵2	737	5.6	0.008	備用	
冷卻水塔					
設備名稱	散熱能力(RT)	額定功率(kW)	kW/RT	備註	系統設計效率kW/RT
冷卻水塔1	36.7	0.75	0.020	常態運轉	0.02
冷卻水塔2	36.7	0.75	0.020	常態運轉	
箱型空調箱					
代號	數量	設備容量(RT)	額定功率(kW)	kW/RT	系統設計效率kW/RT
pcc-02-10	9	5	0.37	0.07	0.18
pcc12~16	5	3	0.37	0.12	
pcc17~19	3	0.5	0.37	0.74	
fcc03	5	0.75	0.07	0.09	
fcc06	16	1.5	0.11	0.07	
fcc08	3	2	0.12	0.06	
fcc04	2	1	0.06	0.06	
A. 設計運轉噸數為50RT B. 設計空調系統總運轉耗能為72.7kW. C. 整體水側及主機側耗電率約為1.27kW/RT					

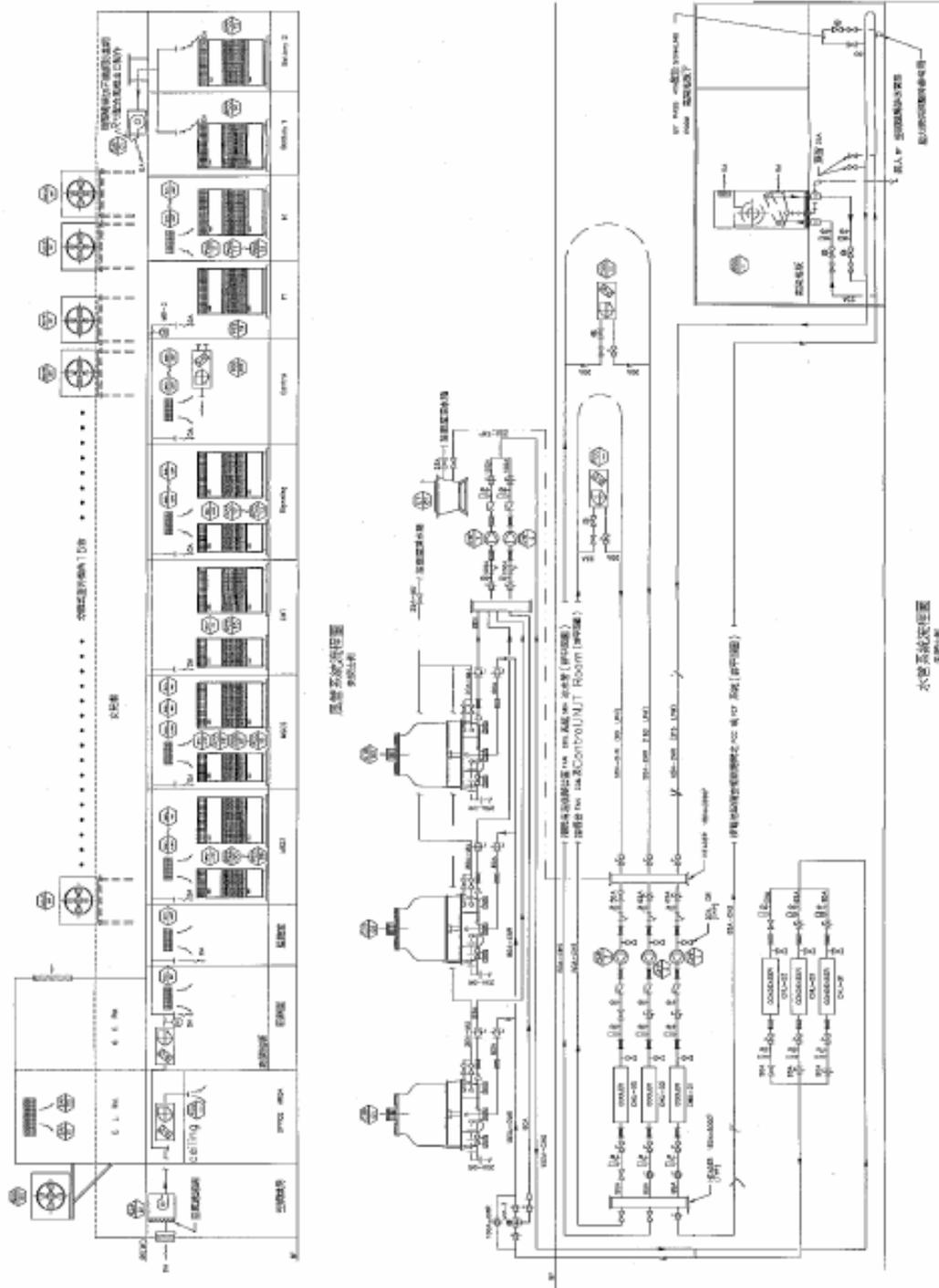


圖 7.1 空調系統冰水管路圖

二、空調系統冰水主機汰換

依量測之各項空調系統元件之狀況及效率如表 7.2 所示，冰水主機分別運轉 30RT 及 20RT(20RT 冰水主機僅運轉單台壓縮機)，由表 7.2 可以發現其單位冷凍噸所需的功率為 0.97kW/RT 及 0.92kW/RT，相較於主機設計之最大額定耗電率為 1 kW/RT 及 1.04 kW/RT，運轉效率較設計效率佳。

表 7.2 空調系統水側系統元件運轉狀況及效率

冰水主機							
設備名稱	流量(LPM)	進水溫度(°C)	出水溫度(°C)	設備容量(RT)	運轉功率(kW)	kW/RT	備註
冰水主機1	315.7	11.8	7.7	26.1	25.4	0.97	運轉二台壓縮機
冰水主機2	227	11.7	9.8	8.7	8.0	0.92	運轉一台壓縮機
冷卻水塔							
設備名稱	進水溫度(°C)	出水溫度(°C)	外氣濕球溫度(°C)	設備容量(RT)	額定功率(kW)	水塔近似效率	kW/RT
冷卻水塔1	31.2	28	23.2	46.8	0.75	40%	0.04
冷卻水塔2	30.7	27.8	23.2		0.75	39%	
冰水泵							
設備名稱	水流量(LPM)	額定功率(kW)	kW/RT	備註			
冰水泵1	315.7	3.6	0.167				
冰水泵2	227	2.2					
冰卻水泵							
設備名稱	水流量(LPM)	額定功率(kW)	kW/LPM	備註			
冷卻水泵1	737	5.6	0.161				

圖 7.2 至 7.5 為冰水主機各項參數之量測結果，其中圖 7.2 為各冰水主機運轉之冰水出回水溫度，圖中發生於上午四點之溫度高突點為由 30RT 冰水主為基載切換至 20RT 冰水主機為基載，於切換點之後，冰水主機出回水溫度皆慢慢升高，至切換回 30RT 冰水主機為雙壓縮機運轉，冰水溫度回歸常態出水溫度。因此當冰水機由 30RT 雙壓縮機為基載運轉(30RT+10RT=40RT)切換為 20RT 冰水主機為基載運轉(20RT+10RT=30RT)，因製冷量不足導致冰水溫度不斷上升，有此得知常態下由中央空調處理之負載應為 30RT 以上。

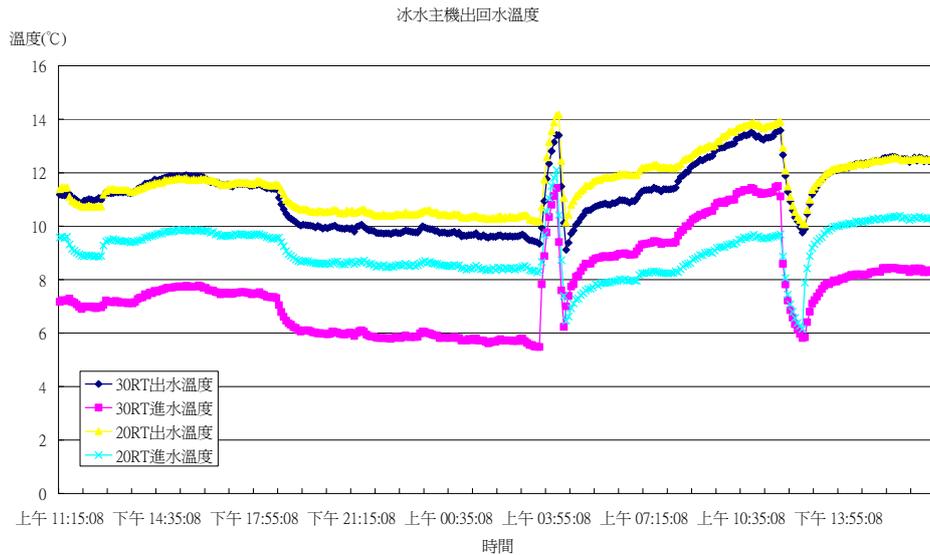


圖 7.2 冰水主機冰水出回水溫度狀況

圖 7.3 為冰水主機效率分佈圖，30RT 之冰水主機平均耗電率約為 0.99 kW/RT，20RT 之冰水主機平均耗電率約為 0.89 kW/RT，整體冰水主機的耗電率約為 0.95~1.03 kW/RT，如圖表 6.1，依第一階段而言，容積式 150RT 以下冰水主機效率標準為 3.50 kcal/h-W(換位換算後耗電率約為 0.864kW/RT)，第二階段為 3.83 kcal/h-W(換位換算後耗電率約為 0.79kW/RT)，冰水主機實測值略低於經濟部公佈之標準約 0.05~0.2 kW/RT，單就主機效率而言，冰水主機能源效率雖屬於可接受的狀況，但就節約源之考量，不僅考慮主機能提供之噸數及效率，更需考慮整套冰水系統整體運轉狀況。

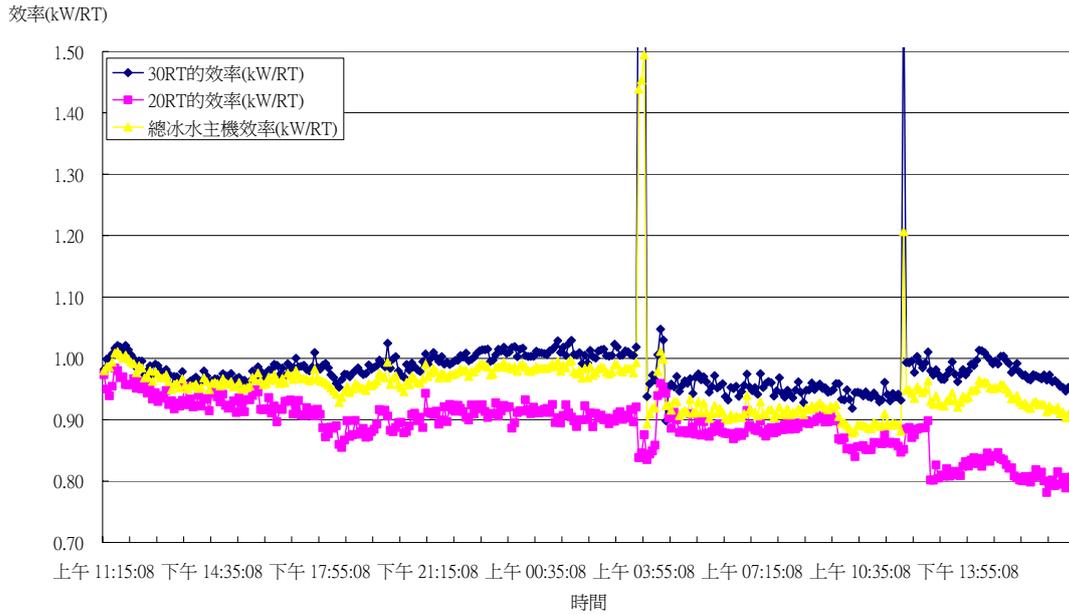


圖 7.3 冰水主機效率分佈圖

針對空調系統空氣側設備進行調查，由中央空調提供冰水之空氣側設備共計 82.8RT(依空調額定冷凍噸數)，明顯大於中央空調冰水主機設備所提供之噸數為 35~50RT(依一般二台冰水主機運轉產生的空調噸數)，由於中央空調系統無滿足空氣側負載端之需求量，為維持交換機房溫度滿足設定之溫度，水冷式箱型冷氣及分離式冷氣需開啟以便輔助中央空調提供冷能。由於水冷式箱型主機及分離式冷氣機的運轉效率及彈性較中央空調低，過多的箱型主機及分離式冷氣機運轉將導致能源浪費外，更增加空調用電管控之難度。

由於負載端多屬於機房負載類型，使用窗型或箱型冷氣機等直膨式的空調設備，較冰水低的冷媒溫度會導致現場過多之除濕量，影響現場之濕度狀況，甚至因過低的濕度產生靜電現像，影響現場設備及人員之安全性，建議重新針對系統進行整合，汰換較大設備之空調主機，以中央空調提供現場所需之負載。

表 7.3 空調系統水側系統汰換效率建議表

冰水主機						
設備名稱	進水溫度 (°C)	出水溫度 (°C)	設備容量 (RT)	運轉功率 (kW)	kW/RT	備註
冰水主機1	12	7	80.0	56.3	0.70	以一台冰水主機為基載
冰水主機2	12	7	80.0	56.3	0.70	
冷卻水塔						
設備名稱	設備容量	風機規格 (HP)	kW/RT	備註		
冷卻水塔1	100	2	0.019	新設之水塔建議置放於原舊水塔之位置		
冷卻水塔2	100	2	0.019			
冰水泵						
設備名稱	建議流量 (LPM)	泵浦規格 (HP)	kW/RT	備註		
冰水泵1	約800	7.5	0.070	泵浦馬力數僅為概估，實際需求依揚程而定		
冰水泵2	約800	7.5	0.070			
冰卻水泵						
設備名稱	建議流量 (LPM)	泵浦規格 (HP)	kW/RT	備註		
冷卻水泵1	約1100	7.5	0.070	泵浦馬力數僅為概估，實際需求依揚程而定		
冷卻水泵2	約1100	7.5	0.070			
整體水側及主機側耗電率約為0.98kW/RT						

經負載估算後，冰水主機側及冰水側系統汰換規格建議如表 7.3，建議更換冰水主機能源效益比(EER)3.55 kcal/h-W 以上之冰水主機(經換算後約為每單位冷凍噸耗電量為 0.85kW/RT)，汰換後整體中央空調水側系統單位冷凍噸耗電量為 0.98kW/RT，相較原系統 1.27 kW/RT(如表 7.1)較低。效益計算分別如下：

(一)系統汰換前：

目前由中央空調主機側提供之冷凍能力為 30RT 冰水主機雙壓縮機運轉及 20RT 單壓縮機，依實測如表 7.2 所示運轉總需量為 33.4kW，因此原系統由中央空調耗能為：

a.冰水主機耗能：33.4 kW×24hr×365 天=292,584kWh/年

b.冰水泵耗能：依量測結果表 7.1，冰水泵為 3.6kW 及 2.2kW，冷卻水泵 5.6kW，則其耗能為：

$$(3.6+2.2+5.6) \text{ kW} \times 24\text{hr} \times 365 \text{ 天} = 99,864 \text{ kWh/年}$$

c.水塔耗能：

$$(0.75+0.75) \text{ kW} \times 24 \text{ hr} \times 365 \text{ 天} = 26,280 \text{ kWh/年}$$

d.箱型及分離式主機：參考設備名牌 8F-14 之型號，概估整體箱型及分離式耗電率，額定為 12500 kcal/hr、5.6kW，計算耗電率約為 1.36kW/RT，則此一部份耗電為：

$$43.5 \text{ RT} \times 1.36 \text{ kW/RT} \times 24 \text{ hr} \times 365 \text{ 天} \times 0.75 \text{ (卸載率)} = 388,681 \text{ kWh/年}$$

f.則空調系統改善前設備總耗能 a+b+c 為 807,409 kWh/年

(二)改善後系統耗能：

a.冰水主機耗能：

$$56.3 \text{ kW} \times 24 \text{ hr} \times 365 \text{ 天} \times 0.9 \text{ (卸載率)} = 443,869 \text{ kWh/年}$$

b.冰水泵耗能：考慮新設之冰水泵及冷卻水泵約為 7.5HP

$$(7.5+7.5) \text{ HP} \times 0.746 \text{ kW/HP} \times 24 \text{ hr} \times 365 \text{ 天} = 98,024 \text{ kWh/年}$$

c.水塔耗能：

$$2 \text{ HP} \times 0.746 \text{ kW/HP} \times 24 \text{ hr} \times 365 \text{ 天} = 99,864 \text{ kWh/年} = 13,069 \text{ kWh/年}$$

d. 空調系統改善後設備總耗能 a+b+c 為 554,963 kWh/年.

(三).預計節能效益為：807,409 kWh/年-554,963 kWh/年=252,445

kWh/年。依平均電價 1.84 元/kWh 則一年約有 46.5 萬元/年之效益。

(四) 回收年限：計本案空調主機(R-134A、滿液式蒸發器)汰換費用為 156 萬元(78 萬元×2 台)、水塔 24 萬元(12 萬元×2 台)及冷卻水泵 25 萬元(7.5HP×4 台)共計 205 萬元(不含施工費)，預計回收年限 4.5 年。

7-2 節能案例二

一、案例說明：

某電信機房全廠空調主要由中央空調系統供給，部份機房須加裝10RT之箱型冷氣輔助中央空調。中央空調供給分為二十四小時供給(電信機房及客服中心等)及上班時段供給(辦公室及工務處等)，設備概述分別如下：

- (一) 冰水主機：CARRIER 離心式主機 280RT 四台、R-134A 冷媒，1998 年出廠。設有中央監控系統監視冰水主機運轉狀況，傳回各主機運轉電流百分比至中央監控系統。
- (二) 區域泵：主要為 100HP 之泵浦二台，其額定流量為 $4.5\text{m}^3/\text{min}$ 、揚程為 52m，具可變流量壓差控制，唯現場系統壓差控制點無法進行變頻控制，目前採手動控制，現場操作固定頻率為 50Hz。
- (三) 冰水泵：主要為 15HP 之泵浦四台，額定流量 2,560LPM、揚程為 15m。
- (四) 冷卻水塔：目前水塔為八台，共計三組。
 - 1.冷卻能力 2,730,000KCAL/HR、7.5HP、9,100LPM。(6、7、8)
 - 2.冷卻能力 3,900,000KCAL/HR、10HP、13,000LPM。(1、2、3、4)
 - 3.冷卻能力 1,365,000KCAL/HR、10HP、4,550LPM。(5)
- (五) 空調箱及送風機：空調箱具可變風量控制，唯現場風機壓差無法進行控制，現場將變頻功能關閉，因此可視為定風量系統，空調箱及送風機冰水管路大部份為二通閥系統(少部份外氣空調箱為三通閥系統)，現場二通流量設定為全開狀態。

二、主機運轉台數調整：

圖 7.4 為空調負載逐時分佈圖，如圖所示自晚間七點後由於人員陸續下班，空調負荷需求逐漸下降，冰水主機之出回水溫差逐漸變小，冰水主機自動卸載，導致冷凍容量下降，於早上七點由於上班人潮陸續湧入辦公區導致空調負載再次攀升，趨使主機加載提高冰水主機出入口冰水溫差，因此冷凍容量隨之提高。

由於夜間尚有電信機房及客服中心等機構運作，因此中央空調系統仍需維持運作，於夏月時段主機運作為三台冰水主機提供空調所需之冰水，唯夜間空調負荷遠小於白天，同樣的運作機制將導致冰水主機在較低的負載下運作而產生較低的效率，圖 7.5 為冰水主機之單位冷凍噸所需之耗電量電分析圖，如圖 7.5(a)所示在夜間由於冰水機全部處於低載下運轉其單位冷凍噸所需之耗電量平均為 0.86，相較於白天在較高的負載下運轉之單位冷凍噸所需之耗電量(平均為 0.75)高出 0.11 之耗電量，由圖 7.12(b)可知在三台冰水主機運轉模式下，運轉在較低的負載會造成較差之冰水主機性能。

綜觀夜間空調負荷由晚間八點至隔日早晨七點最大空調負載為 507RT，考慮主機之冷凍能力為 $280\text{RT} \times 2 = 560\text{RT}$ ，因此可在夜間關閉一台冰水主機，以減少主機耗電及提昇能源效率。

節能效益：

- (一) 依目前運轉現況，於五月~十二月夜間均維持三台主機運轉模式，參考北部地區每月的逐時平均溫度建議在七月及八月於夜間維持三台主機運轉模式，其餘可視當日夜間氣溫調整開機台數為二台。
- (二) 依據當日量測冰水機於夜間之之耗電量平均約為 370.7kW(平均每台於載率約為 51%)，調整為二台冰水主機運轉後其負載率約為 77%，其單台主機耗電約為 137.3 kW。
- (三) 冰水主機節益效應為： $370.7\text{kW} - (137.3 \times 2) = 96.1\text{kW}$

冰水泵之效益：依據當日量測，冰水泵之耗電為 10.8kW。

(四) 能效益如表 7.4，預計可節約用電 181,804 度/年及電費 20 萬元。

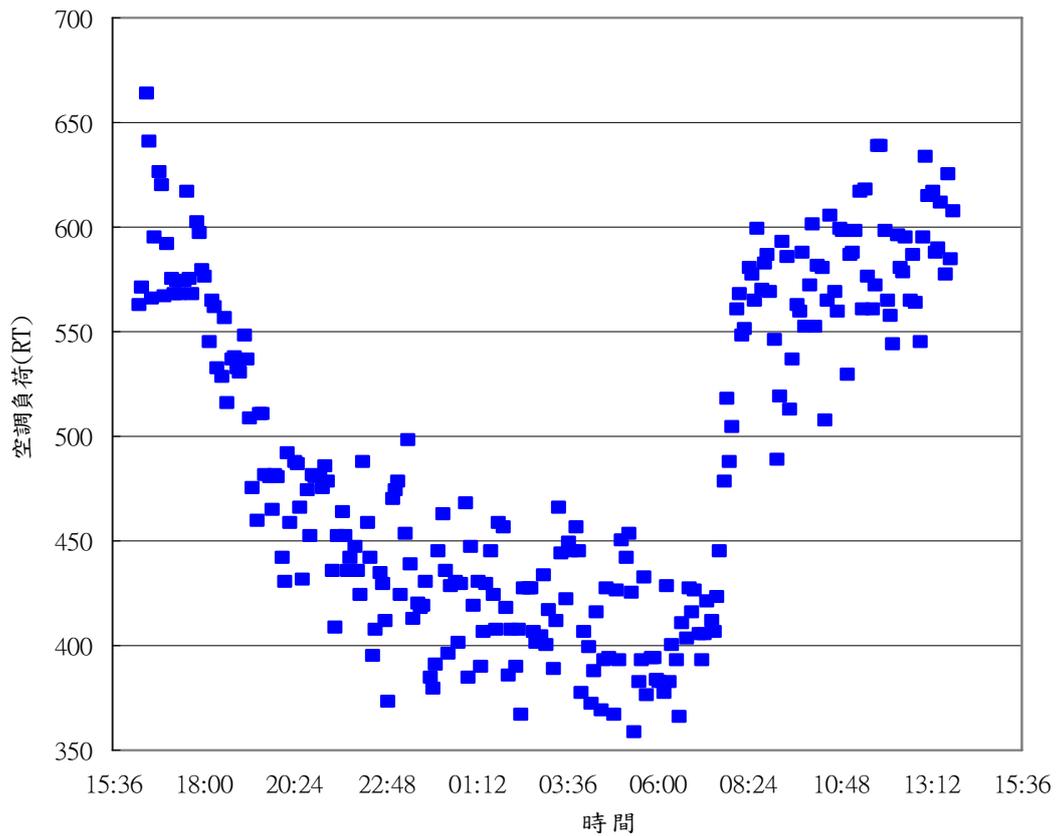
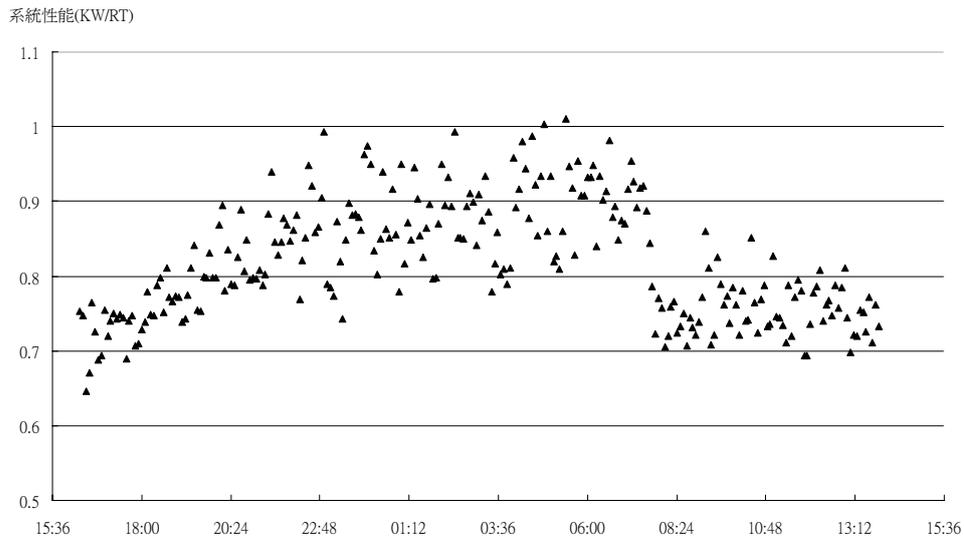
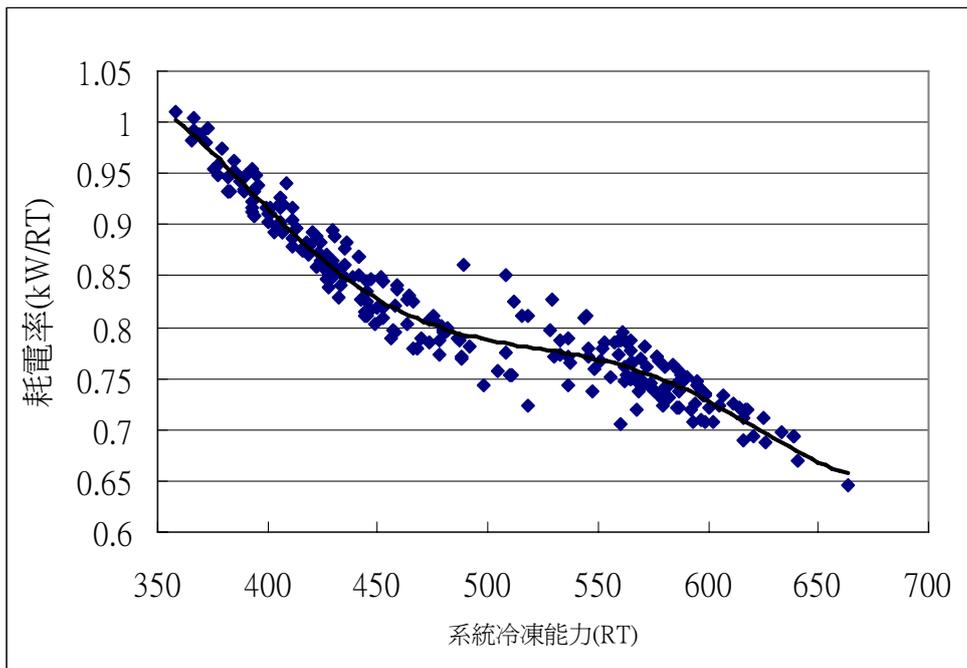


圖 7.4 空調負載逐時分佈圖



(a)逐時性能分佈圖



(b)冷凍噸性能分析圖

圖 7.5 冰水主機之單位冷凍噸所需之耗電量電分析圖

表 7.4 冰水主機調整節能效益表

RT \ 時間	五月	六月	九月	十月	十一月	十二月
20:00	73.69172	54.81426	60.59263	89.62827	107.3781	110.0239
21:00	72.6589	51.11933	60.76014	90.93248	107.9416	110.2952
22:00	79.75199	60.31063	66.48355	93.73825	108.6365	110.5578
23:00	83.35041	66.08693	69.73606	96.20852	109.1697	110.6841
00:00	85.36393	67.32192	73.48022	96.11119	109.2265	110.7143
01:00	88.31171	71.82428	78.63727	97.9621	109.2867	110.7234
02:00	90.43318	74.24031	81.11993	97.06518	109.4757	110.7249
03:00	88.90722	72.49607	80.02303	95.92343	109.542	110.7258
04:00	90.41333	78.27068	83.11798	96.37729	109.6405	110.7266
05:00	90.03704	78.25262	83.25235	95.81331	109.4492	110.7232
06:00	87.13776	72.36768	80.8038	93.52039	109.0291	110.6958
節省用電	28831.77	22413.14	24540.21	32341.69	35963.27	37714.44
節省電費	30605.62	24343.98	27768.1	35165.82	40761.25	41452.11
共計節省用電度數(kWH)			181804.5			
共計節省電費(元)			200096.9			

三、區域泵浦變頻

空調系統主要採一、二次側可變水量設計，主要利用共通管區隔冰水泵及區域泵，主要利用壓差控制區域泵之轉速，並將過多之一次側冰水藉由共通管旁通回冰水主機，藉由降低區域泵轉速，減少區域泵之耗電量。

現場由於壓差控制點已無法針對區域泵變頻進行控制，因此將共通管之閥件關斷形成斷路，此時一、二次側泵形同串接，雖然可避免高溫混水造成供水溫度偏高，但過多的冰水量也將導致泵浦耗能的增加。

就理論而言，水泵之耗電量及其處理之水量成三次方比，有效的降低區域泵處理流量將可大幅度減少區域泵的耗電，因此建議針對壓差控制點進行修復，並重新探討壓差控制點設置位置，考慮以最遠端之空調箱或電信機房機房之壓差為控制點，利用變頻方式改變區域泵之轉速以有效減少區域泵處理之冰水量，達到節約能源之目的。

節能效益：

(一) 主要考慮外氣溫度推估所需之負載及冰水量，則其冰水泵負載率如表 7.5 所示，利用冰水泵流量、轉速及耗電量之關係推估其耗電量。由於現場已設置變頻器，並將頻率定為 50HZ，並考慮變頻器之損失，現場之區域泵實際揚程額定為 127HP。

(二) 考慮於七月平均冰水流量負載為 96%，則其節能效益為：

1. 設置變頻後的耗能： $127HP \times 0.746kW / HP \times ((0.96)^3 + 0.06) = 89.5kW$

2. 原系統之耗能： $127HP \times 0.746kW / HP = 94.74kW$

3. 節能效益： $94.74kW - 89.5kW = 5.23kW$

(三) 考慮於十二月平均冰水流量負載為 79.8%，則其節能效益為：

1. 設置變頻後的耗能： $127HP \times 0.746kW / HP \times ((0.798)^3 + 0.06) = 53.83kW$

2. 原系統之耗能： $127HP \times 0.746kW / HP = 94.74kW$

3. 節能效益： $97.74kW - 53.83kW = 43.91kW$

(四) 經改善後區域泵之耗能統計表如 7.6。

(五) 表 7.7 為改善前後之效益分析表經計算後，於架構變頻器後一年可節省 372,954 度電及 65.2 萬元之電費。

表 7.5 區域泵各月逐時負載率模擬

	一月	二月	三月	四月	五月	六月	七月	八月	九月	十月	十一月	十二月
00:00	56.64%	55.98%	56.66%	58.13%	63.39%	65.58%	67.30%	66.22%	64.91%	61.56%	57.03%	54.64%
01:00	56.45%	55.84%	56.33%	57.85%	62.95%	65.10%	66.75%	65.47%	64.30%	61.16%	56.98%	54.22%
02:00	56.24%	55.64%	56.20%	57.71%	62.60%	64.82%	66.18%	64.95%	63.98%	61.36%	56.81%	54.25%
03:00	56.26%	55.59%	55.95%	57.58%	62.85%	65.02%	66.20%	65.10%	64.12%	61.59%	56.75%	54.27%
04:00	56.05%	55.32%	55.78%	57.48%	62.61%	64.34%	65.92%	64.81%	63.71%	61.50%	56.66%	54.30%
05:00	56.10%	55.31%	55.73%	57.47%	62.67%	64.34%	65.92%	64.87%	63.69%	61.62%	56.84%	54.53%
06:00	56.22%	55.24%	55.84%	57.84%	63.13%	65.04%	66.56%	65.29%	64.02%	62.06%	57.18%	54.79%
07:00	80.66%	79.30%	79.75%	82.74%	90.06%	92.84%	95.34%	94.17%	91.82%	89.14%	81.93%	78.97%
08:00	81.16%	80.04%	80.18%	83.21%	90.71%	93.20%	95.75%	94.58%	92.39%	89.40%	82.58%	79.86%
09:00	82.04%	81.04%	80.87%	83.83%	91.82%	93.34%	96.35%	94.98%	92.48%	89.55%	82.57%	80.56%
10:00	82.30%	81.20%	81.13%	84.07%	91.51%	93.68%	95.92%	94.89%	92.32%	90.00%	82.72%	80.92%
11:00	82.75%	81.85%	82.07%	85.05%	92.14%	94.52%	96.41%	95.78%	93.24%	90.10%	83.13%	80.63%
12:00	83.22%	82.22%	82.77%	85.81%	93.10%	95.58%	96.50%	95.97%	93.83%	91.15%	83.22%	81.13%
13:00	83.34%	82.33%	83.32%	86.03%	93.69%	96.30%	97.44%	95.94%	94.60%	91.33%	83.74%	81.69%
14:00	83.38%	82.58%	83.63%	86.09%	94.62%	97.24%	98.53%	97.38%	95.81%	91.40%	83.93%	81.94%
15:00	83.42%	82.83%	83.64%	86.58%	95.38%	98.80%	99.75%	99.44%	96.22%	91.41%	83.70%	82.30%
16:00	83.17%	82.57%	83.36%	86.11%	94.91%	98.82%	100.00%	99.32%	96.07%	91.11%	83.72%	82.12%
17:00	82.92%	82.32%	83.19%	85.80%	94.63%	97.39%	99.61%	99.28%	95.54%	90.94%	83.56%	81.69%
18:00	82.93%	81.95%	82.99%	85.66%	94.61%	97.76%	99.75%	99.35%	96.50%	90.93%	84.01%	81.64%
19:00	82.74%	81.54%	82.51%	85.12%	93.50%	96.70%	98.89%	97.92%	95.31%	90.45%	83.60%	81.20%
20:00	57.58%	56.80%	57.45%	59.16%	64.89%	66.76%	68.49%	67.44%	66.24%	62.74%	58.18%	56.24%
21:00	57.37%	56.72%	57.28%	59.01%	65.00%	67.08%	69.13%	67.49%	66.22%	62.52%	57.88%	55.86%
22:00	56.87%	56.37%	57.06%	58.62%	64.16%	66.27%	68.15%	66.89%	65.66%	62.02%	57.46%	55.32%
23:00	56.71%	56.19%	56.79%	58.21%	63.68%	65.70%	67.31%	66.11%	65.32%	61.54%	57.07%	54.86%

表 7.6 區域泵之動力(HP)需求統計表(改善後)

	一月	二月	三月	四月	五月	六月	七月	八月	九月	十月	十一月	十二月
00:00	36.35	35.09	36.38	39.29	50.95	56.40	60.96	58.07	54.70	46.65	37.09	32.63
01:00	35.98	34.83	35.74	38.71	49.88	55.17	59.47	56.13	53.16	45.75	36.99	31.87
02:00	35.58	34.45	35.51	38.44	49.07	54.48	57.98	54.79	52.38	46.19	36.68	31.93
03:00	35.61	34.35	35.03	38.18	49.66	54.98	58.01	55.19	52.73	46.73	36.56	31.98
04:00	35.22	33.86	34.72	37.98	49.08	53.27	57.29	54.44	51.72	46.52	36.38	32.02
05:00	35.31	33.83	34.61	37.97	49.23	53.28	57.30	54.58	51.67	46.79	36.72	32.42
06:00	35.54	33.72	34.83	38.69	50.32	55.02	58.99	55.65	52.48	47.81	37.39	32.90
07:00	104.94	99.73	101.43	113.29	146.11	160.06	173.31	167.02	154.85	141.65	109.98	98.48
08:00	106.91	102.57	103.11	115.22	149.27	161.91	175.56	169.20	157.74	142.91	112.64	101.85
09:00	110.43	106.46	105.79	117.82	154.81	162.63	178.88	171.34	158.17	143.60	112.60	104.57
10:00	111.49	107.08	106.79	118.82	153.26	164.43	176.52	170.88	157.38	145.81	113.19	105.96
11:00	113.31	109.68	110.54	123.06	156.43	168.89	179.25	175.74	162.13	146.31	114.91	104.84
12:00	115.28	111.16	113.42	126.35	161.37	174.61	179.73	176.78	165.21	151.45	115.26	106.79
13:00	115.78	111.62	115.67	127.34	164.47	178.64	185.05	176.62	169.31	152.37	117.45	109.02
14:00	115.95	112.63	116.99	127.61	169.45	183.88	191.30	184.71	175.90	152.72	118.24	110.02
15:00	116.10	113.64	117.02	129.82	173.52	192.88	198.52	196.67	178.15	152.78	117.29	111.47
16:00	115.05	112.57	115.86	127.71	170.98	193.00	200.00	195.93	177.31	151.28	117.36	110.76
17:00	114.04	111.58	115.13	126.34	169.50	184.76	197.69	195.74	174.41	150.40	116.70	109.01
18:00	114.06	110.07	114.30	125.71	169.40	186.85	198.49	196.12	179.74	150.39	118.60	108.82
19:00	113.29	108.45	112.33	123.36	163.50	180.85	193.42	187.75	173.15	147.99	116.87	107.07
20:00	38.18	36.66	37.92	41.41	54.64	59.52	64.25	61.34	58.13	49.38	39.39	35.58
21:00	37.76	36.49	37.58	41.10	54.94	60.37	66.07	61.49	58.09	48.87	38.78	34.86
22:00	36.79	35.82	37.15	40.29	52.81	58.20	63.29	59.86	56.62	47.71	37.94	33.87
23:00	36.49	35.48	36.64	39.44	51.64	56.73	61.00	57.78	55.75	46.60	37.18	33.03
每月總計(kWh)	43140.3	37636.5	42655.9	45519.8	61614.0	65144.3	71512.7	69235.0	62236.0	56627.9	42794.9	40510.9
每月總計(元)	99714.2	87073.2	98660.8	105375.4	142894.7	157237.1	172316.3	167220.7	149962.7	130834.0	98760.5	94017.2

表 7.7 區域泵之節能效益統計表(kWh)

項目	改善前	改善後	節省度數	節省電費
----	-----	-----	------	------

月份	泵浦耗電(kWh)	泵浦耗電(kWh)	(kWh)	(元)
一月	70899.2	31807.8	39091.3	72048.2
二月	64038.0	27880.8	36157.1	66986.3
三月	70899.2	31498.4	39400.8	72721.1
四月	68612.1	33190.4	35421.7	64053.8
五月	70899.2	44808.8	26090.4	41272.6
六月	68612.1	46256.2	22355.9	35504.1
七月	70899.2	49947.4	20951.8	32204.5
八月	70899.2	49426.3	21472.9	33039.2
九月	68612.1	45009.4	23602.7	38465.6
十月	70899.2	40422.4	30476.8	52171.9
十一月	68612.1	31450.0	37162.1	68278.8
十二月	70899.2	30128.4	40770.8	75686.9
合計	834780.6	461826.2	372954.4	652433.0

四、冷卻水塔風扇加裝變頻器

目前機房冷卻水系統採用二台組合式及一台獨立式的水塔，以並聯方式提供散熱，冷卻水動力來源主要由三台 25HP 之冷卻水泵供給(視主機開啟)，依六月八日當天量測冷卻水流量約為 11.7kL/min，由於過大冷卻水泵揚程的選用，將導致泵浦運轉點偏移設計點降低泵浦效率。

依據量測當日氣溫為 30.1°C 濕度為 58.4%，濕球溫度為 23.6°C，水塔接近溫度為：26.1-23.6=2.5°C，考慮水塔建議溫度為 3~5°C。由此可知水塔接近溫度過低，當日水塔平均負荷為：11.7kL/min \times (28.8-26.1)°C \times 1000 \times 60/3024 = 626.8RT，當日水塔開啟之台數共可產生 1,569 RT 之冷卻效果，因此水塔運轉台數過多。

建議針對水塔進行重新規劃，並利用變頻器進行水塔風車變頻控制，利用濕球溫度感測器感測外氣濕球溫度，藉由濕球溫度與水塔出口水溫之溫差(即接近溫度 ΔT)，經由 DDC(direct digital control)進行演算，利用水塔接近溫度控制變頻器 VSD 之頻率，達到控制水塔風車轉速以減少水塔風車之耗電量。冷卻水塔使用變頻器具有下列優點：

- (一) 水塔運轉在較低的空氣流速中可以有效的減少冷卻水的散失。
- (二) 較低的轉速可以延長皮帶及軸承之使用壽命。
- (三) 較低的電流可減少風扇繞組溫度可延長風扇使用的時間。
- (四) 可減少風扇使用噪音及外殼振動。
- (五) 在相同的電壓下有較佳的風扇效率。

節能效益：

- (一) 量測當日水塔實際耗電量如(表 7.8)，其耗電量為：
6.4 kW+6.4 kW +4.18 kW +4.48 kW +4.5 kW =25.96kW

(二) 考慮當天最大空調負載為 626.8RT，水塔設置總散熱噸數為 2050RT，則水塔運轉載數為： $626.8\text{RT}/2050=0.34$ ，由於變頻器存在最小保護頻率 30HZ，以及 6%之變頻損失：

$$(10\text{HP}\times 4\text{台}+7.5\text{HP}\times 3\text{台}+10\text{HP}\times 1\text{台})\times 0.746\text{kW}/\text{HP}\times ((30/60)^3+0.06)=10\text{kW}$$

(三) 節能效益為： $25.96\text{ kW}-10\text{ kW}=15.96\text{ kW}$ 。

(四) 模擬之每年耗電量及節能效益如表 7.9 所示，預計可節約 126,091 度電/年，25.2 萬元/年。

表 7.8 冷卻水塔運轉狀況

編號	耗電(kW)	功率因數 (%)	電流(A)	電壓(V)
CT-1	未開			
CT-2	6.4	86	11.4	380
CT-3	6.4	86	11.2	380
CT-4	未開			
CT-5	未開			
CT-6	4.48	76	8.8	380
CT-7	4.18	75	8.18	380
CT-8	4.5	76	9.1	380

表 7.9 水塔風車節能效益統計表

	一月	二月	三月	四月	五月	六月	七月	八月	九月	十月	十一月	十二月	合計
用電減少量 (kWh)	11815.2	10671.8	11815.2	11434.1	9621.0	9310.6	9621.0	9621.0	9310.6	9621.0	11434.1	11815.2	126090.8
電費減少量 (元)	22780.2	20575.7	22780.2	22045.4	19595.0	19835.0	20496.2	20496.2	19835.0	19595.0	22045.4	22780.2	252859.5

捌、結論

空調為建築物中最耗能之設備之一，若能有效的針對空調導入節能技術，則將可有效的減少電費。對於新設之建築若能於初設時即考慮空調節能，可得到較低的投資費用，對於既設之建築可考慮由管理及操作面著手，所謂的管理即『合理』的使用空調，對於空調設定之溫度及外氣洩漏等進行管制，可有效的減少空調系統之耗能。操作方面即正常的操作空調，避免錯誤的操作及誤動作增加空調系統之耗能，空調系統也應定期保養及檢修，確保設備之正常運作及效率。

若考慮針對空調導入相關的節能設備或節能計劃，建議可分為近程、中程及遠程目標進行導入，近程目標可以空調管理方面進行管控例如管制設定室內溫度、汰換低效率之小型空調、利用計時繼電器管制空調系統之開、關。中程目標可以較少投資金額制定節能計劃，例如空調箱導入變頻控制、冷卻水塔風車馬達導入變頻控制或區域泵變頻控制等，遠程目標為空調系統低效率冰水主機汰換或導入空調監控系統等需要大筆投資金額之節能計劃。

若各空調管理人員能有效的落實空調之管理節能，在競爭力上將可有效的降低用電成本提高生產或營收之利潤，增加市場競爭力，在環境上亦可減少因電力產生所造成的環境成本，減小溫室氣體效應對地球造成的衝擊，並能使後代子孫能持續享有電能帶來之便利。

玖、參考資料

- 【1】 經濟部能源局，2005，台灣能源統計年報。
- 【2】 蕭明哲，1995，空調設備，全華科技圖書。
- 【3】 李清圳，2005，區域冷房冰水系統節能設計與應用。國立台北科技大學研究所碩士論文。
- 【4】 林秉鋒，2003，冰水系統二次側泵浦壓力控制分析。國立台北科技大學研究所碩士論文。
- 【5】 經濟部能源局，儲冰空調技術手冊。
- 【6】 經濟部能源局，中央空調系統缺失改善手冊。
- 【7】 林延彥，2003，冰水系統運轉模式節能分析。國立台北科技大學研究所碩士論文。
- 【8】 經濟部能源局，量販店歷年節能技術手冊。
- 【9】 ASHRAE/IES Standard 90.1-1989，Energy Efficient Design of New Buildings Except Low-rise Residential Buildings, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers.
- 【10】 ASHRAE HANDBOOK。1999。Applications。
- 【11】 經濟部能源局公告網頁，<http://www.moeaboe.gov.tw/>。
- 【12】 蔡尤溪、李宗興，儲冰空調系統技術。

拾、編後語

財團法人台灣綠色生產力基金會，主要任務是配合國家能源政策，執行各項節約能源技術服務工作。藉由檢測、診斷找出各行業能源用戶能源使用缺失，尋找節能機會(政策、技術、設備、管理)，對能源用戶提供能源效率評估及改善規劃、製程、操作等服務工作外，亦製作節約能源海報、貼紙及出版各種節能成果專刊、節能技術手冊，而推廣節約能源的觀念。

此空調節能技術手冊之編撰，希望提供給不同類型之建築空調管理人員具有參考性之資料，藉由對於空調管理及維護的觀念達到減少空調用電之目標，並針對各項常見不正常之空調使用進一步了解而進行修正，另外針對空調節能設備的導入亦提供簡略之動作原理及建議措施與案例，期待藉由節約能源改善工作落實全民節約能源共識，共同努力，達到至2020年全國節約能源量28%之目標。

此手冊的編撰是在財團法人台灣綠色生產力基金會節能中心王主任文伯、林協理延彥的指導下，得以順利完成。手冊製作過程，中心力邀國立台北科技大學能源與冷凍空調系李文興助理教授執筆，協助相關技術資料收集及撰稿，以上資料由黃建誠組長資料編修校正及聘請三位諮詢委員中華民國冷凍空調技師公會黃理事長克修、台灣大學機械系陳希立教授、台北科技大學能源與冷凍空調系柯明村副教授進行手冊審核，才得以印製完成，盼業界多加利用。