電信網路機房——
節能應用技術手冊

經濟部能源局 指導

財團法人
台灣綠色生產力基金會 編印

電信網路機房

節能應用技術手冊

經　濟　部　能　源　局　指導
財團法人台灣綠色生產力基金會　編印
中　華　民　國　九　十　九　年　十二　月

目　　錄

目　　錄 I
前言 1
第一章 綠色資料中心國際現況與技術 2
1.1 綠色資料中心國際現況 2
1.2 國內外資料中心耗能調查 5
1.3 綠色資料中心節能技術 6
1.4 綠色資料中心之基礎設施的規劃和設計標準 9
1.5 小結 10
第二章 電信機房環控條件之節能技術 11
2.1 機房之環境設定條件 11
2.2 電信機房環控條件設計之節能技術實務 13
第三章 空調系統之節能技術 14
3.1 電信機房之空調系統架構與組成元件 14
3.2 冷媒蒸發溫度與冷凝溫度對於製冷系統主機之耗能影響 15
3.3 製冷主機變頻控制之節能技術 17
3.4 送風系統之節能技術 18
3.5 可變風量 VAV 系統 19
3.6 送水系統之節能技術 25
3.7 變頻器在空調送水系統之節能原理 25
3.8 水泵流量之調整方法對於耗能之影響 26
3.9 空調冰水定流量系統(CWV)運轉特性 29
3.10 空調冰水變流量系統(VWV) 30
3.11 空調選用變頻水泵需考慮之原則與條件 35
3.12 空調水泵選取之步驟為何 35
3.13 電信機房之空調設計 38
3.14 冷卻水塔節能設計之考量原則 39
3.15 電信機房之自然冷卻節能技術 40
3.16 空調系統進行最佳化節能設計 44
第四章 電信機房之氣流設計與節能技術管理 45
4.1 氣流落地直吹式設計 45
4.2 高架地板出回風設計： 45
4.3 天花板(風管)上出風設計方式 48
4.4 高架地板出風與天花板出風之優缺點 50
4.5 如何藉由冷熱通道之建置增加冷卻與能源效率 50
4.6 機櫃型與區域型冷卻方式 54
4.7 開放式與密閉式冷卻形態說明 59

4.8 評估電腦機房之氣流分配冷卻效率指標 60
第五章 電信機房之能源效率評估與電力系統節能技術 64
5.1 評估電信機房能源效率指標 64
5.2 PUE 指標之設定目標與合理的耗能分配 65
5.3 提昇電力系統之能源效率之方法 66
第六章 節能測試案例分析 67
6.1 電信機房節能測試案例分析 67
6.2 機房節約能源措施案例介紹 88
結語 108
參考文獻 109
編後語 112

圖 目 錄

圖 1.1-1 電腦伺服器和機房基礎設施建設運轉生命週期成本攤消比較 2
圖 1.2-1 台灣與美國資料中心 PUE 值比較 6
圖 1.3-1 綠色資料中心性能驗證程序 8
圖 2.1-1 Class 1~4 容許空調操作環境 12
圖 3.1-1 電信機房空調系統架構與組成 14
圖 3.2-1 冰水主機供水溫度與主機耗電率(kW/RT)之關係 15
圖 3.2-2 冷卻水入口溫度與主機耗電率(kW/RT)之關係 16
圖 3.2-3 冷卻水溫差與主機耗電率(kW/RT)之關係 16
圖 3.3-1 變頻壓縮機與定頻壓縮機之冰水主機效率比較 18
圖 3.5-1 可變風量 VAV 系統之簡圖 19
圖 3.5-2 區域風量控制－利用風速補償 21
圖 3.5-3 區域風量控制－利用機械式補償 21
圖 3.5-4 單一控制器的風管設計 22
圖 3.5-5 利用風量計控制的風管設計 22
圖 3.5-6 利用二個靜壓控制器的風管設計 23
圖 3.5-7 利用排風控制提供回風平衡的風管設計 23
圖 3.7-1 水泵與系統之性能曲線 26
圖 3.8-1 流量調整方法 27
圖 3.8-2 四種流量調整方法之原理比較 28
圖 3.8-3 各種流量調整方法之耗能比較 28
圖 3.9-1 定流量空調冰水系統(CWV) 30
圖 3.10-1 二次側變流量空調冰水系統(Primary-Secondary VWV) 32
圖 3.10-2 一次側變流量空調冰水系統(Variable Primary Flow, VPF) 32
圖 3.10-3 二次側變流量與一次側變流量之水泵耗能比較[32] 34
圖 3.12-1 水泵選用範例 37
圖 3.12-2 變頻器選取範例 37
圖 3.13-1 空氣側之壓損與接近溫度之關係 38
圖 3.14-1 冷卻水塔耗能與冰水主機耗能之關係 39
圖 3.15-1 台北市之全年外氣焓值分佈 40
圖 3.15-2 空氣側自然冷卻節能系統流程 41
圖 3.15-3 台北市之全年外氣濕球溫度分佈 42
圖 3.15-4 水側直接自然冷卻節能系統流程 42
圖 3.15-5 水側間接自然冷卻節能系統流程 43
圖 3.16-1 機房建築整體節能設計之動態能源模擬性能評估流程 44
圖 4.1-1 落地直吹式 IDC 電腦機房示意圖 45
圖 4.2-1 IDC 電腦機房高架地板出風自然回風示意圖 46

圖 4.2-2 IDC 電腦機房高架地板出風天花板回風示意圖 47
圖 4.3-1 IDC 電腦機房典型天花板送風方式示意圖 48
圖 4.3-2 IDC 電腦機房上出送風自然回風示意圖 49
圖 4.3-3 頂板分配系統之送風方式 50
圖 4.5-1 典型 IDC 機房 IT 設備無冷熱通道擺設圖 51
圖 4.5-2 典型 IDC 機房冷熱通道擺設示意圖 52
圖 4.5-3 箱型冷氣機置放於冷通道時兩端之熱氣流移動情形 53
圖 4.5-4 箱型冷氣機置放於熱通道兩端時之熱氣流移動情形 54
圖 4.6-1 天頂式分配器吊掛、鑲嵌式示意圖[EMERSON] 55
圖 4.6-2 天頂式冷卻分配器系統示意圖 55
圖 4.6-3 風道阻隔裝置與機櫃擋板 56
圖 4.6-4 冷通道封閉型態 56
圖 4.6-5 冷熱空氣引導裝置(上、下、側) [APC] 57
圖 4.6-6 機櫃加風扇誘導冷熱氣流系統示意圖 57
圖 4.6-7 液冷卻系統示意圖(Liquid Cool System) 58
圖 4.6-8 背板式(RDHx)機櫃冷卻系統應用示意圖(圖片來源：Vette) 58
圖 4.8-1 操作溫度之建議、允許溫度範圍[8] 61
圖 5.2-1 電信機房合理的耗能分配比例 66
圖 6.1-1 冰水主機冷凍能力及耗電曲線圖(CH1-9F) 68
圖 6.1-2 冰水主機負載率曲線圖(CH1-9F) 68
圖 6.1-3 冰水主機耗電率曲線圖(CH1-9F) 69
圖 6.1-4 冰水主機耗電率&耗電率曲線圖(CH1-9F) 69
圖 6.1-5 冰水主機冰水與冷卻水進出溫度曲線圖(CH1-9F) 70
圖 6.1-6 冰水主機冷凍能力及耗電曲線圖(CH1-10、11F) 71
圖 6.1-7 冰水主機負載率曲線圖(CH1-10、11F) 71
圖 6.1-8 冰水主機耗電率曲線圖(CH1-10、11F) 72
圖 6.1-9 冰水主機負載率&耗電率曲線圖(CH1-10、11F) 72
圖 6.1-10 冰水主機冰水與冷卻水進出溫度曲線圖(CH1-10、11F) 73
圖 6.1-11 機房 1(9F)溫、溼度測試點示意圖 74
圖 6.1-12 機房 1(10F)溫、溼度測試點示意圖 75
圖 6.1-13 機房 1(11F)溫、溼度測試點示意圖 76
圖 6.1-14 冰水主機冷凍能力及耗電曲線圖(CH2) 79
圖 6.1-15 冰水主機負載率曲線圖(CH2) 80
圖 6.1-16 冰水主機耗電率曲線圖(CH2) 80
圖 6.1-17 冰水主機負載率&耗電率曲線圖 CH(2) 81
圖 6.1-18 冰水主機冰水與冷卻水進出溫度曲線圖(CH2) 81
圖 6.1-19 機房 2(2F)溫、溼度測試點示意圖 82
圖 6.1-20 機房 2(3F)溫、溼度測試點示意圖 84

表 目 錄

表 1.4-1 ANSI/TIA/EIA-942 營運整體可靠度標準 9
表 2.1-1 IT 設備環境設定表 12
表 4.8-1 RCI 評估等級表 62
表 4.8-2 RTI 評估等級表 62
表 5.1-1 DCIE 與 PUE 之評估標準 64
表 6.1-1 機房 1(9F)溫溼度測試 74
表 6.1-2 機房 1(10F)溫溼度測試 75
表 6.1-3 機房 1(11F)溫溼度測試 77
表 6.1-4 機房 2(2F)溫溼度測試表 82
表 6.1-5 機房 2(3F)溫溼度測試 84
表 6.1-6 機房指標測試比較表 86

前言

近年由於地球暖化與臭氧層破壞問題,已引起世界各國積極重視綠色、環保、節能等議題，而 1997 年之京都議定書更被喻為人類有史以來最複雜的非軍事協定,這當中隱含了溫室氣體減量之責任應該被提升到國家之最高戰略等級,也是任何與國際產業供應鏈有臍帶關係的企業所必須重視的。

IT(資訊科技)產業目前是台灣的主力產業，也是位居全球首要地位，根據 2008 年經濟學人信息部(EIU)的調查報告，台灣 2008 年的 IT 產業競爭力評比，已從 2007 年的全球第六名晉升到第二名，在亞太地區更是名列第一，超越日本和南韓。台灣直接、間接製造或研發了全世界大多數的 IT 相關產品，因此對於全球 Green IT 產業供應鏈的綠色與節能減碳議題中，台灣位處動見觀瞻之關鍵地位。

根據國內能源大用戶各類建築電力消費量(EUI)統計分析，其中以電信機房、網路機房為前兩名，平均單位面積年度耗電量比第三名的百貨公司足足超過 2 倍以上，由此不言可喻，Green Data Center 之節能減碳技術推廣不僅有助於我國之產業全球競爭力提昇,對於我國之溫室氣體減量亦極為重要與急迫。

有鑑於此，經濟部能源局乃委託財團法人台灣綠色生產力基金會(以下簡稱本會)，辦理節能技術輔導，由本會委請國內在電信網路機房節能服務推廣上，有專精之專家學者，即臺北科技大學能源與冷凍空調工程系李魁鵬助理教授，協助執筆及蒐集實際相關的節能技術資料，加入本會節能技術服務資料，彙編成此技術手冊，提供給各能源用戶參考，而遺誤掛漏，必所難免，尚請學者先進，賜予指正為禱。

第一章 綠色資料中心國際現況與技術

1.1 綠色資料中心國際現況

根據國際之研究資料顯示,將電腦伺服器三年的生命週期和十年的電腦機房基礎設施建設與運轉生命週期進行成本攤消比較(圖1.1-1)(Belady, 2007)，在早期電腦尚不普及的年代，電腦伺服器極其昂貴，在擁有一座電腦機房營運的生命週期成本當中，伺服器之採購成本遠遠大於基礎設施建設成本與運轉的能源成本，但是自從 IT 產品之普及化與生產技術逐漸提昇後，在 2001 年伺服器之採購成本已經和基礎設施建設與運轉的能源合計成本相當，到了 2008 年電腦機房之能源成本甚至超越伺服器成本。這個發展趨勢說明了台灣引以為傲的 IT 產業，二十年來其產品價格維持不變，但用來提供伺服器營運之基礎設施建設成本和運轉的能源成本卻節節高漲，這反應了 IT 產業微利時代的艱困競爭環境，以及當客戶採購 IT 設備時，IT 設備成本或傳統所標榜的計算性能將不會是唯一考量因子。

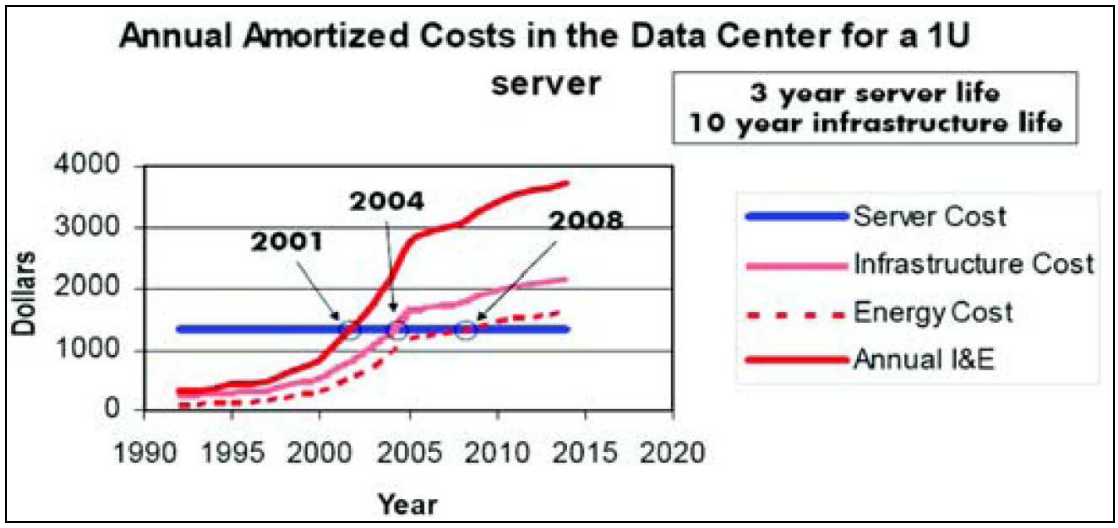


圖 1.1-1 電腦伺服器和機房基礎設施建設運轉生命週期成本攤消比較

藉由綠色資訊產業(Green IT)可協助提供建立綠色資料中心(Green Data Center)之技術，其包含從前端生產、運輸，到末端消費者使用及回收再利用等面向思考，也就是包含：一、製造材料之無毒與低環境衝

擊，二、製造材料之 3R(減量、回收與再利用)，三、低能耗產品，四、低碳生產製程，五、低碳企業運算環境，六、節能綠色軟體[4]等考量因數。

由於歐盟之 WEEE 及 RoHS 環保指令實施已久，根據資策會之調查研究,台灣品牌大廠目前在減少產品使用有毒物質方面以及材料減量與回收再利用，已有積極作為，不過，針對碳揭露及減碳作為，台灣廠商仍有進步空間。台灣 ICT 廠商較少針對外在環保法規部分採取積極行動，除了少數「品牌」、「大廠」較有完整產業鏈規劃外，多半僅以經營主題配合各國環保法規為主(如歐美環保法規等)，較缺乏完整願景規劃。另一方面，能源使用產品之生態化設計指令 EuP 目前正在初步實行當中，因此對於我國目前之資訊產業，極需建立 Green IT 之節能減碳核心技術，也就是低能耗產品、低碳生產製程、低碳企業運算環境與節能綠色軟體。

低能耗產品就是符合歐盟 EuP 耗能產品生態化設計指令所規範之要求，EuP 為耗能產品(Energy Using Products)的簡稱，該指令將對產品的設計、生產、維護到最終淘汰、回收和處理的所有階段都提出環保要求，促進生產商採用先進的環境化設計技術來生產低耗能的產品，希望能在產品設計時須降低產品對於環境的衝擊,以及最佳化產品的整個生命週期。

低碳生產製程是歐盟 EuP 生態化設計指令所重視之一環，是藉由高能源效率製程工具機台、生產排程最佳化設計、低能耗先進製程、高效率設施系統(包含冷卻系統、外氣系統、排氣系統、冰水主機、泵、風扇、乾燥壓縮空氣等)、節能建築外殼設計、能源系統最佳化、能源回收再利用及可再生能源等技術，以達到最低之單位產品碳排放量。由於低碳生產製程,必須整合工廠建築低能耗設計以及製程當中使用的所有能源設備，因此其複雜度與技術遠高於單一低能耗產品之設計與開發。欲達成以最低生命週期成本建置低碳生產製程，建議採用整體建築節能性能設計方法,由電腦動態能源模擬評估最具成本效益之節能技術

以及計算最終整體節能成效。

美國綠建築協會(USGBC)之 LEED 綠建築評估系統規範了永續建築基地、用水效率、能源與大氣環境、材料與資源、室內環境品質等永續建築議題，其中包含規範了建築及其所有耗能設備從設計、建造、完工及運轉每個環節之性能驗證、冷媒管控、能源最佳化、可再生能源及運轉性能驗證之評價標準。由於能源使用量與氣候有相當大之關係，能源最佳化技術必須因地制宜，且對於跨國企業集團之廠房綠建築節能政策制度推行與運籌帷幄而言，其所遵循之節能規範應能適合全世界各地氣候。LEED 綠建築評估系統適用於全世界所有氣候區，因此採用 LEED 整體建築節能設計之性能分析法，有助於國際企業集團之溫室氣體盤點與管理，再者該評估系統是全世界最廣為採用與認知之綠建築及節能指標，因此適合跨國企業集團企業社會責任(CSR)之宣傳與評價。

廣義之節能綠色軟體可包含所有節能 ICT 整合技術相關之軟體與韌體技術，從消費端使用之精簡軟體、低 CPU 與記憶體資源佔用、低能耗之計算架構，到伺服器虛擬化、能源管理系統、節能診斷技術等。能源與散熱將是資訊長(CIO)面臨的前 3 大問題之一，低碳企業運算環境與節能綠色軟體是對消費者最受惠之低碳禮物，通常冷卻和電力佔企業資料中心年度營運成本的 25% 至 40%。一般而言，不具有低碳運算環境與節能綠色軟體之企業，其 IT 設備冷卻系統的耗電量約為系統用電量的一半，以大型資料中心每年電費達兩千萬美元之譜，系統用電效能提升 20%，便可能為企業省下 60 萬美元的營運支出。

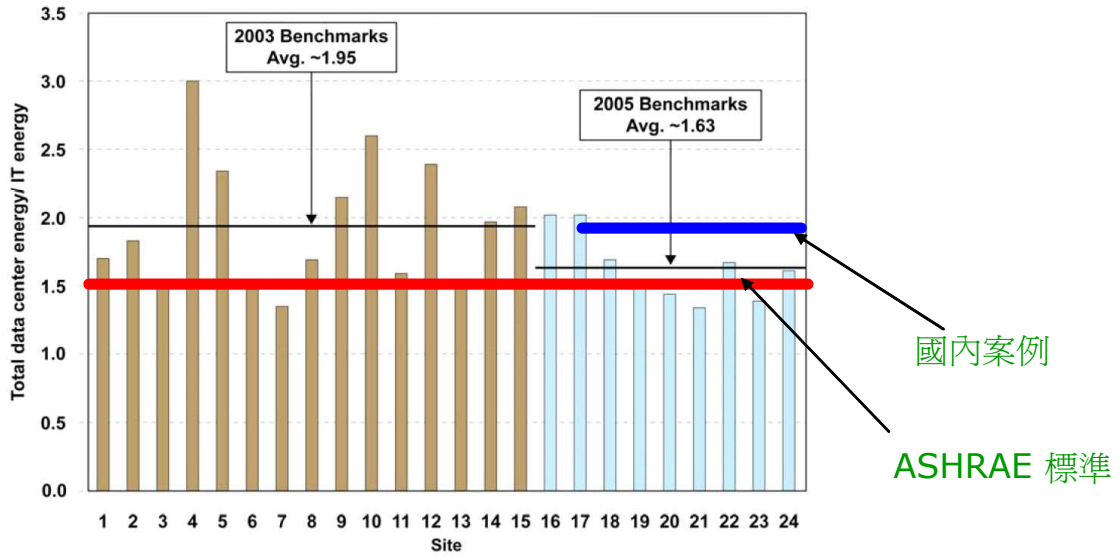
美國環境保護署(EPA)之 2007 年之報告亦指出(EPA, 2007)，美國 2006 年之各種資訊產業或商業、政府機構所使用之資料中心的耗能是 2000 年的兩倍，其中有 50%的耗能是用以支持資料中心正常運作之電力系統效率損失與冷卻所消耗，有三分之一的資料中心是美國電力耗能大戶。EPA 指出若不採行節能措施，由於現今資訊與通訊應用深度與廣度逐年擴大，未來資料中心之耗能將成級數成長，但是若研發相關節能技術將有效降低資料中心之耗能。因此許多知名大廠看好企業 IT 綠

化趨勢，對於解決方案的需求愈加殷切，紛紛推出節能方案，如昇陽(Sun)伺服器採用低功率的 Cool Threads 微處理器、英特爾(Intel)提出處理器的核心微架構(Intel Core Microarchitecture)、HP 的新世代資料中心(Next Generation Datacenter)，IBM、超微(AMD)、惠普(HP)、等世界大廠共同推動的綠色網格(Green Grid)計畫等。而 IBM 更將協助客戶降低資料中心耗電量的酷藍方案(Cool Blue Portfolio)，視為 Green IT 的發展重點之一。

1.2 國內外資料中心耗能調查

目前國際間資訊機房最通用之能源評估及設計基準目標，是由 Green Grid 協會針對資訊機房能源使用合理化，所訂定之電源使用效率 PUE(Power Usage Effectiveness)耗能指標，並可依 Green Grid 設計建議，進行規劃以達能源最佳使用率。PUE 定義為資訊機房總耗能與 IT 設備耗能的比值，此數值越接近 1 代表能源使用效率越佳。

美國柏克萊國家實驗室(LBNL)針對資訊機房所進行的統計分析，PUE 值於 2003 年平均為 1.95，至 2005 年平均降為 1.63，根據 LEED 之能源評估必要條件，使用 300RT 以上之中央空調冰水主機系統資訊機房，PUE 值至少須達 1.52 以下方能符合申請 LEED 的基本門檻；反觀國內資訊機房 PUE 平均實際量測結果約為 1.9 以上，由此可見資訊機房節能具 30%以上節能空間(圖 1.2-1)；如果能整體整合運用國際技術、設計手法及相關規範標準，國內新建資訊機房應可以達到 LEED 標準為節能減碳追求目標。



Source: (Greenberg et al. 2006, LBNL 2006)

圖 1.2-1 台灣與美國資料中心 PUE 值比較

1.3 綠色資料中心節能技術

根據本研究針對國內機房實地訪查結果，常見現況問題整理如下：

1. IT 設備無節能管理、無虛擬化與整併技術，造成負載常定之高耗能現象。
2. 回風設計主要採無風管之直接回風，造成氣流短循環，氣流無法有效率地冷卻機櫃。
3. 回風口與出風口太接近，造成氣流短循環，氣流無法有效率地冷卻機櫃。
4. 無冷熱通道之設計及短循環之回風，造成機房溫度場混亂，以致於造成空調箱之溫控感測點不易設置，空調箱及冰機控制失序，頻繁切換，並導致系統不穩定運轉及容易故障之風險。
5. 冰機超量設計之現象，冰水進出口溫差小，起停頻繁。
6. 使用濕盤管及低溫冰水，造成除濕過度及再加濕之能源浪費。
7. 冰水主機老舊及過大設計造成低效率運轉。
8. 配線系統雜亂造成氣流受阻、系統更新不易。

9. 不適當之高架地板開口造成氣流分配不均勻、氣流洩漏嚴重。
10. UPS 及配電系統過大設計，造成電力系統低負載、低效率之運轉。
11. 接地系統不完整及不確實。
12. 空間規劃不敷使用，亦造成空調系統更新困難。
13. 資安系統或機電設施之備援與安全設計不足。
14. 消防設施不符規範。

為解決前述之問題，建議採用以下之節能實務措施：

1. 進行動態 PUE 量測：藉由量測能源消耗及 PUE 監測了解機房能源性能與效率。
2. 氣流管理：良好氣流管理是機房節能的基本，建立冷熱通道減少混風避免熱點發生。
3. 調整溫度設定：依據 ASHRAE 建議調高冷通道溫度，降低冰水系統能源消耗。
4. 變頻空調系統：變頻冰水主機、變頻泵、變頻風扇、變頻冷卻水塔之投入。
5. 避免超量設計及主機台數規劃。
6. 將未使用之機櫃予以封板，以避免氣流短循環。
7. 使用自然冷卻：採用水或空氣節能器可以大大改善能源效率。
8. 最佳化電力系統供應：盡可能使用模組化及高效率之變壓器(98%以上)及 UPS 系統(90%以上)。
9. 採用冷媒冷卻系統以提昇冷卻效率。
10. 伺服器虛擬化及整併。

綠色資料中心應以全生命週期進行整體評估及考量,並在各階段由第三專業單位認可及執行整體性能品質保證，以確保在評估規劃、設計、施工、驗收、營運各階段都能夠符合業主及認證單位品質要求及功能需求，如圖 1.3-1 所示。

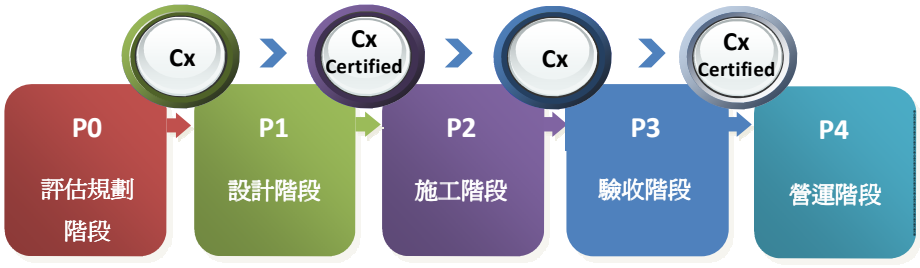


圖 1.3-1 綠色資料中心性能驗證程序

根據美國環境保護署之報告書指出，資料中心節能技術之應用除了來自於 CPU 之效能與電能管理(包含散熱技術)之外，資料中心空調環境控制與電力系統有將近 80% 之節能機會，也就是結合低碳運算環境之建構以及節能綠色軟體，將可大幅協助消費者節能減碳。而建構低碳企業運算環境之關鍵技術包含：

1. 低能耗計算架構之微處理。
2. 伺服器虛擬化與整併。
3. 伺服器動態能源管理系統。
4. 高效率電腦伺服器液冷卻系統。
5. 非導電自然冷媒冷卻系統技術。
6. 高效率變頻空調系統。
7. 冷卻系統可向量化智慧控制。
8. 自然冷卻技術。
9. 資料中心動態能源模擬生命週期成本分析與設計。
10. 資料中心環控、預測診斷技術與能源之主動式管理系統。
11. 環控流場最適化設計與模擬技術。
12. 高效率及模組化之變壓器及 UPS 系統。
13. 直流電電力系統技術。
14. 結合汽電共生與再生能源之分散式發電智慧微電網技術。

1.4 綠色資料中心之基礎設施的規劃和設計標準

由於資料中心或數據中心之基礎設施規劃和設計標準，越來越被業界重視，美國數據中心基礎設施標準 TIA-942，提供詳細之設計要求和指導方針，以協助更具前瞻性之規劃與設計。TIA-942 是由美國國家標準學會(ANSI)於 2005 批准頒布的『數據中心電信基礎設施標準』(Telecommunications Infrastructure Standard for Data Centers)，此標準由美國電信產業協會與美國工業技術標準化委員會 TIA/EIA 所編撰。

ANSI/TIA/EIA-942 標準包括電信(Telecommunications：網路架構、佈線、佈纜、路由、備用電源、配線架等 12 項)、電力(Electrical：接戶設施、電力引進、配管線、不斷電系統、發電機、儲油量、電力架構、抗諧波裝置、接地系統、緊急斷電設施、系統監控、電池配置、電池種類、動態不斷電系統、備用發電機系統架構、負載測試、設備維護等 68 項)、建築(Architectural：選址、住戶、停車、結構、出入口、屋頂、門窗、大廳、管理室、警衛室、操作室、休息室、UPS 機房、進出貨區、門禁、監控、防火時效、閉路電視、耐震設計等 107 項)及機械(Mechanical：冰水系統、冷房系統、溫控系統、配管、燃油系統、消防滅火系統等 35 項)四大評估架構總計 224 評估項目，確保業主依營運整體可靠度需求來設計資訊機房(共分 4 等級 Tier1~4)，如表 1.4-1，目前國際認證單位有 Up Time Institute 及 TIA 等。

表 1.4-1 ANSI/TIA/EIA-942 營運整體可靠度標準

項目 / 等級	年平均故障時間 hr/year	Availiability %
Tier 1	28.8	99.67
Tier 2	20	99.75
Tier 3	1.6	99.98
Tier 4	0.4	99.99

Source：ANSI/TIA/EIA-942 Standards Reference Guide

1.5 小結

德州儀器(TI)於 2004 年宣示建立全球第一座永續晶圓廠(Sustainable Wafer Fab)，經歷了四年，於 2008 年初獲得 LEED 金級認證，而台積晶圓十四廠第三期晶圓廠房及友達光電中科 8.5 代廠亦緊接著分別於 2008 年 8 月及 2009 年 3 月宣布獲得美國綠建築 LEED 之金級認證，目前全世界具有 LEED 認證之三座高科技製程廠房當中，台灣占了三分之二,台積晶圓十四廠第三期晶圓廠房是世界第二座且是目前唯一在運轉之 LEED 晶圓廠，友達光電中科 8.5 代廠更是全世界第一座獲得 LEED 認證之 TFT-LCD 綠色科技廠房。

台灣是全世界高科技廠房密度最高也是最有建廠經驗的國家,雖然目前由歐美所主導之 Green IT 與 Green Data Center 框架已築起極高之技術壁壘，但由台達電、台積電、友達光電、益通光能、旺能光電等眾多資訊與光電產業大廠綠色廠房陸續發表之傑出經驗與企圖心觀之,若能進一步結合產官學各界能量與資源，以及我國 ICT 之資通訊垂直整合優勢，台灣 IT 產業未來在 Green IT、Green Data Center 之技術領域及 ICT 節能減碳資通訊技術方面將充滿機會，並得以繼續保有我國資訊產業之領先優勢，再創我國 IT 相關產業附加價值與新競爭力。

另一方面，冷凍空調設備及 IT 設備耗能各占整廠耗能約 50%，本土之冷凍空調設備與半導體科技製程設備廠商若能掌握 Green IT 與 Green Data Center 潮流，積極配合科技大廠之低碳製程綠色供應鏈之政策，投入研發與精進，亦極有可能扭轉長期以來由歐美日所掌握之空調設備與製程機台市場。

第二章 電信機房環控條件之節能技術

2.1 機房之環境設定條件

美國空調技術委員會將裝有電子設備運轉的機房環境條件定義為四種等級如表 2.1-1 所示，其包含機櫃設備處於啟用或關閉時段，有其不同的空調狀況定義。當電腦機櫃處於啟動狀態下，進入機櫃的空氣條件則分為建議值(recommended values)與容許值(allowable values)，建議值其義意是指設備應被設計在此目標下運轉,容許值則是規定機櫃設備至少應被設計在此區間內運轉。

環境等級定義將裝設電子設備運轉的機房區分為四種環境條件層級：

1. 等級 1(Class 1)：屬企業等級，對於室內環境狀態(如乾球溫度、露點溫度、相對濕度)控制較嚴謹者，通常用於企業級營運伺服器或儲存用資料庫等。
2. 等級 2(Class 2)：屬工作室等級，於辦公室、實驗室等區域須作部分環境(如乾球溫度、露點溫度、相對濕度)控制者，通常用於小型伺服器、儲存用資料庫、個人電腦工作群組等。
3. 等級 3(Class 3)：屬簡易溫度等級，於交通運輸、辦公室、居家、等區域具備簡易控制者(僅溫度控制)，通常用於個人電腦群組、膝上型輕便電腦、影印機辦公類型房間等。
4. 等級 4(Class 4)：屬工業環境等級，相關輕工業與工廠之照明區域等，冬天需加熱和通風以維持場地環境溫度不受外氣影響者，通常用於堅固耐用重點照明設備、電腦、PDA 等。

由表 2.1-1 IT 設備環境設定表得知，等級 1 為最嚴苛的設計條件，設定 IT 機櫃內乾球溫度介於 15~32℃、相對濕度介於 20~80％之間，最大變化率溫度 5℃/h，最大變化率相對濕度 5%RH/h，最大露點溫度限制在 17℃，如圖 2.1-1 所示。

表 2.1-1 IT 設備環境設定表

Equipment Environment Specification										
Class	Product Operation [a,b]							Product Power Off [b,c]		
	Dry-Bulb Temp. (℃)		Humidity Range Non-Condensing		Max. Dew Point (℃)	Max. Elevation (m)	Max. Rate of change (℃/h)	Dry-Bulb Temp. (℃)	Relative Humidity (%)	Max. Dew Point (℃)
	Allowable	Recommended	Allowable	Recommended						
1	15 to 32 [d]	18 to 27	20 to 80	5.5℃ DP to 60% RH and 15℃ DP	17	3050	5/20 [l]	5 to 45	8 to 80	27
2	10 to 35 [d]	18 to 27	20 to 80	5.5℃ DP to 60% RH and 15℃ DP	21	3050	5/20 [l]	5 to 45	8 to 80	27
3	5 to 35 [d,e]	NA	8 to 80	NA	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80	29
4	5 to 40 [d,e]	NA	8 to 80	NA	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80	29

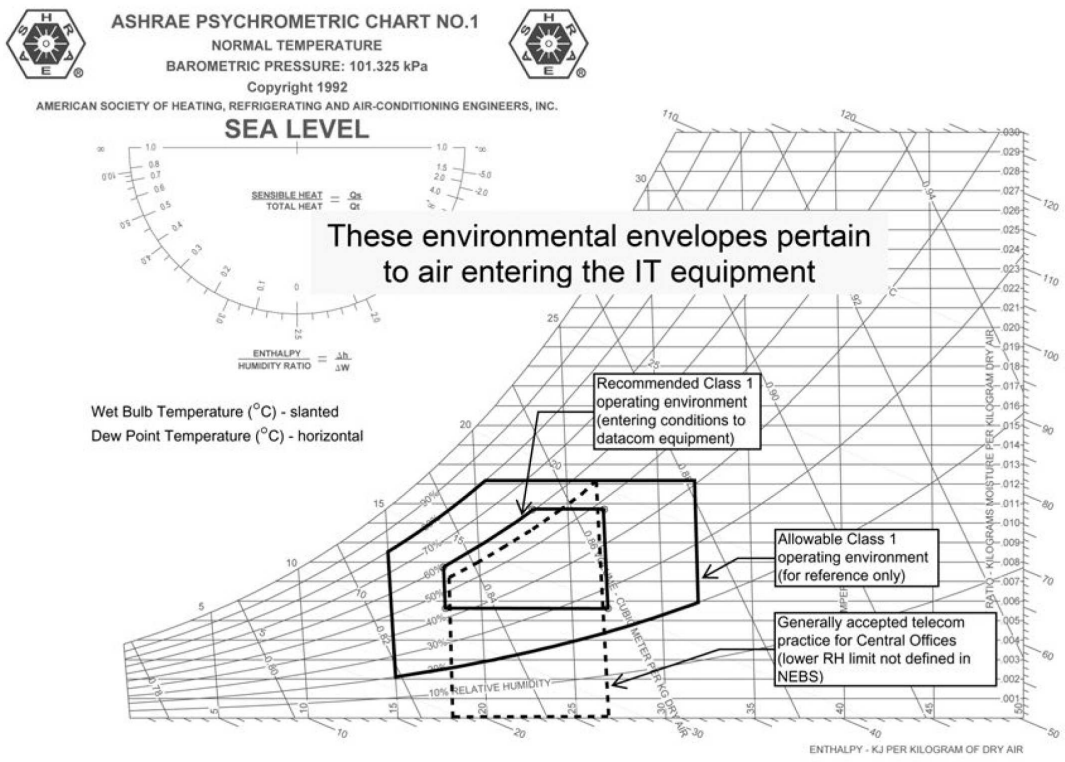


圖 2.1-1 Class 1~4 容許空調操作環境

2.2 電信機房環控條件設計之節能技術實務

電信機房之環控條件對於能源系統之效率以及生命週期成本,或稱之為整體擁有成本(Total Cost of Ownership, TCO)，具有關鍵性之影響，電信機房環控條件設計之節能技術實務如下：

1. 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，淡色塗料之輻射吸收率(ε~0.4)只有暗色(ε~0.8)之一半左右。
2. 降低太陽輻射熱，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；使用低輻射 Low-E 玻璃，降低陽光穿透量。
3. 減少外氣的滲入，一般機房操作人員或維修人員待在機房內的時間短暫，減少外氣供應量，以固定一段時間定期進行換氣，可減少外氣所增加的熱負荷。
4. 根據熱力學之冷凍循環原理，製冷冷凍主機之蒸發溫度愈高效率愈好，因此盡可能讓系統遠離低溫運轉條件，也就是盡可能在建議的環境條件範圍內，提高機房之運轉溫度與相對濕度；另一方面，運轉溫度愈高則外氣冷房之自然冷卻的可利用時間愈多，節能愈多，電費愈少。
5. 增加溫度及濕度控制之中立區(dead band)範圍以避免低效率之衝突與追逐運轉控制。
6. 以電信機房之露點溫度進行除濕與加濕之控制。
7. 空調箱過濾網之初始壓損不應設計過大，並且應定時維護，以避免造成灰塵阻塞而造成能源浪費。

第三章 空調系統之節能技術

3.1 電信機房之空調系統架構與組成元件

電信機房之空調系統架構與組成元件如圖 3.1-1 所示，其主要之組成元件包含製冷系統、散熱系統、送風系統及外氣系統等四大項，各系統之元件類型及功能說明如下：

1. 製冷系統：製冷系統為機房冷卻之心臟，提供機房冷卻所需之冷源，製冷系統之類型有水冷式冰水主機、直膨式壓縮機、氣冷式冰水主機及自然冷卻之熱交換器。
2. 散熱系統：散熱系統將製冷系統所吸收之機房熱量排放到機房外界環境，其散熱設備類型包含開放式冷卻水塔、密閉乾式冷卻器、複合式散熱設備(具開放與密閉散熱功能)及冷凝器。
3. 送風系統：被製冷系統所冷卻之空氣由送風系統負責配送至電信設備以進行冷卻，送風系統類型包含電腦機房空調箱(CRAH)、直膨式電腦機房空調機(CRAC)及液體冷卻單元。
4. 外氣系統：外氣系統負責處理機房新鮮外氣之補充以建立正壓環境、調節外氣進入機房溫濕度條件及維持空氣品質，其系統類型可為冰水冷卻或直膨式冷媒系統。

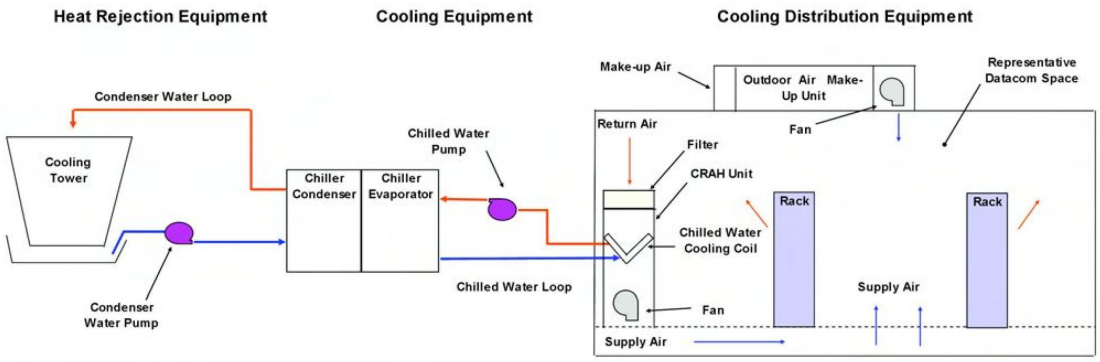


圖 3.1-1 電信機房空調系統架構與組成

3.2 冷媒蒸發溫度與冷凝溫度對於製冷系統主機之耗能影響

1. 冰水溫度對於製冷系統主機之耗能影響

根據熱力學之冷凍循環原理，製冷冷凍主機之蒸發溫度愈高效率愈好，因此盡可能提高冰水主機供水溫度或冷媒蒸發溫度，可維持冰水主機於高效率運轉。冰水主機之供水溫度與主機單位製冷所需耗電(kW/RT)之關係如圖 3.2-1 所示，供水溫度越高，單位製冷所需耗電越低。

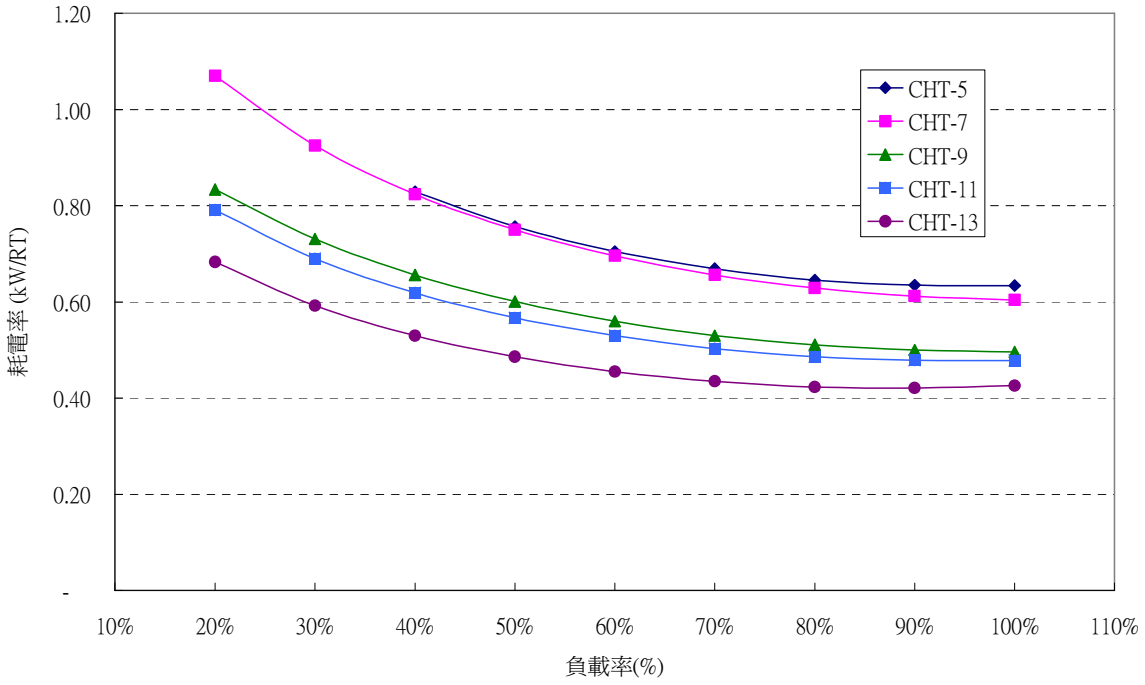


圖 3.2-1 冰水主機供水溫度與主機耗電率(kW/RT)之關係

2. 冷卻水溫差、冷卻水溫度對於製冷系統主機之耗能影響

根據熱力學之冷凍循環原理，製冷冷凍主機之冷凝溫度愈低效率愈好(如圖 3.2-2 所示)，因此盡可能降低冰水主機冷卻水溫或冷媒冷凝溫度，可有效降低冰水主機單位製冷所需耗電。

冰水主機之冷卻水溫差與主機單位製冷所需耗電(kW/RT)之關係如圖 3.2-3 所示，冷卻水溫差愈大表示冷卻水流量愈低，雖然冷卻水泵之耗電降低，但卻會造成主機冷凝溫度提高，使得主機效率變差。因此應考量冷卻水泵及主機之總體耗能，進行冷卻水溫差最

佳化計算分析，一般以維持冷卻水溫差 4~5℃為目標。

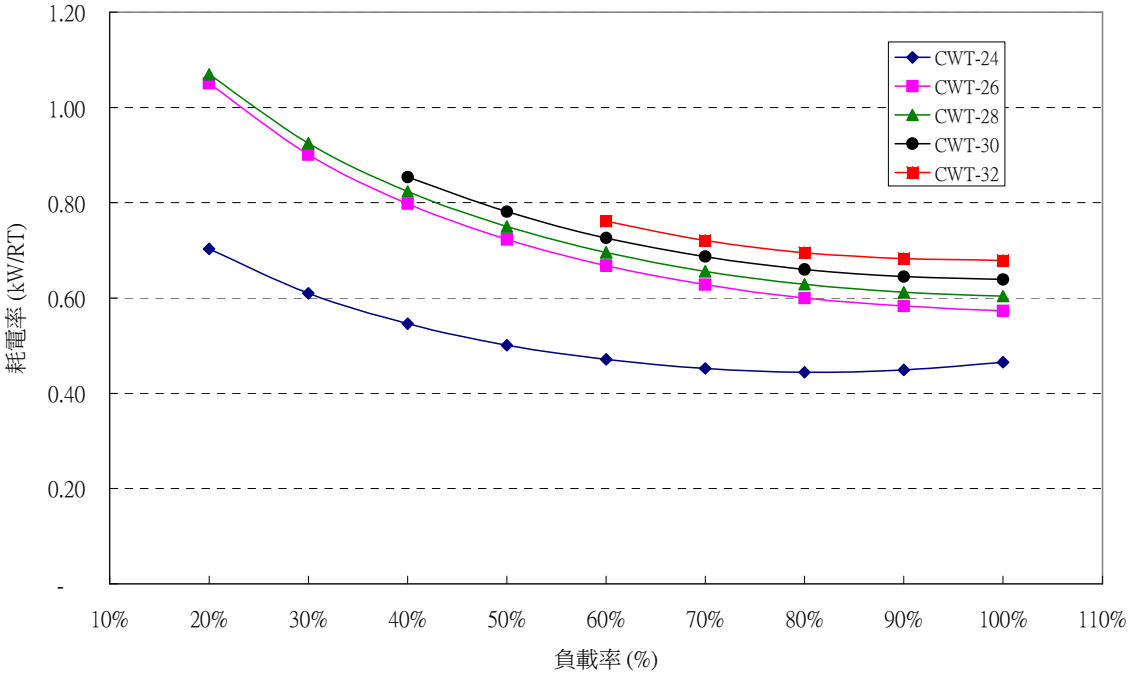


圖 3.2-2 冷卻水入口溫度與主機耗電率(kW/RT)之關係

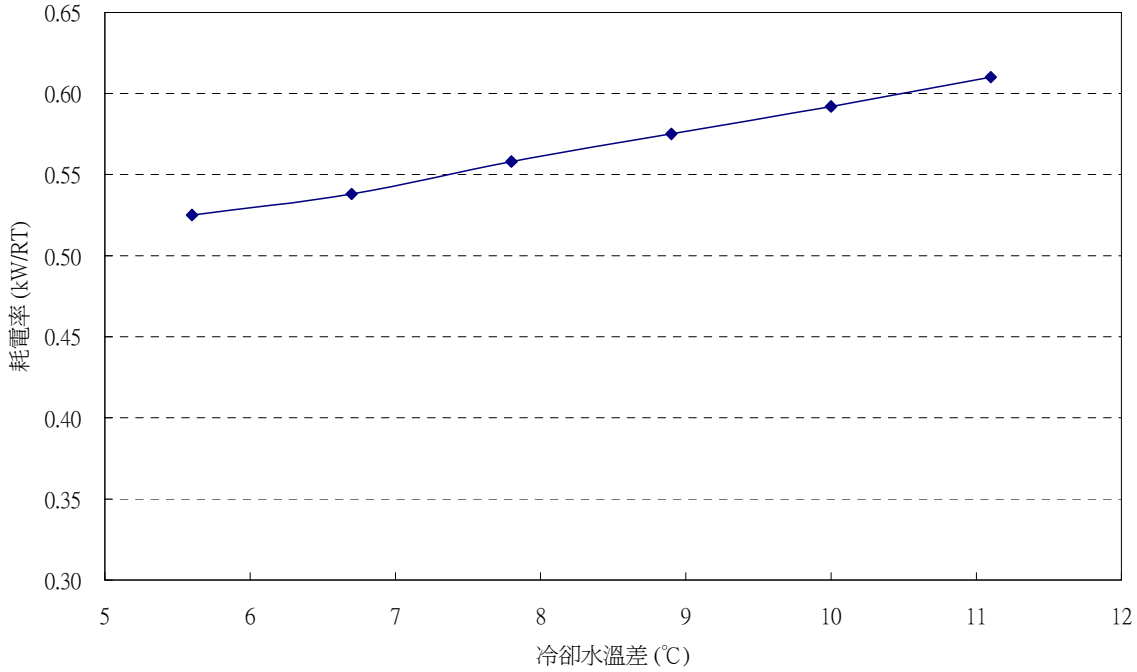


圖 3.2-3 冷卻水溫差與主機耗電率(kW/RT)之關係

3.3 製冷主機變頻控制之節能技術

不論是直膨式的製冷系統或冰水主機，壓縮機之功能在於控制製冷系統蒸發器之運轉壓力，並且提供系統源源不絕之冷媒循環量產生製冷功能。因系統蒸發器之熱負荷會受到冷卻空間發熱強度或使用情形而變動，例如電信機櫃之增減、機房空間溫濕度變化或建築熱外殼構造負荷等，故壓縮機必須隨時進行容量調節以匹配蒸發器之負載，避免機房溫度過高或過低。傳統壓縮機之卸載方法有以下幾種方法：

1. 熱氣旁通法。
2. 壓縮機蒸氣吸入口節流閥控制。
3. 壓縮機起停控制。

其中熱氣旁通法是將壓縮機壓縮吐出之熱氣再旁通回壓縮機吸入口，以降低壓縮機對於蒸發器之排氣容量，避免蒸發器之溫度過低而造成空間或冰水溫度失控。壓縮機蒸氣吸入口節流閥控制功能在於增加壓縮機之吸入口冷媒壓損，避免蒸發壓力過低，降低壓縮機對於蒸發器之製冷效果。上述熱氣旁通法及壓縮機蒸氣吸入口節流閥控制都是以降低壓縮機運轉效率之方法而達到空間溫度或冰水溫度控制之目的，因此較不具有節能之功效；而壓縮機起停控制則常因系統負載很難達到理想匹配條件，因此壓縮機起停頻繁，或是藉由設定較低蒸發壓力或較高蒸發壓力來避免壓縮機起停頻繁而降低系統之穩定性與壽命。但過高之蒸發壓力將造成空間溫度或冰水溫度過高，無法達到機房冷卻之要求，因此常常必須設定較低蒸發壓力，如此將造成壓縮機效率降低之高耗能狀況。

然而變頻式壓縮機可藉由變頻器適當控制壓縮機之排氣容量，精準匹配蒸發器負載，避免壓縮機起停頻繁以及空間溫度或冰水溫度過低之現象，而達成節能之目的。如圖 3.3-1 所示，若變頻壓縮機搭配可變冷卻水溫運轉控制(VSD Chiller with CW Relief)，則製冷系統可獲得最佳之性能係數(COP)。

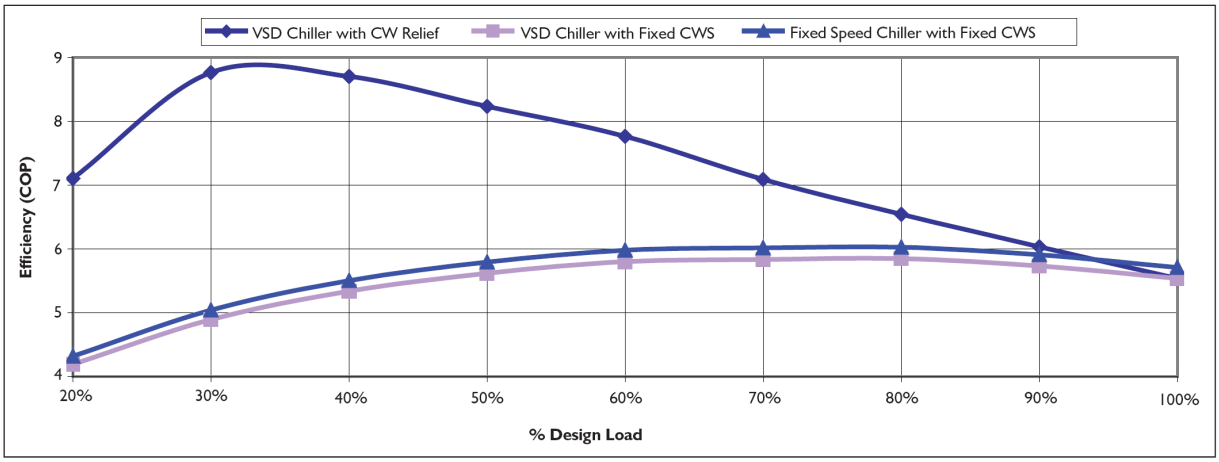


圖 3.3-1 變頻壓縮機與定頻壓縮機之冰水主機效率比較

3.4 送風系統之節能技術

送風機因 24 小時全年運轉，耗能極大，建議其可採行之節能技術如下：

1. 盡可能降低風管或風道管路壓降損失，也就是降低配送距離或減少阻礙(例如避免網路線阻礙高架地板之送風通道)。
2. 增加熱交換器之進出口溫差，降低送風量，節省風機耗能。
3. 選用在預期的運轉條件下之高效率風扇。
4. 選用高效率馬達。
5. 使用低壓損之過濾網。
6. 定期且時常維護過濾網以避免阻塞。
7. 盡可能採用可變風量系統(VAV)，利用變頻馬達控制或直流變頻馬達以驅動風機。
8. 採用有效率之配風技術。

3.5 可變風量 VAV 系統

可變風量 VAV 系統(Variable Air Volume)之系統流程如圖 3.5-1 所示，完整系統之控制包括五個子系統：室內溫度控制、供風量控制、供風及回風風量之匹配、供風溫度控制及外氣量的節能循環控制等，一些 VAV 整體系統所產生的問題都和這五個子系統的運作有相當的關聯性。

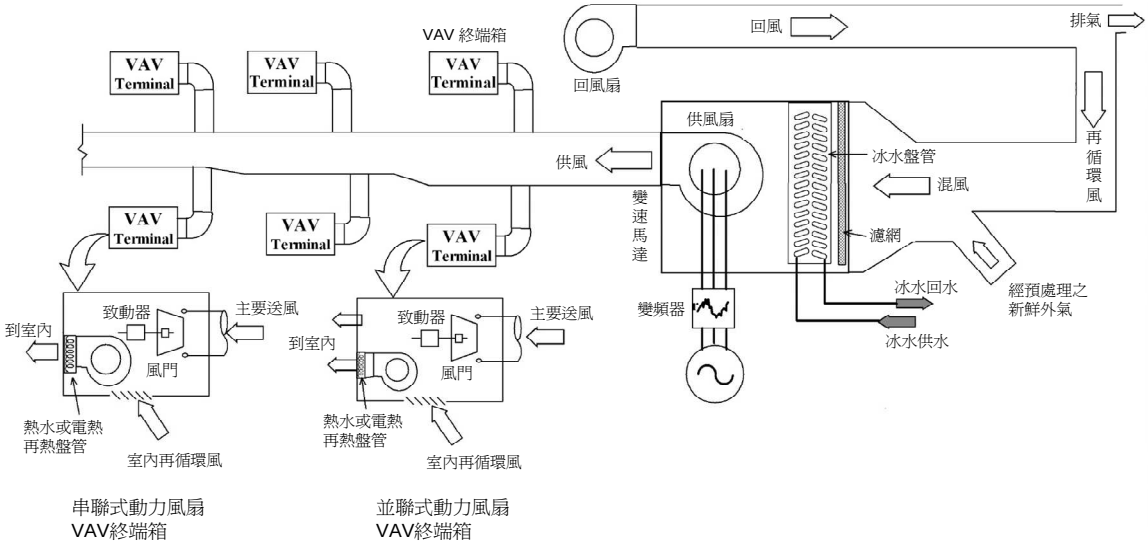


圖 3.5-1 可變風量 VAV 系統之簡圖

1. VAV 系統風量的大小對於耗能之影響

根據風扇定律，風扇馬達之消耗功率與風扇之轉速三次方成正比，因風量與風扇轉速之一次方成正比，故風扇馬達之消耗功率相當於與風量三次方成正比。以一年為基準，相較於其他空調箱系統，VAV 系統的風扇耗能較低，然而風量的減少會引起下列問題，則必須謹慎注意：

(1) 減少的風量太多，將導致靜壓不足，產生局部熱點。

(2) 若使用直膨式盤管，風量的減少將導致盤管結冰及室內溫度控制不良。

(3) 減少穿過任何熱交換器的風量，會使得系統變得很複雜，造成控制更加困難。

(4) 在任何 VAV 系統中，在系統各個末端出口之間，有效靜壓的分佈非常廣，若要取得良好的區域控制，就要採用適當之系統平衡及壓力補償的方法。

(5) 對於回風與送風之平衡與匹配控制，是相當的複雜且成本也高。很明顯的，VAV 像其他解決方案一樣，並非極簡單或可完全防呆之穩健全自動的，使用 VAV 系統需要謹慎的考慮及充分的理解，並留意每個子系統的設計、控制與運作細節。

2. VAV 系統之空間溫度如何控制

對 VAV 系統來說，空間的溫度是藉由改變供風量來控制，而不是由供風的溫度所控制。其末端的控制裝置如圖 3.5-1 之 VAV 終端箱所示，VAV 終端箱內部通常含有一馬達驅動的風門，若 VAV 終端箱裝置對於在風管中的靜壓變化不具有靜壓補償之功能，則很難進行準確之控制。大部分的 VAV 終端箱採用以下兩個方法中的其中一個，以進行準確控制。

(1) 利用風速補償：是採用風量(風速)感測器(控制器)，根據其設定值控制風門大小，以確保適當之送風量，其設定值是由空間內之溫度感測器所重置，如圖 3.5-2 所示。

(2) 利用機械式補償：是直接由室內溫度感測器之回授訊號，以馬達進行風門大小的控制，如圖 3.5-3 所示。

為防止低風量造成空氣分配及換氣的問題，建議設定最低之風門開度門檻值，其設定值建議大約為 40~50%。此外，須注意當空調負荷較低時，可能需要將供風溫度提高，以避免過冷。

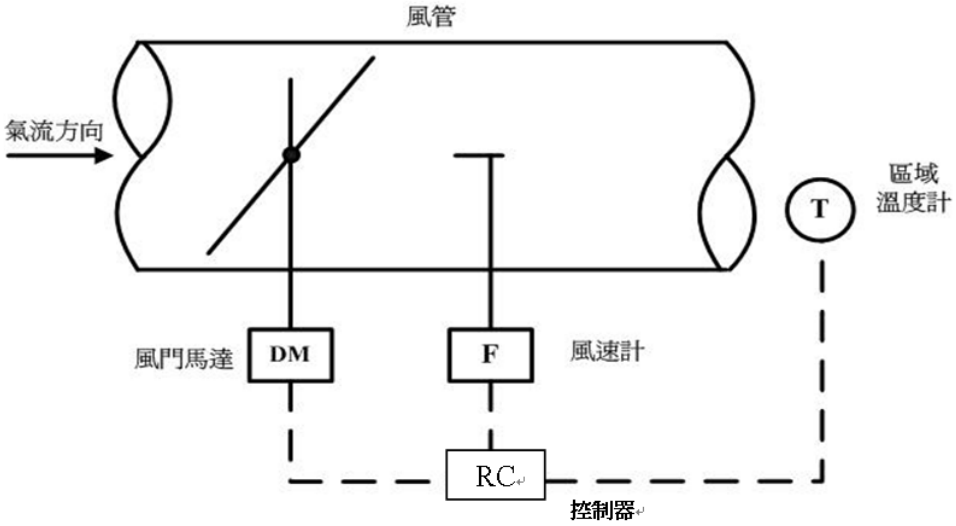


圖 3.5-2 區域風量控制－利用風速補償

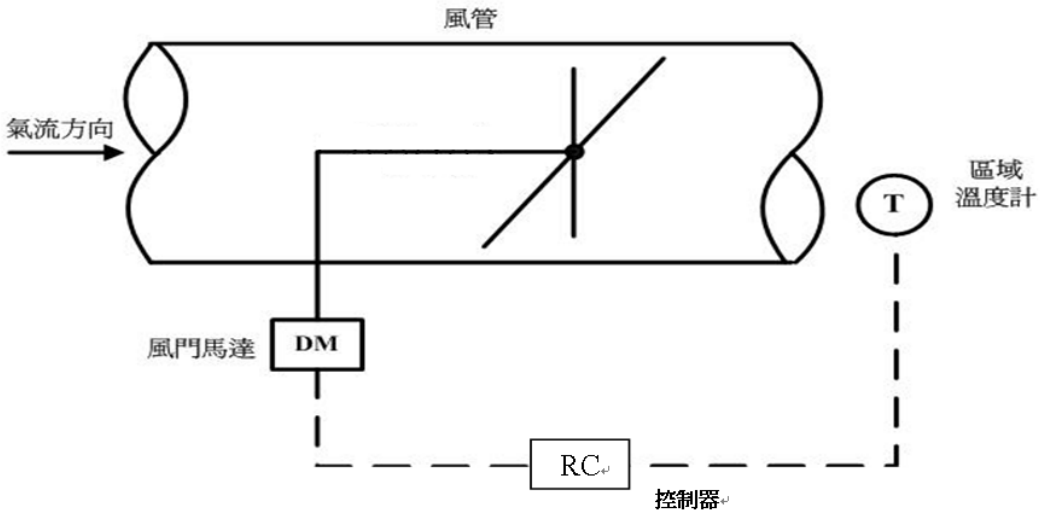


圖 3.5-3 區域風量控制－利用機械式補償

3. VAV 系統如何藉由感測器控制調整系統之總供風量

當末端 VAV 終端箱之風門調整時，總供風量將產生變化。目前有許多供風量調整方法，其中最有效的的節能方法，就是使用進氣導流葉片風門與風扇速度控制。這兩者都是在供風管的某些位置設置壓力感測器，控制使其維持固定的靜壓，除非具有壓力設定點重置補償之功能，否則壓力感測器通常是裝置於設定壓力小於系統總壓力三分之一的位置。

4. 如何控制 VAV 系統之供風與回風達到一致的風量調整

這可能是在 VAV 系統最困難且最受爭議的部分，為了彌補排氣風量及建築室內壓力的建立，回風量應少於供風量，一般而言，有下列四種控制方式：

(1) 單一控制器風管設計：最簡單的控制方式是如圖 3.5-4 所示，回風及供風兩個風扇均被一個安裝在供風風管內的靜壓控制器所控制，因控制器以同樣的比例來降低供風與送風量，故兩者風量之絕對值差異量亦隨之下降，因此會造成外氣補風量與排氣量失去平衡。

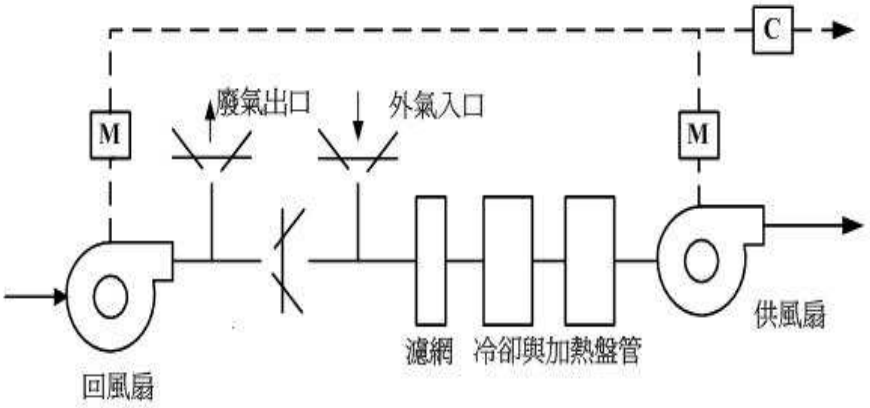


圖 3.5-4 單一控制器的風管設計

(2) 設置風量感測器補償：如圖 3.5-5 所示，利用風量計補償的風管設計，精準的量測供風及回風的風量，且調整風量保持絕對差。這是最昂貴的控制系統，但也是較好的控制系統。

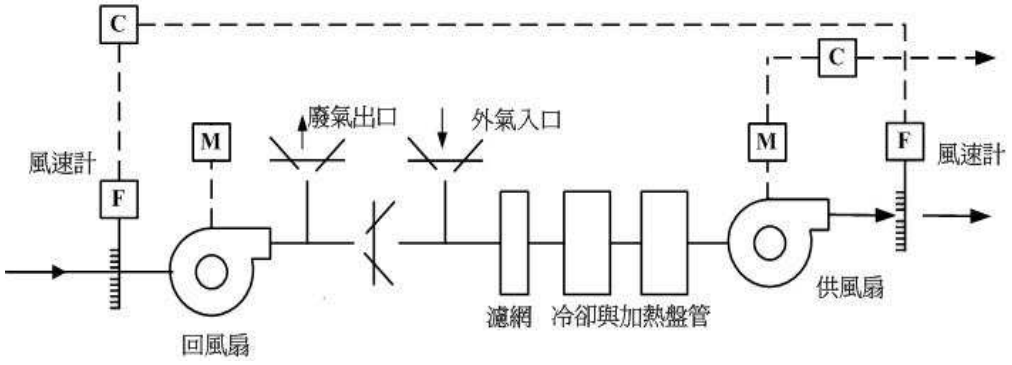


圖 3.5-5 利用風量計控制的風管設計

(3) 利用二個靜壓控制器的風管設計方式：是相當經濟有效的系統

設計方案，如圖 3.5-6 所示。該系統在供風及回風扇使用分離的靜壓控制器，重置回風扇控制器以維持兩個風量之間的絕對差。該系統之主要問題在於如何尋找較好的回風靜壓測量點，一般而言，混風區就是好的測量點，但是擾動較大。而濾網的下游空氣相對較穩定，較適合測量點的設置，但可能會受濾網骯髒產生壓降而影響。

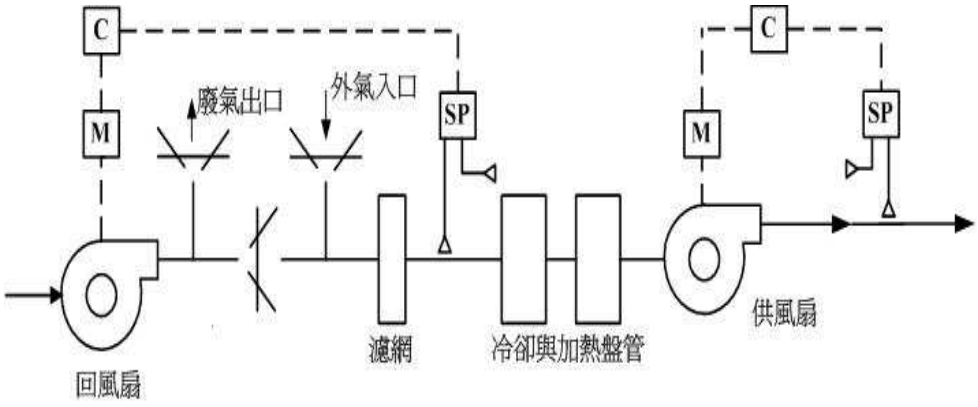


圖 3.5-6 利用二個靜壓控制器的風管設計

(4) 使用排氣輔助風扇替代回風風扇：如圖 3.5-7 所示，採用排氣輔助風扇控制之方法只適用於較短的回風管路及回風壓損時，排氣輔助風扇及風門可由建築內部之壓力控制。

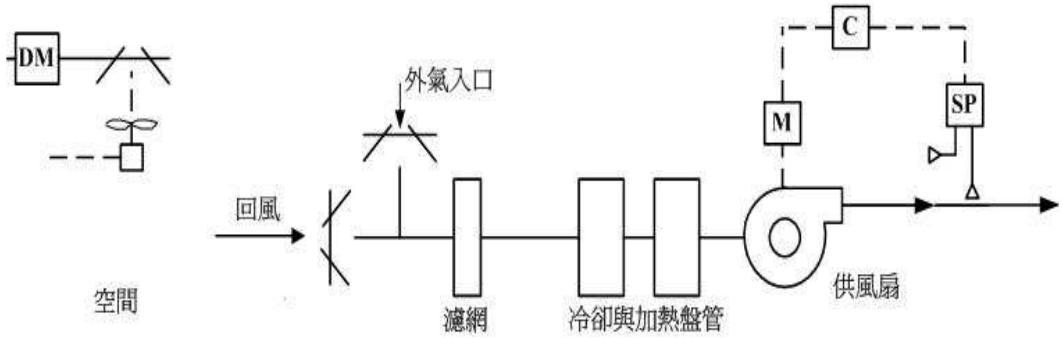


圖 3.5-7 利用排風控制提供回風平衡的風管設計

5. VAV 系統供風溫度之控制

VAV 慣用的方法是提供固定的供風溫度，但此方法節能效益

有限，也非最好的方法。值得注意的是，在負載較大的期間，增加供風溫度並維持足夠的空氣流動及換氣率，可能會有令人滿意的結果。此策略會導致風扇耗能增加，但其他區域仍保持節能。例如，若供風溫度上升，冰水溫度也會上升，冰水設備效率將獲得改善，若外氣溫度夠低，使用冰水的量也可以減至最低。

6. VAV 系統外氣節能循環控制方法如何執行

VAV 系統的外氣節能循環與任何型式的空調系統是一樣的，除了一個重要的差異點，也就是在外氣最小量的循環上，當供風量下降，外氣量也會下降。因此，必須執行下列三項中的一項：

(1) 增加最小外氣的設計量，如此最小供風量及最小外氣量皆可符合需求及換氣法規。

(2) 在外氣風管中加入一個流量計，以維持在任何供風條件下的外氣最小設計量。

(3) 在適當位置安裝二氧化碳感測器，感測居室內之環境空氣品質，進而調整外氣引入量。

從節能的觀來看，第二個方法是比較好的，但會使系統過於複雜，仍需對每個系統進行評估。有時讀者可看到 VAV 系統中的一些問題，也看到利用可變控制的子系統解決這些問題，這些都是來自於實務與經驗的建議。並非唯一的系統，也不是最好的系統。在設計 VAV 系統時，讀者要研究每個系統，進而找出最佳或至少能接受的答案。

3.6 送水系統之節能技術

送水系統之水泵和送風系統之風機一樣是 24 小時全年運轉，耗能極大，建議其可採行之節能技術如下：

1. 注意送水泵之選機，儘可能多比較不同廠牌與型號之水泵，選取在在預期的運轉條件下之高效率水泵。
2. 分析冰水系統之進出口溫差，比較大的溫差可降低送水量節省水泵耗電，但有可能造成冰水主機效率降低或大幅增加熱交換器面積與成本。
3. 選用高效率馬達。
4. 採用可變水量系統(VWV)，一次變流量或二次側變流量系統，用變頻馬達控制水泵送水量。

3.7 變頻器在空調送水系統之節能原理

由水泵性能曲線可看出水泵運轉時，流量與揚程(水頭)之關係，如圖 3.7-1 所示，虛線代表水路系統性能曲線，用以描述水流量與管線壓降之關係,當水泵運轉之揚程與流量等於在系統管線內之壓降與水流量時，即代表水泵之運轉點，也就是如圖 3.7-1 所示水泵性能曲線與水路系統性能曲線之交點。因此，當水路系統之閥件改變開度時，將影響系統性能曲線，並且改變水泵之運轉點。

水泵之運轉特性可以依照泵浦定律(Pump Affinity Laws)得知水量(Q)、揚程(H)、轉速(N)以及制動馬力(BHP)之間的關係如下：

$Q_1 / Q_2 = N_1 / N_2$，水量與轉速成正比。

$H_1 / H_2 = (N_1 / N_2)^2$，揚程與轉速平方成正比。

$BHP_1 / BHP_2 = (N_1 / N_2)^3$，制動馬力與轉速三次方成正比。

故降低泵的轉速既可降低揚程及流量，更可大量的降低耗電量。依照泵浦定律,耗電與流量成三次方正比關係,因此省能的效益相當可觀。

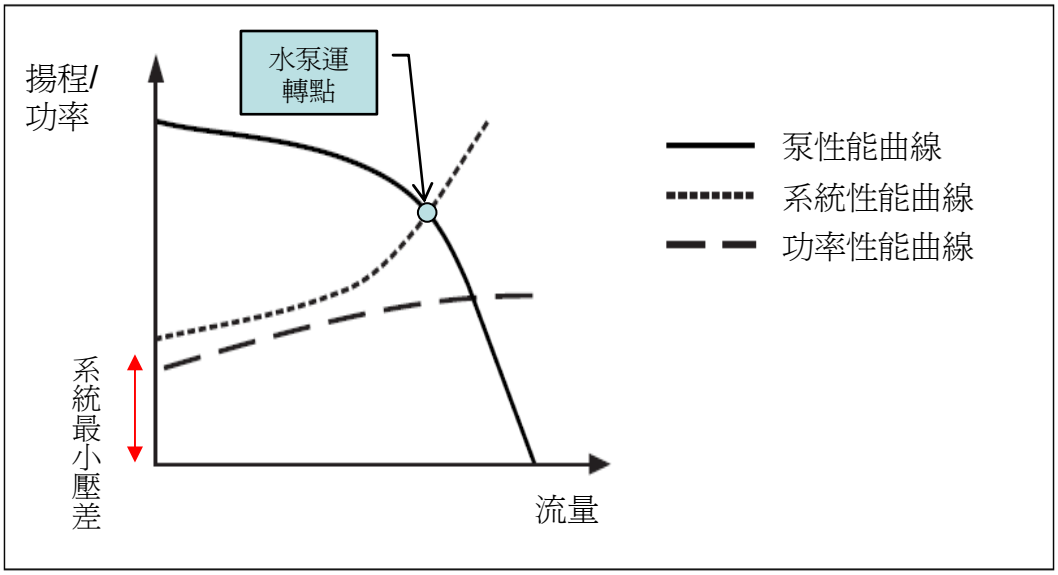


圖 3.7-1 水泵與系統之性能曲線

3.8 水泵流量之調整方法對於耗能之影響

對於一個水路系統而言，欲調整其流量以符合使用需求，可使用的方法包含節流、旁通、關斷及變頻控制等，如圖 3.8-1 所示。這 4 種流量調整方法之原理比較，詳細說明如下：

1. 節流閥關小法：

將節流閥關小，單位水流量之壓損增加，因此在相同的流量條件下，節流閥關小調整後的系統性能曲線比原來的性能曲線斜率陡，使得系統與水泵性能曲線之交點往上移動，而得到較小流量與較高揚程之運轉點。水泵之耗電量(kW)等於體積流率(m^3/s)與壓降(kPa)之乘積，雖然藉由節流閥關小可獲得降低流量之效果，但也相對提升水泵之運轉揚程，因此水泵無法獲得明顯之節能效果。

2. 旁通管路法：

利用旁通管路將部分水泵吐出水量旁通回到水泵引入口，可降低輸送至使用端的水量，但是因為旁通使得水路系統之壓損減小，故旁通調整後的系統性能曲線斜率較緩，使得系統與水泵性能曲線之交

點往下移動，而得到較大水泵總流量與較低揚程之運轉點。雖然藉由旁通可獲得降低使用端的之水量以及降低水泵運轉揚程效果，但也相對提升水泵之總流量，因此水泵無法獲得明顯之節能效果。

3. 起停關斷控制方法：

可降低水泵使用時數，但使用性欠佳，控制不精確，水量不穩定，起停頻繁將增加機件耗損率。

4. 變頻控制法：

利用泵浦定律，將水泵轉速降低，水泵性能曲線約以平行於原曲線的方式往下移動，使得系統與水泵性能曲線之交點往下移動，而同時得到較低的水泵流量與較低的揚程之運轉點。根據泵浦定律，水泵耗電與轉速或流量成三次方正比關係，因此可大量節省水泵耗電，其運轉效率亦可約維持與滿載運轉點之相同效率。

綜合以上之說明，並且由圖 3.8-2 及圖 3.8-3 各種流量調整方法之耗能比較可知，變頻控制之節能效果顯著，相對於節流閥流量調整方法可達 50% 以上。因此，以下將說明變頻器在空調冰水系統之節能應用與應用案例解說。

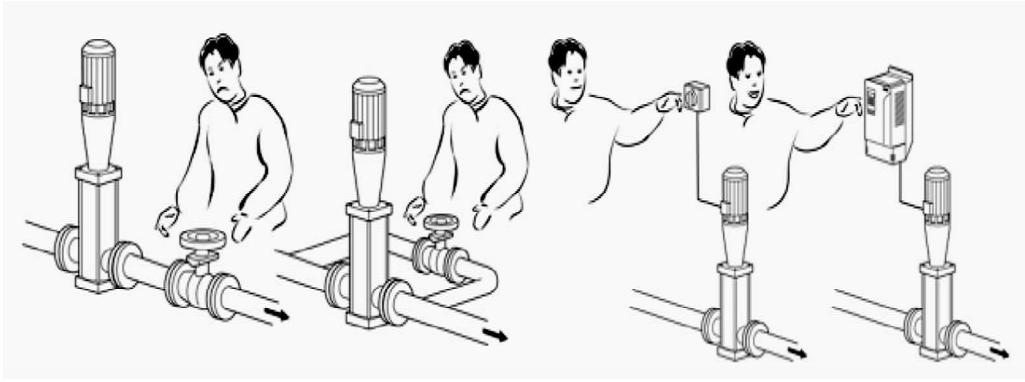
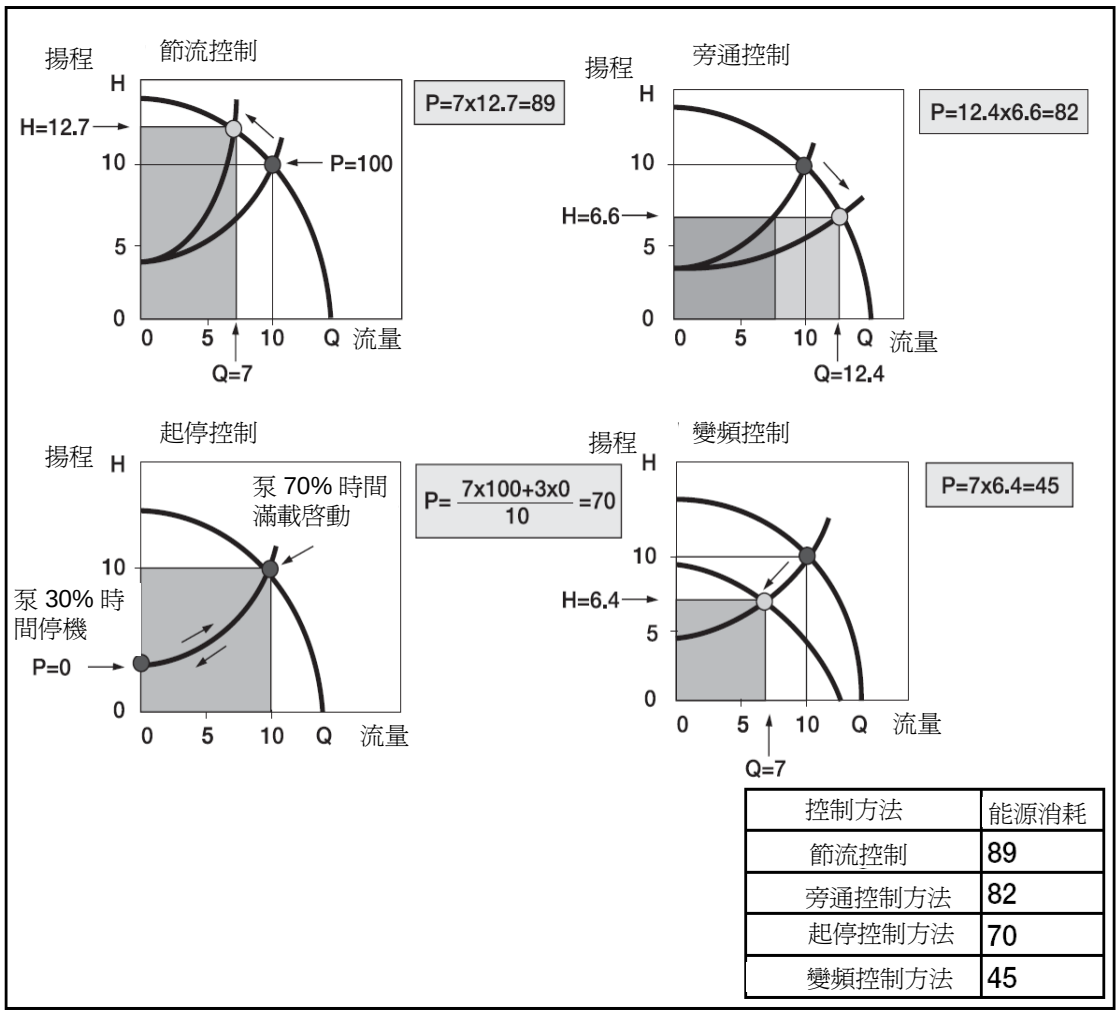


圖 3.8-1 流量調整方法



控制方法	能源消耗
節流控制	89
旁通控制方法	82
起停控制方法	70
變頻控制方法	45

圖 3.8-2 四種流量調整方法之原理比較

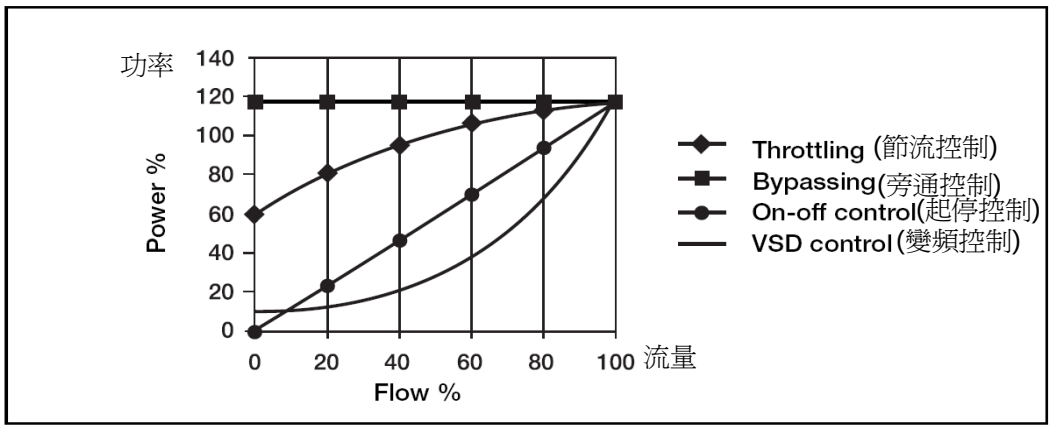


圖 3.8-3 各種流量調整方法之耗能比較

3.9 空調冰水定流量系統(CWV)運轉特性

傳統上空調冰水系統之送水迴路會採用三通閥來控制進入送風機冰水盤管之冰水量，以維持適當之空調送風溫度，並且確保冰水主機蒸發器之流通水量維持固定。圖 3.9-1 是具有兩台冰水機及四台採用三通閥控制的空調箱(Air-Handling Unit, 簡稱 AHU)之定水量冰水系統，空調箱利用冰水主機所提供之 7 ℃冰水以冷卻建築空間。

在全載時，AHU 吸收空間熱負荷，而被空間熱空氣所加熱後之冰水以 12℃之狀態重新回到冰水機系統，然後冰水主機藉由蒸發器重新冷卻溫水，並控制約 7 ℃之冰水出水，再藉由冰水泵將冰水輸送至 AHU。AHU 入口處三通閥完全開啟通往 AHU 冰水盤管之通路，以確保百分之百的冰水進入 AHU 冰水盤管，提供最大之空調冷卻能力。然而，當建築空間對於 AHU 提供的空調冷卻需求量降低時，必須減少進入 AHU 冰水盤管之冰水量，此時三通閥適度增加其旁通迴路之流量，以降低流通 AHU 冰水盤管之冰水流量。

旁通之 7℃冰水與流出冰水盤管之 12℃溫水混合後之回水水量維持和全載運轉時相同的流量,但是此時重新流入冰水主機蒸發器的混合冰水溫度低於全載時之 12℃，若冰水主機繼續維持在原有之冷凍能力，則蒸發器之冰水出水溫度將會低於正常之 7℃的設定值。

因此，為了確保空調系統之正常運作，當冰水主機感測蒸發器出水溫度低於正常設定值時,必須適度降低壓縮機運轉台數或是進行降載運轉。以上所述之系統特徵是採用三通閥控制 AHU 冰水量，故連接冰水主機與空氣側之水路幹管內的總體水流量維持固定,因此稱之為定流量系統(Constant Water Volume System, 簡稱 CWV)，如圖 3.9-1 所示。

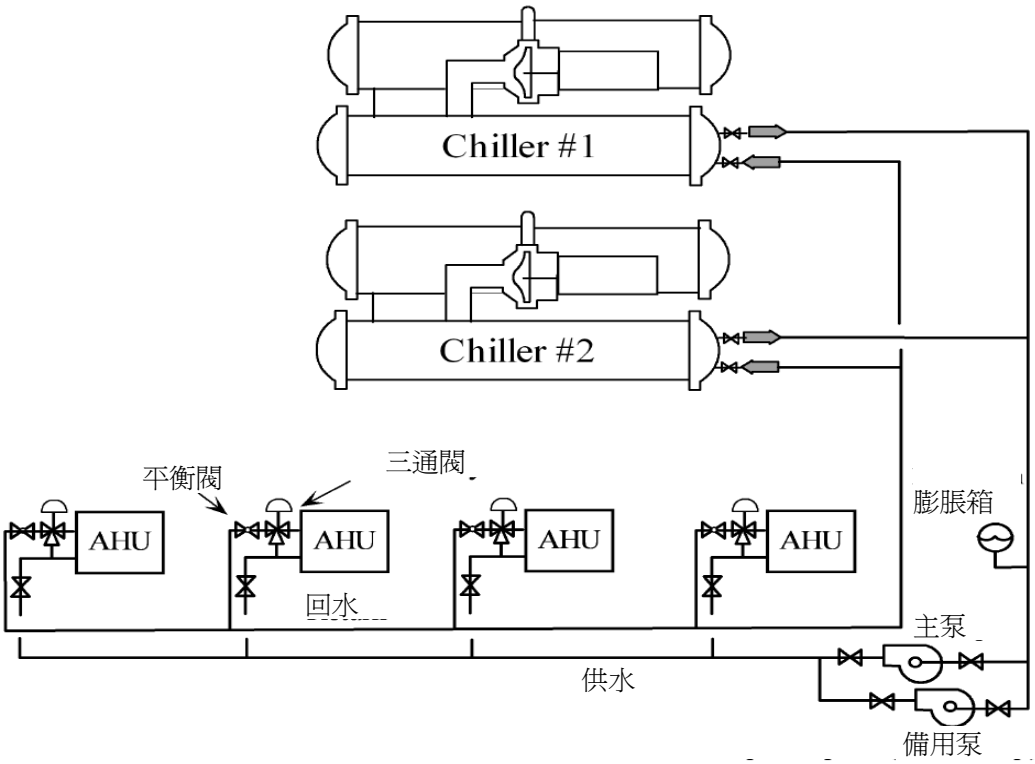


圖 3.9-1 定流量空調冰水系統(CWV)

3.10 空調冰水變流量系統(VWV)

1. 空調冰水變流量系統運轉特性

圖 3.10-1 所示之空調冰水系統為變流量系統(Variable Water Volume System, 簡稱 VWV)，相對於 CWV 系統，VWV 系統會隨著建築空間之空調冷卻需求，而調整連接冰水主機與空氣側之水路幹管內的總冰水流量。VWV 系統之特徵是採用二通閥來控制進入送風機冰水盤管之冰水量，而有別於 CWV 系統之三通閥設計。

VWV 系統具有藉由變頻器控制之可變轉速的冰水泵，如前所述，通常冰主主機提供 7℃之供水給送風機冰水盤管，以及接受從送風機冰水盤管回來之 12℃ 溫水，當建築所需之空調冷卻負載降低時，部分二通閥關閉或減小開度，以降低進入送風機冰水盤管之冰水量，與此同時 VWV 系統之冰水泵控制系統將藉由差壓感測器感測到冰水幹管內因部分二通閥關閉或減小開度所造成之壓力差上升，當壓力差上升到正常設定值時，控制器命令變頻器降低冰水

泵之轉速，如此 VWV 系統可因空調負載降低，控制冰水幹管較低的水流量及伴隨較低的水流動阻抗，而獲得冰水泵之節能效果。

VWV 系統可分為一次側變流量系統(Primary Only VWV)及二次側變流量系統(Primary-Secondary VWV)，如圖 3.10-1 所示之空調冰水系統屬於一般業界較常使用的二次側變流量系統，由系統流程圖可看到二次側變流量系統具有一次側冰水泵與二次側冰水泵，以及其對應之可各自獨立運作的二個冰水迴路。一次側冰水泵迴路與二次側冰水泵迴路是藉由共通管連接，以保持若即若離之關係。該系統之一次側冰水泵為定轉速，二次側冰水泵則可依送風機冰水盤管之水量需求進行轉速調整，以降低冰水幹管總體的水流量。當空調冷卻需求全載時，二次側冰水泵以最高設計轉速運轉，引入一次側泵迴路所提供之全部冰水流量，因此共通管內沒有水流動；反之，當空調冷卻需求降低時，二次側冰水泵降低轉速運轉，只引入一次側泵迴路所提供之局部水流量，因此有部分一次側泵送出的 7℃冰水由此共通管旁通並且與 12℃回水混合，重新回到一次側泵之入口，與此同時冰水主機亦將感受較低之回水溫度或冷卻需求，以適度進行卸載動作，確保 7℃之冰水出水溫度。

如圖 3.10-2 所示之系統為一次側變流量空調冰水系統(VPF)，相對於二次側變流量系統而言，一次變流量系統只有一次側泵，也就是省略二次泵之設計，並且直接以一次側泵進行變頻控制。因此，一次側變流量空調冰水系統具有更高之節能潛力、節省初置成本、較低之機房空間需求。為了確保冰水主機之安全運轉，流通冰水主機之水量有一極限低值，因此，一次側變流量系統必須設置旁通管。當空氣側之冰水需求量降到某一設定值時，冰水泵不允繼續降低轉速，因此須開啟旁通管之控制閥，讓多餘之冰水由旁通管回流至冰水主機。通常可利用流量計或是由冰水主機之冰水進出口的壓差推算流量，決定旁通管控制閥之開度。

不論是一次側或二次側變流量系統，旁通閥或旁通管應該儘可

能安裝在水泵附近，以使旁通水流之壓降減至最小，如此可將水泵耗能減至最低。另一方面，將旁通閥安裝在水泵附近也能降低控制系統成本，因為距離較遠的閥口的位置需要另增加控制線路安裝費。

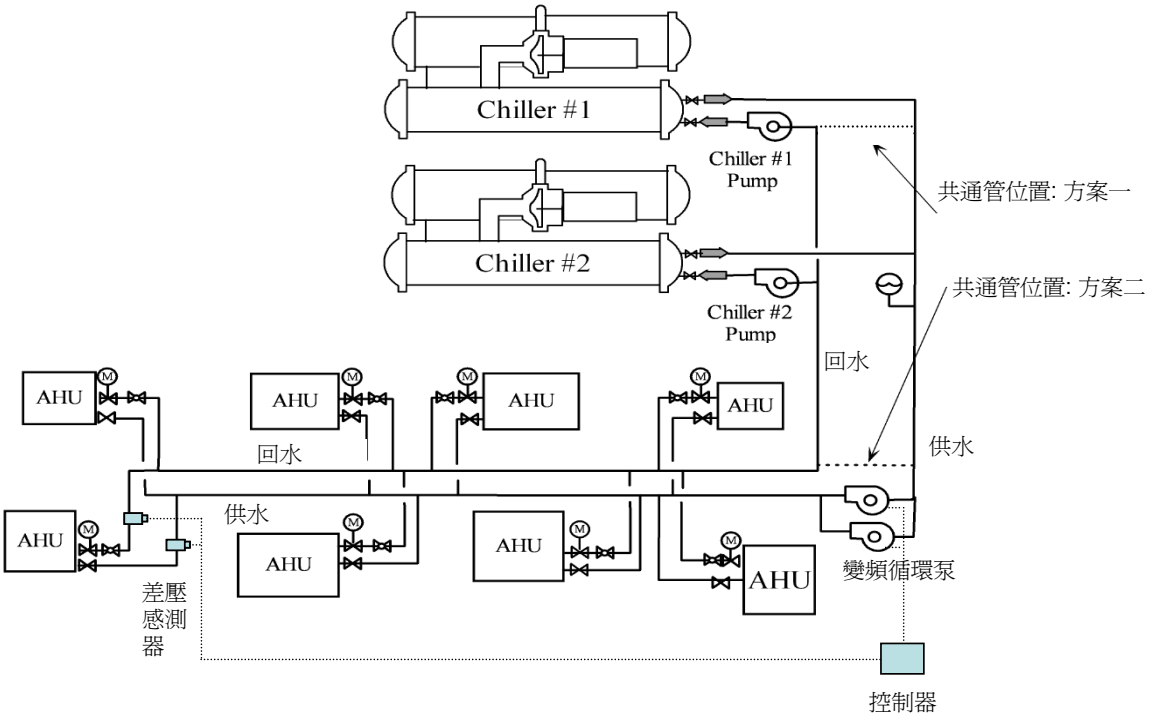


圖 3.10-1 二次側變流量空調冰水系統(Primary-Secondary VWV)

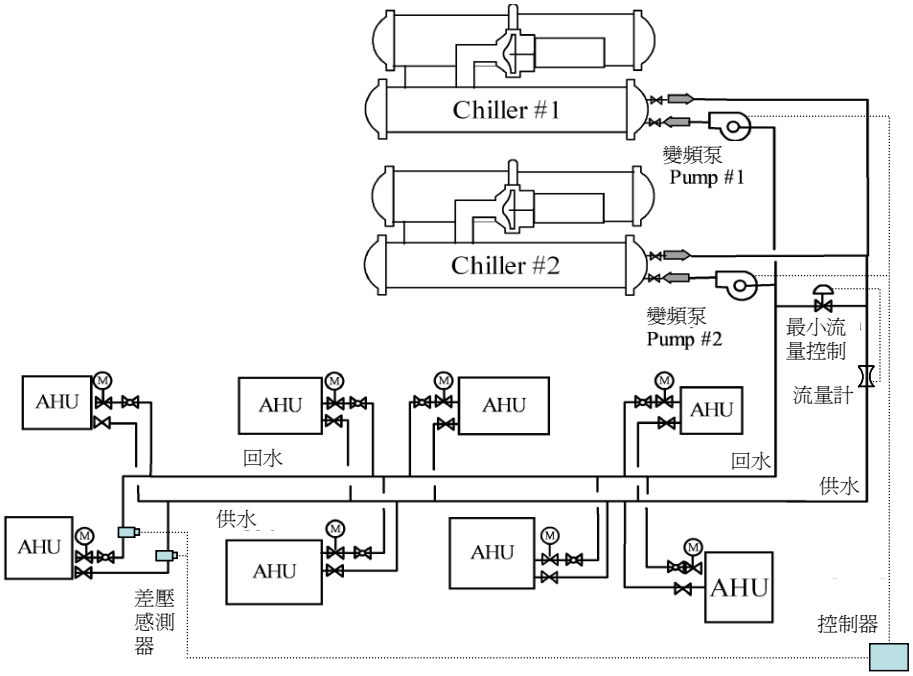


圖 3.10-2 一次側變流量空調冰水系統(Variable Primary Flow, VPF)

2. 變流量系統中共通管安裝位置對於冰水主機的進卸載之影響

如圖 3.10-1 所示，若採用方案二之旁通共通管位置的安裝方法，因一次側多餘冰水旁通回流後，與二次測回水混合，然後分配至各台冰水主機，若各台冰水主機之冰水流量分配均勻且沒有其他特別之台數控制策略時，則各台冰水主機皆感受相同之負載，因此冰水主機將會同步進行卸載；反之若採用方案一之旁通共通管位置的安裝方法，較靠近旁通共通管的冰水主機(Chiller #1)將會優先進行卸載或最後進載。

3. 變流量系統變頻控制之冰水幹管差壓感測器安裝的位置選擇

如圖 3.10-1 及圖 3.10-2 所示，差壓量測點應設置於最遠端的熱交換器或熱交換器最大差壓需求的地方，當差壓量測點愈靠近泵浦，則泵浦可調整之範圍愈小，節能效益愈低。

4. 空調冰水一次側變流量系統的優點為何

與慣用的二次側變流量系統比較起來，一次側變流量系統包含以下優點：

(1) 初期費用較低：除了不使用二次泵之外，也因此少了相關附屬配件、隔震、啟動裝置、電力線路、控制...等等。這些節省下來的錢部分抵銷了一次側變流量系統變速控制的高花費、旁通閥及連結控制的花費。

(2) 空間需求較低：由於不使用二次泵，而大幅減少機房空間需求，但節省效果則取決於管路配置及空間安排。

(3) 減少水泵馬達設計電力及大小

A. 沒有使用二次泵所需的額外設備(關斷閥、過濾器、抽吸擴散口、逆止閥、集管等)，因此得以降低壓力損失。

B. 因為二次側變流量系統中一次側水泵經常運轉在高流率、低揚程之低效率運轉範圍，因此就大部份情況而言，一次側水泵變

頻控制之水泵平均效率，高於二次側變流量系統。

(4) 較低的水泵耗能：主要由於一次側變流量系統減少水泵需求量，另一原因則是其系統運轉特性更接近”立方定律”的節能原理。對二次側變流量系統來說，一次側循環水泵是與每個冰水主機連動運轉，較不受系統水量變化而變化，因此由圖 3.10-3 可看出二者之耗能差異。圖 3.10-3 所示節能比較之系統案例共具有三組冰水機組，故其系統總流量約可降低至 10%。

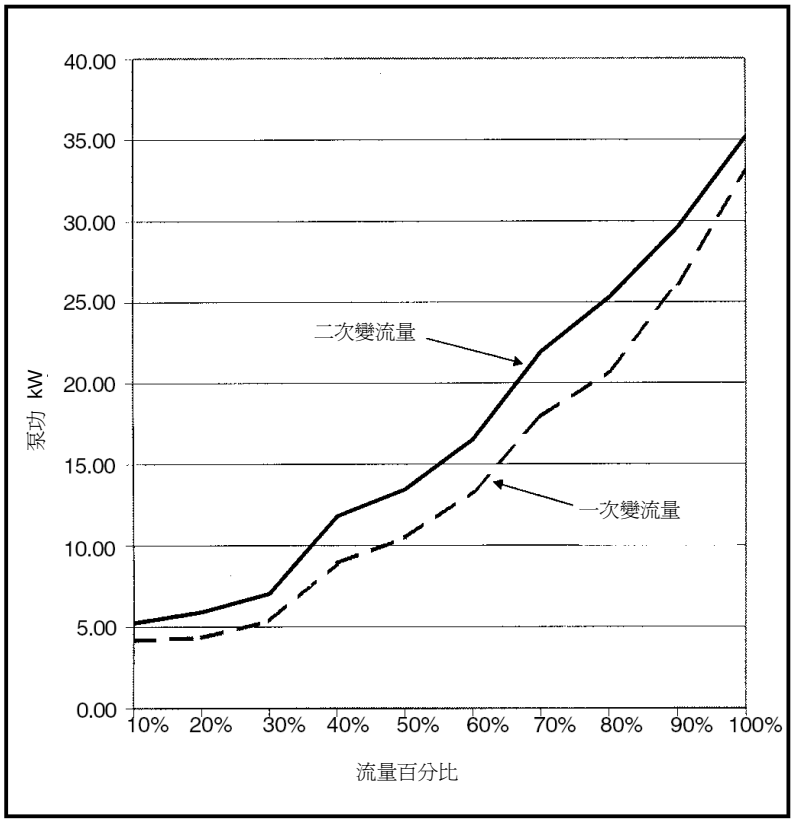


圖 3.10-3 二次側變流量與一次側變流量之水泵耗能比較[32]

5. 空調冰水一次側變流量系與二次側變流量系統比較

一次側變流量系統除了如前所述的許多優點之外，有兩個值得注意的缺點：一、旁通控制的複雜性和可能有失敗的風險；二、主機運轉的複雜性和可能有失敗的風險。因此，一次側變流量系統比較適合設計師及現場操作員具備理解控制的複雜度以及維修能力之場所。二次側變流量系統不需要複雜的運轉控制，且不需要旁通

控制，大部分皆有自動防護，比較適合以下場合：

(1) 多主機的設置(多於三台)且具相當高的基本負載：這種設置，由於高基本負載，不太需要旁通或不存在旁通條件，因為多台主機，運轉期間流量變化也是相當小的。

(2) 對於需要自動防護或沒有熟練操作員的建築案例，二次泵系統可能是較好的選擇。

3.11 空調選用變頻水泵需考慮之原則與條件

選用變頻水泵需考慮之原則與條件如下：

(1) 決定水泵使用環境條件。

(2) 計算水泵所需水流率、水泵入口壓力、水泵吐出壓力、並考慮其可能變動範圍。

(3) 水泵機殼可耐受之最大差壓。

(4) 關於特殊之啟動、停止及其他可能之運轉條件。

(5) 包含密度、溫度等流體之規格。

(6) 水泵之構造材料。

(7) 系統設計描述，例如單機、併聯運轉或串連運轉。

在以上所述條件的前提下，可能會有很多水泵型號符合需求，因此有時仍必須考量其他因素，方有最終之決定。例如，選用較高轉速之水泵，通常初置費用較低；而選用較低轉速水泵，維修費較低。因此，必要時，設計者必須考慮更為詳細之成本效益與使用性。

3.12 空調水泵選取之步驟為何

若某應用案例所需之水量為 300L/s，所需揚程為 30m，以下將舉例說明水泵選取之步驟：

(1) 選定可涵蓋水量 300L/s，需揚程為 30m 之各型式水泵，如圖

3.12-1 所示。

(2) 由水量①及揚程②決定水泵之運轉點。

(3) 選用運轉點落在較高效率區域之水泵，如圖 3.12-1 所示，其運轉效率落在較高之區域，約為 85%。

(4) 由運轉點③可讀取其轉速約為 1,400 rpm。

(5) 由運轉點垂直往下延伸至轉速 1,400 rpm 之運轉功率曲線，獲得交點④。

(6) 由交點往左水平方向，讀取此款水泵所需之運轉功率 110 kW⑤。

以上所選之水泵滿足最小之必要容量，如果不考慮未來之擴充性，則最終選定水泵規格為水量 300L/s，揚程 30m，轉速 1400 rpm，功率 110 kW。

變頻水泵在低轉速時，揚程及水量皆低，馬達所承受之轉矩(扭力)極小，因此關於變頻器及馬達之選擇只需檢驗最高轉速時，其是否可提供水泵足夠之轉矩需求。功率 110 kW 之水泵運轉在 1,400 rpm 的條件下，其轉矩(T)為：

T = 9,550*P / n = 9,550*110 kW / 1,400 rpm = 750 Nm

如圖 3.12-2 所示，為某廠牌馬達之選機程式畫面，則該款馬達規格可看出在功率 110 kW，1400 rpm 的條件下，該馬達可提供 848 Nm 之轉矩，大於 750 Nm 之水泵需求。當馬達電力規格確認後，即可再根據控制性能要求，進行變頻器型號之選取。

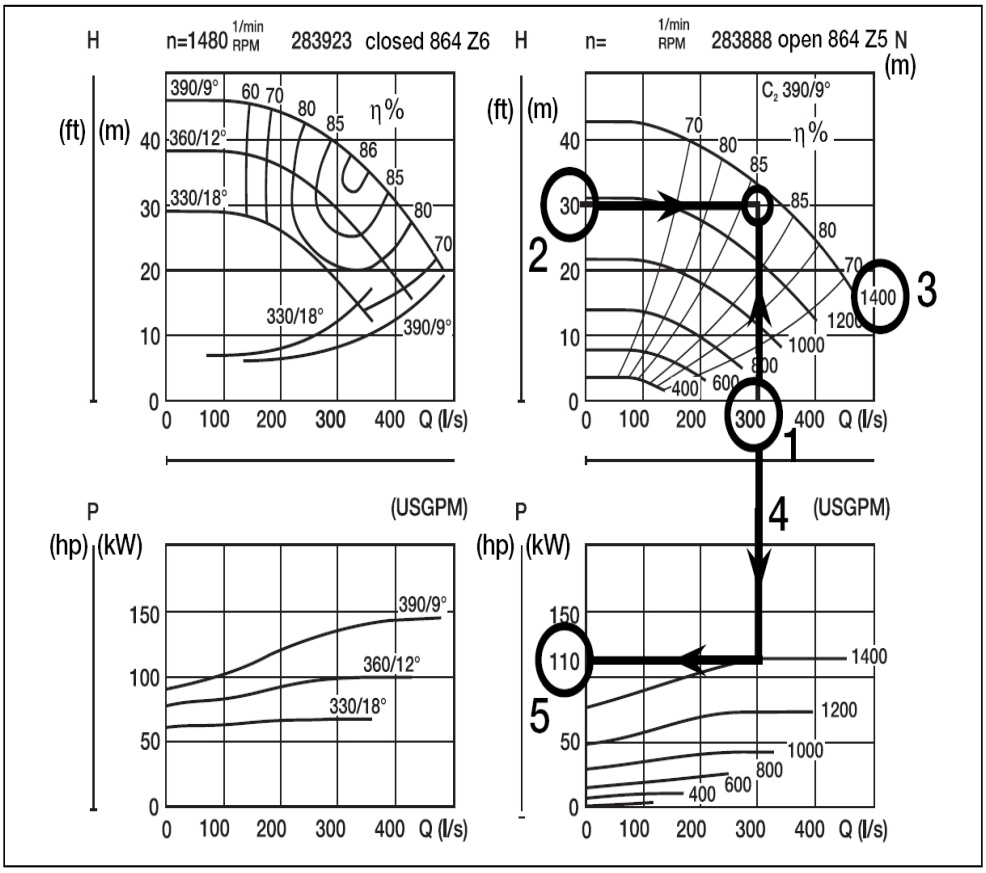
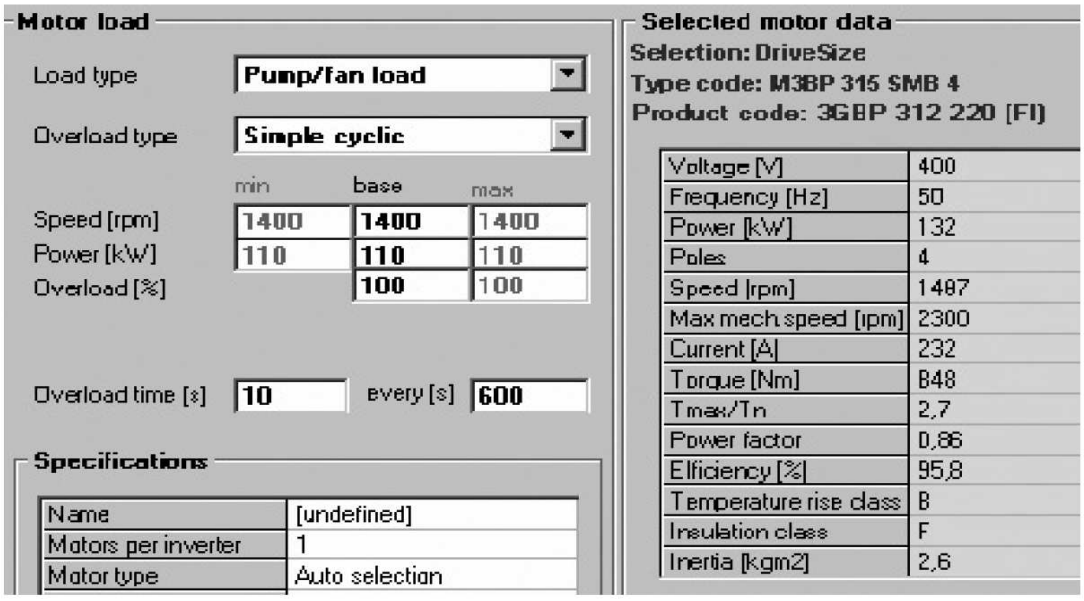


圖 3.12-1 水泵選用範例



資料來源：ABB drives [33]

圖 3.12-2 變頻器選取範例

3.13 電信機房之空調設計

1. 電信機房之空調冷卻管排設計考量原則

因為電信機房之空調負載主要是顯熱，因此電信機房之空調冷卻管排設計應採用高顯熱比係數，以避免除濕過度而造成機房空間相對濕度太低產生靜電問題，以及啟動加溼系統之耗能狀況。電信機房之空調冷卻管排能源效率最佳化設計應考量的因素包含：(1)水壓降、(2)氣流壓降、(3)管排空氣側出入口之氣流條件、(4)管排水側出入口之條件。

其中因素(1)與(2)是因素(3)與(4)的函數，如圖 3.13-1 所示，空氣側之壓損與接近溫度(Approach Temperature)有關，接近溫度愈大空氣側之壓損愈小（也就是風機耗能愈低），但接近溫度愈大將造成冰水回水溫度過低造成冰機效率降低以及可利用之水側自然冷卻的時間降低。因此，合理的空調冷卻管排接近溫度之設計值必須進行能源與熱交換器設計最佳化分析。

接近溫度＝氣流離開冷卻管排之溫度-冰水進入管排之溫度

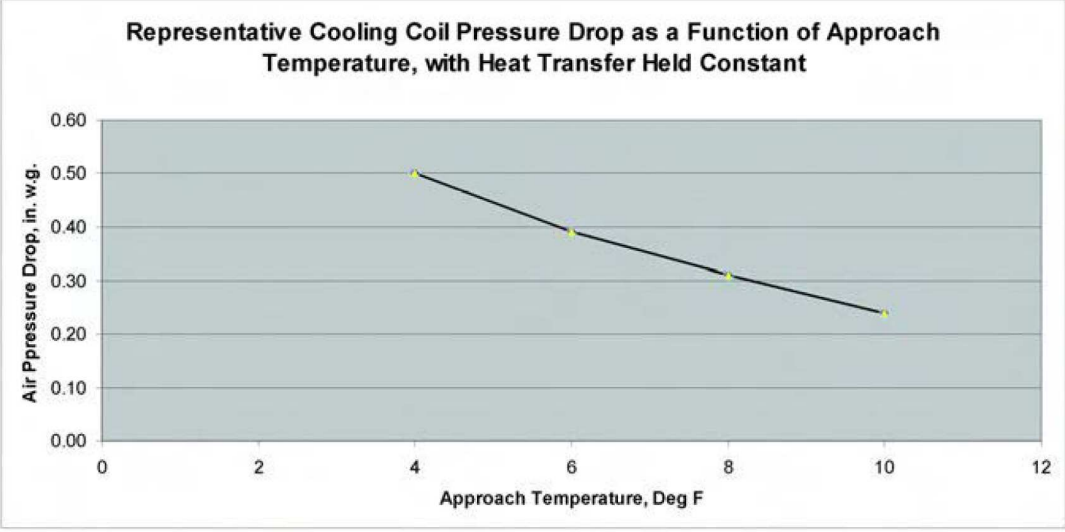


圖 3.13-1 空氣側之壓損與接近溫度之關係

2. 電信機房採用何種空調加濕系統比較節能

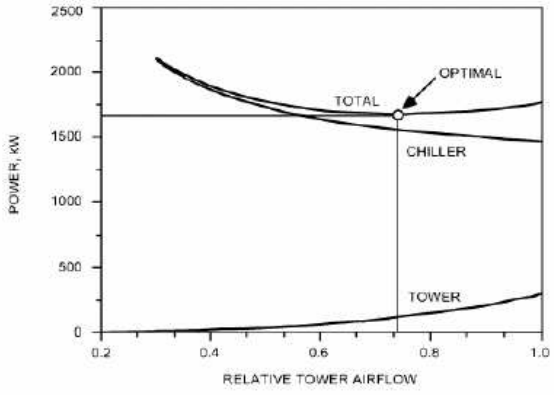
高能源效率的加濕系統是採用超音波加濕器，但前提是有去離子水可資應用。超音波加濕器除了低運轉成本之外，因為超音波加濕是一個絕熱冷卻過程，因此不會造成空調冷卻負荷之增加。在超音波加濕過程當中，每 0.45kg/hr 之加濕量，可產生 0.3kWh 之自然免費之冷卻效果，但需注意去離子水之對於整體擁有成本(TCO)之影響。

3. 電信機房之 CRAH 或 CRAC 是否須有再熱功能之設計

因為電信機房之空調負載主要是顯熱，因此電信機房之空調冷卻管排設計應採用高顯熱比係數，以避免除濕過度而造成機房空間相對濕度太低產生靜電問題以及啟動加溼系統之耗能狀況。一個良好的空調系統設計與安裝施工，應該不需要再熱功能之設備設計。

3.14 冷卻水塔節能設計之考量原則

如前文所述，進入冰水主機之冷卻水溫愈高冰機效率愈差，但在相同氣候條件下冷卻水溫愈低，其散熱風機之耗電會愈高，因此冷卻水塔之出水溫度設計或設定條件應綜合考量冰機耗能之整體最佳化設計。建議採用外氣濕球溫度與水塔出水溫度之差值，也就是接近溫度，進行最佳化設計與冷卻水塔散熱風機變頻運轉控制調整。



摘自 1999 ASHRAE Applications Handbook pp.40.10

圖 3.14-1 冷卻水塔耗能與冰水主機耗能之關係

3.15 電信機房之自然冷卻節能技術

根據前述關於電信機房可接受的環控條件之說明可知電信機房資訊設備之可接受的機櫃入口氣流溫濕度條件很寬廣，在設計較精密的機房中，乾球溫度 26℃，相對濕度 50%都在可接受之範圍。以台北之氣象條件而言(如圖 3.15-1 所示)，全年外氣低於乾球溫度 26℃、相對濕度 50%之焓值的時間約有 40%，因此可利用來自於自然大氣環境之低能量源作為電信設備之冷源，以減少空調製冷主機之運轉時間，達到節能之目的。焓值愈低，利用外氣作為電信設備之冷卻效益愈高。自然冷卻(Free Cooling)節能技術可分為空氣側自然冷卻及水側自然冷卻兩種方法，將於後續說明。

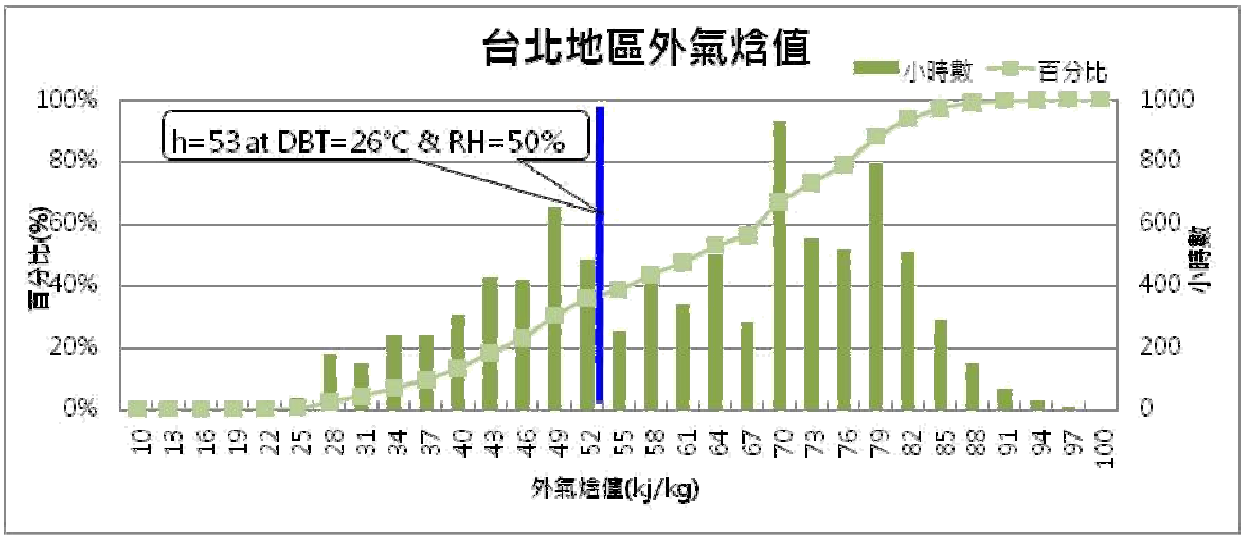


圖 3.15-1 台北市之全年外氣焓值分佈

1.空氣側自然冷卻節能系統

利用風機將符合電信機房環控條件之大氣環境的冷空氣引入電信機房以提供部分或全負載之機房冷卻，如圖 3.15-2 所示。該系統可利用風門擋板，進行外氣與回風之混合比例調整。系統可根據外氣及回風的溫度及相對濕度之感測值進行焓值之計算結果，以決定空氣側自然冷卻之啟動時機，若外氣之焓值比回風溫度低則表示外氣對於機房具有冷卻效果；但若外氣之相對濕度過低或太高，則有可能造成加濕或除濕成本增加。

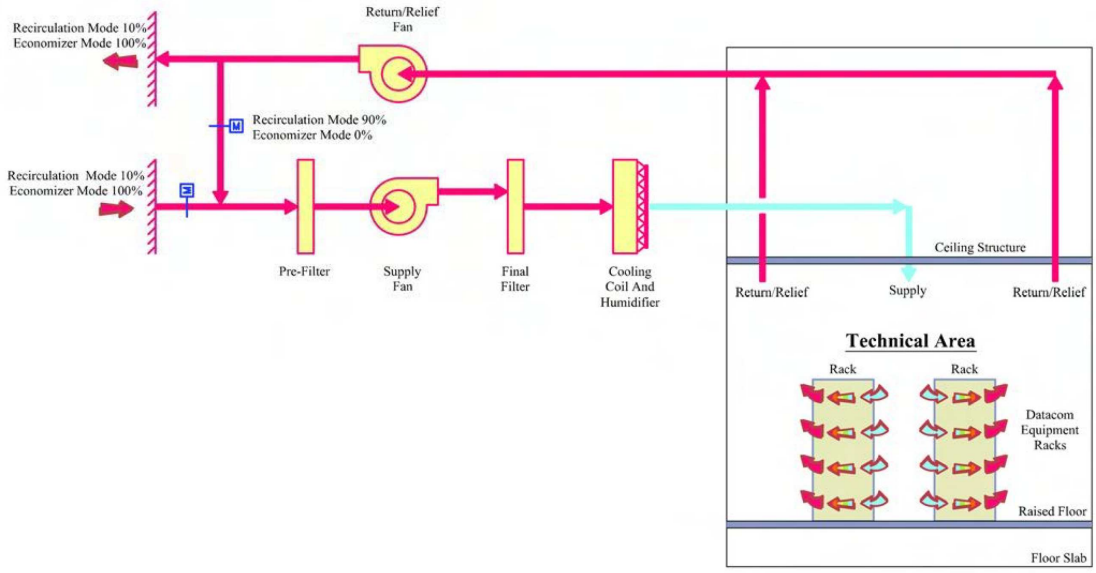


圖 3.15-2 空氣側自然冷卻節能系統流程

2.水側自然冷卻節能系統

是利用低乾球溫度或低濕球溫度之外氣，將冷卻水降溫至可符合機房冷卻之條件，以提供機房冷卻所需，部分取代或全部取代製冷主機之冷卻量，而達到節省製冷主機之耗能。以台北地區之氣象條件而言(如圖 3.15-3 所示)，全年外氣濕球溫度低於 20℃的時間約有 50%，因此亦可利用來作為電信設備之冷源，減少空調主機之運轉時間。水側自然冷卻節能系統可分為直接冷卻及間接冷卻兩種類型，說明如下：

(1) 水側直接自然冷卻節能系統：流程如圖 3.15-4 所示，當外氣濕球溫度夠低到足以將冷卻水降溫至符合機房之冷卻負荷需求時，直接將低溫之冷卻水循環至空調箱之冷卻管排。但需注意若採用直接自然冷卻時，建議採用密閉式冷卻水塔，以避免造成管排之結垢與清潔之問題。

(2) 水側間接自然冷卻節能系統：雖然直接自然冷卻節能系統之可利用時間與節能空間較大，但因為會有管排之結垢與清潔之問題，故一般而言，建議採用間接自然冷卻節能系統，如圖 3.15-5 所示。間接自然冷卻方法是當外氣條件足夠低時，將冰水主機

系統之冷卻水經過冷卻水塔降至低溫條件，然後利用熱交換器間接冷卻冰水迴路，降低製冷主機之冷卻負載，以達到節能之目的，若冷卻水水溫足夠低，則有可能停止製冷主機之運作。

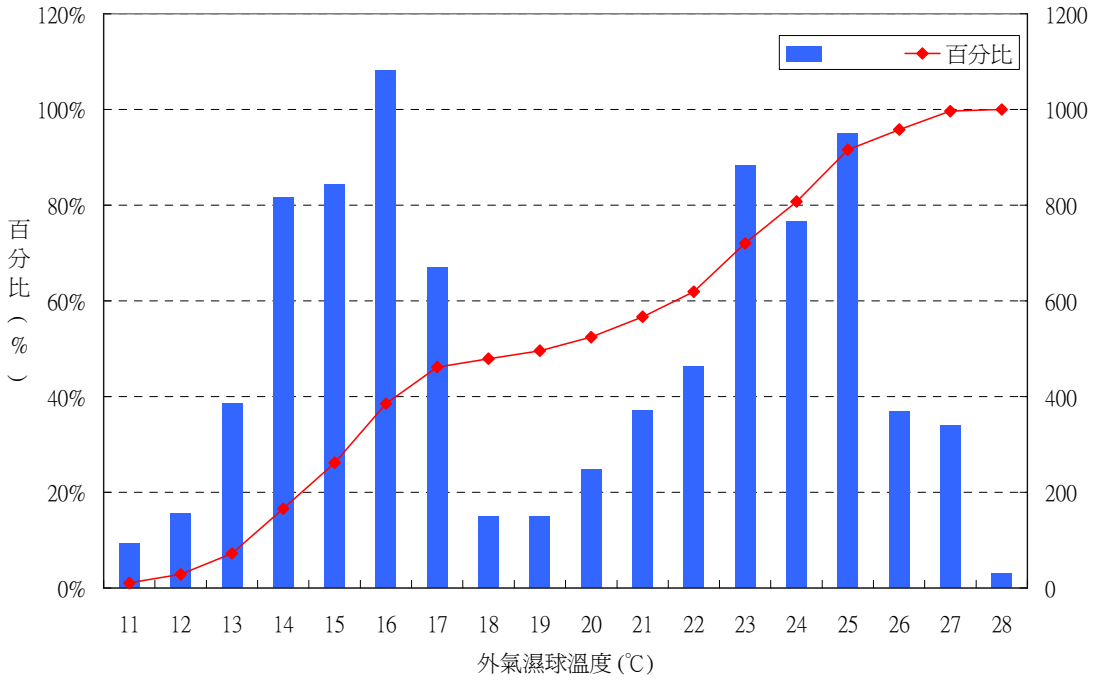


圖 3.15-3 台北市之全年外氣濕球溫度分佈

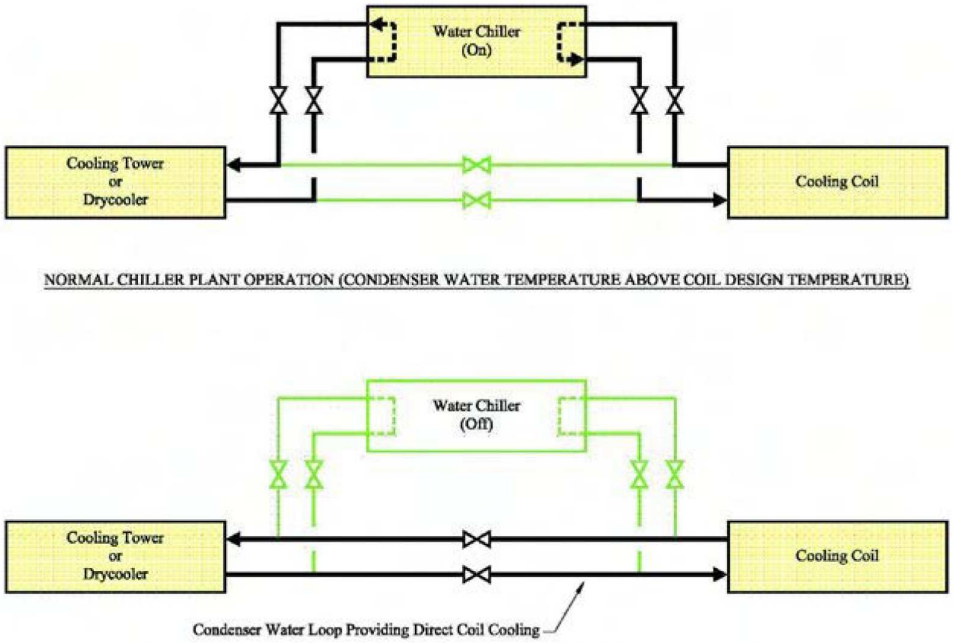


圖 3.15-4 水側直接自然冷卻節能系統流程

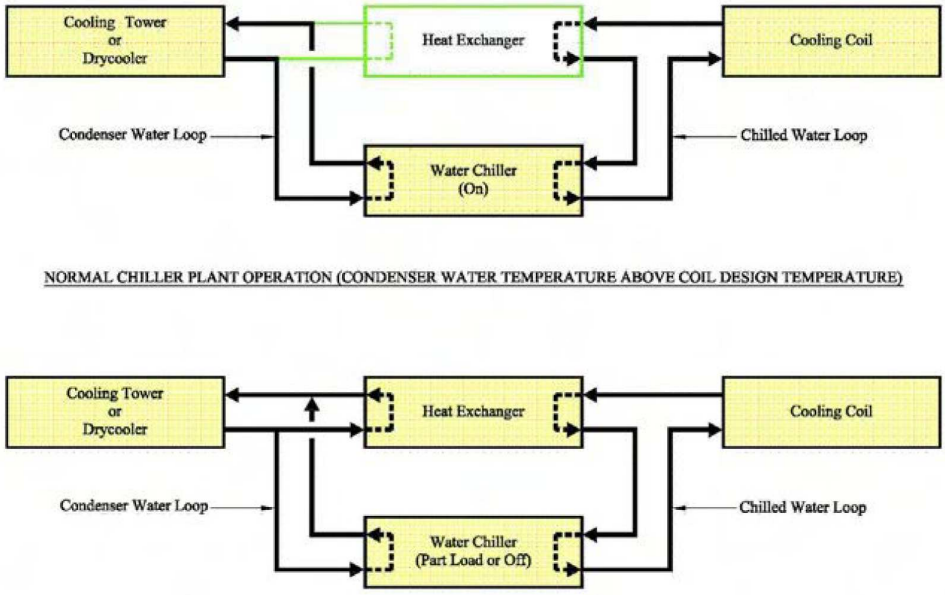


圖 3.15-5 水側間接自然冷卻節能系統流程

3.16 空調系統進行最佳化節能設計

如前文所述製冷主機、送水泵、送風機、冷卻水塔等設備耗電與設計溫差、熱交換器大小等因素有關，這些因子之交互影響很複雜，因此建議採用全年逐時之動態能源模擬(如圖 3.16-1)，考慮季節因素、全載及部分負載條件之運轉耗能，以決定能源最佳化或最低運轉成本之方案。

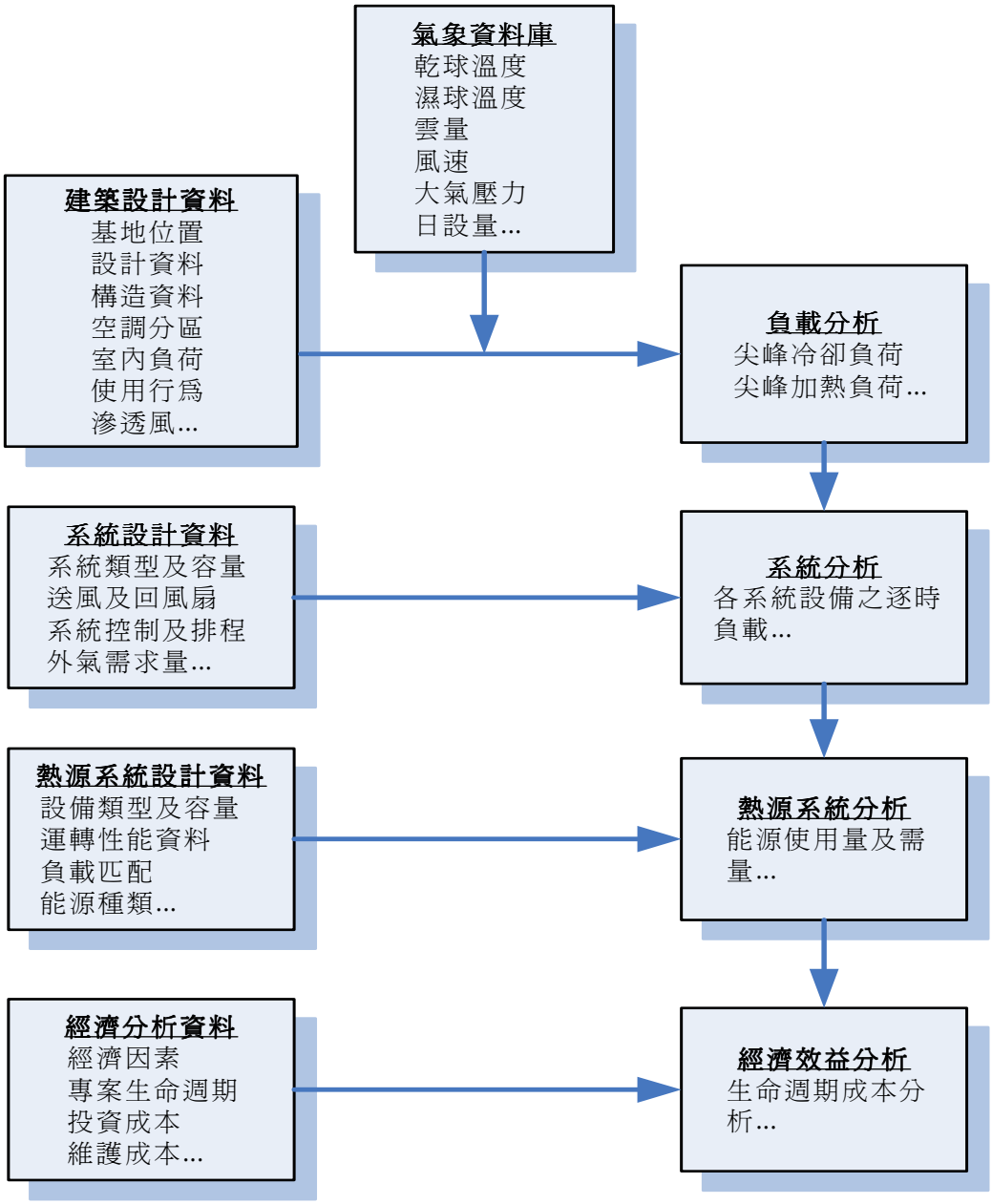


圖 3.16-1 機房建築整體節能設計之動態能源模擬性能評估流程

第四章 電信機房之氣流設計與節能技術管理

4.1 氣流落地直吹式設計

氣流落地直吹設計方式，如圖 4.1-1 所示，正面直接出風而其背面回風，一般常被使用於個人事務所或中小型企業主的電腦資訊機房冷卻，其電腦機房初設與後續維護成本最低廉，但缺點是其運轉操作時會有嚴重混風的現象，電腦機房及機櫃本身會有較多莫名熱點產生，機櫃常於不穩態的情況運轉，且造成空調系統耗能嚴重，因此並不建議設計使用。若為既設系統之改善則建議導入冷熱氣流分離觀念，將箱型冷氣機擺放於冷通道兩側，使其冷空氣直接吹入冷通道，讓熱空氣回到空調箱背面。

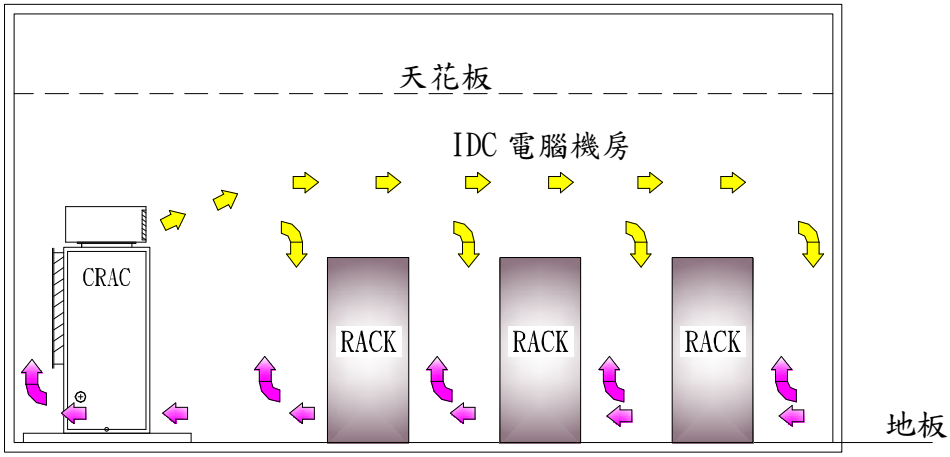


圖 4.1-1 落地直吹式 IDC 電腦機房示意圖

4.2 高架地板出回風設計：

一般 IDC 機房為了使冰水管路、資訊設備及機櫃內部電纜線路易於施工連結，通常將電腦機房地板高架化設計，並將 IT 伺服器機櫃設備置於高架地板上。如此一來高架化地板不僅提供操作管理人員行走的方便，且對於地板下的空間亦可視為空氣分佈與緩衝的流通空間，功能如同風管供風方式。

多孔出風地板與一般的高架地板外觀尺寸相同，兩者可互換，讓多

孔出風地板適當的靠近 IDC 機櫃設備，藉由地板出風將冷空氣送至機房內部空間。送風位置則應靠近具高排熱量之 IDC 設備附近地區，風量大小可由調節風門或出風口之開孔面積與分佈位置來加以控制。此系統較有彈性，可適應 IT 設備更換位置和未來增加的熱負荷，所有氣流皆流經高架地板之地板出風口，除非 IDC 設備需要以氣流直接冷卻，否則皆適用此設計。

出回風設計組合有(一)高架地板出風而自然回風、(二)高架地板出風而天花板回風。利用高架地板出風而自然回風，如圖 4.2-1 所示，機房內空調設備 CRAC 送出低溫空氣至高架地板下方的氣室，再藉由多孔出風地板調整均勻出風量，機櫃冷卻後之氣流靠自然對流方式被吸引回外圍空調設備 CRAC 內冷卻再循環。其特色為成本較低，但缺點是熱空氣氣流較難掌握、回風不易。

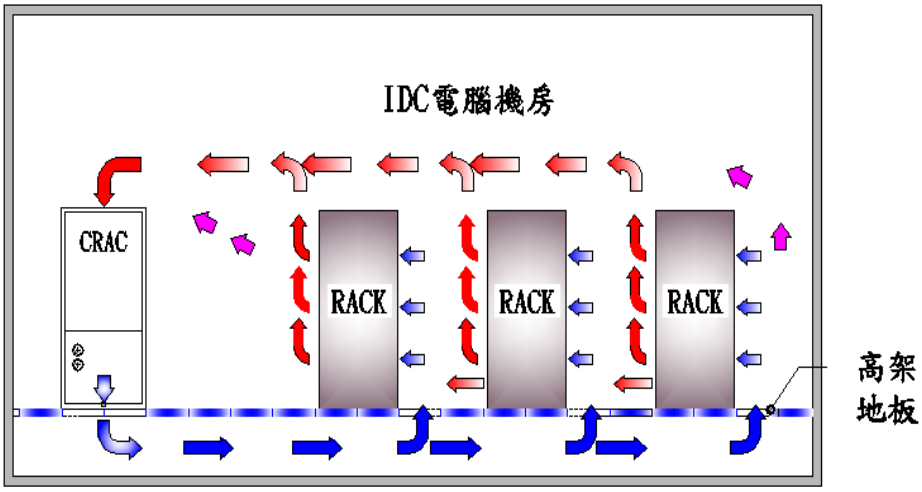


圖 4.2-1 IDC 電腦機房高架地板出風自然回風示意圖

利用高架地板出風而天花板回風，如圖 4.2-2 所示，機房內空調設備 CRAC 送出低溫空氣至高架地板下方的氣室，再藉由多孔出風地板調整均勻出風量，天花板設計成回風室，CRAC 回風直接利用風管延伸到天花板內作吸引。在機櫃出風側上方天花板適度開挖回風口，讓機櫃冷卻後之熱空氣上升氣流被直接吸引回天花板內，減少冷熱空氣混風現象，有效把熱空氣導回電腦機房內空調設備 CRAC 內冷卻再循環，其特色是熱空氣氣流較能掌控，回風效率較高。

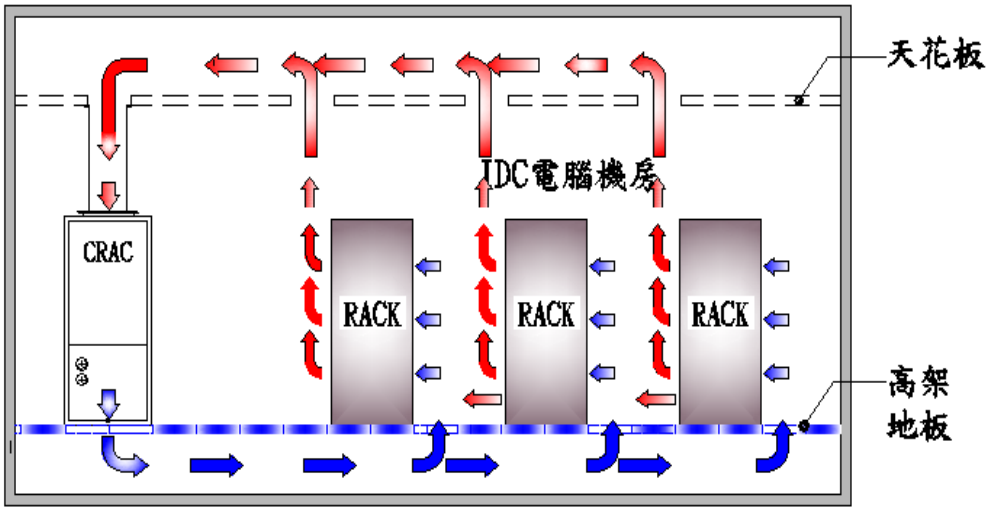


圖 4.2-2 IDC 電腦機房高架地板出風天花板回風示意圖

以高架地板出風方式來設計的系統，必須注意以下重點：

(1) 高架地板設計高度需求以 24 英寸(60cm)以上得宜：對於一般 IDC 機房的高架地板設計高度需求，會因地板內部的其他管線空間分配而有不同影響，依文獻研究若是地板內的管線佔用 6 英寸(15cm)的話，那麼高架地板高度需求至少要設計成 30 英寸(76cm)以上。高架地板高度不足時，空氣流動前後會不均勻，當高架地板高度為 24 英寸(60cm)時，前後出風口空氣流動曲線會較平緩。

(2) 高架地板下方的障礙物需設計與冷熱通道平行：文獻針對 IDC 機房高架地板下的電力線路、冰水管路及隔板等障礙物佈置提出看法，認為高架地板下方的障礙物若是與冷熱通道平行的話，則衝擊面將可減小。若障礙物又位於冷通道下方時，則將會有較大衝擊發生，會降低多孔出風地板的出風率。故設計佈置必須避開問題點。

(3) 高架地板下方氣室地板必須保溫：地板下方氣室流道必須氣密、清淨、平滑。流道結構的使用方法可能受地方法規或火險規則限制，送風氣流應避免遭設置於空間內之管線干擾切斷，地板下空間管道的表面(如水、冰水、滷水、冷媒管路或電纜線架等)溫度低到足以造成冷凝水，則需要保溫或氣阻。

(4) 已停用或空機櫃前高架地板出風口必須封閉：位於高架地板上的機櫃若是空的時，與滿載機櫃相比時其氣壓力會較低，將導致冷空氣往空機櫃流入，因此閒置或待整修的電腦機櫃其高架地板必須密封或置換為無孔洞地板，防止冷空氣流入。

4.3 天花板(風管)上出風設計方式

典型天花板送風方式如圖 4.3-1 所示，空調設備 CRAC 將低溫空氣送至天花板內的氣室，再經由天花板擴散風口將低溫冷空氣擴散出風於機櫃上部，冷空氣因物理特性向下流動至 IDC 設備前被吸引入機櫃，冷卻 IDC 設備運行的發熱量後，熱氣靠自然對流方式被吸引回外圍 CRAC 內冷卻再循環，與高架地板送風系統相比，不如高架地板送風系統具有彈性。

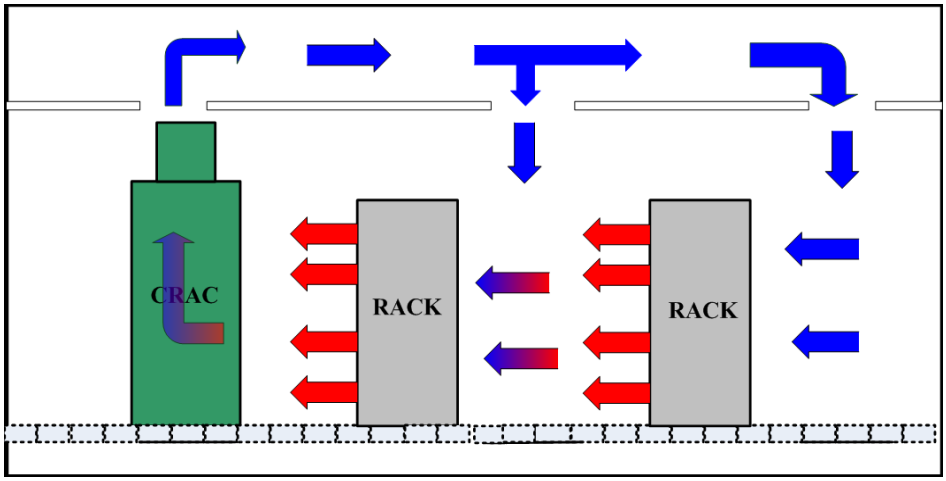


圖 4.3-1 IDC 電腦機房典型天花板送風方式示意圖

天花板內流道高度必須充足才不會造成紊流現象，所須的高度取決於風量及風速。此系統缺點為當 IDC 設備負載分配不平均、供氣不能集中，或採用上出風系統的機櫃時會受到限制。

為了增加天花板(風管)上出風設計方式之冷卻效率，可改採風管來平均分散輸送方式，如圖 4.3-2 所示。空調設備 CRAC 送出低溫空氣經由天花板下風管及空氣閥門調整出風口風量，進而入 IDC 設備空間，冷空氣出風口需盡可能的低，高度略高於機櫃高，讓冷空氣能順利進入

IDC 設備前冷通道，減少不必要混風與熱點發生。冷空氣被吸引入機櫃去冷卻 IDC 設備運行的發熱量後，熱氣靠自然對流方式被吸引回電腦機房外圍空調設備 CRAC 內冷卻再循環。

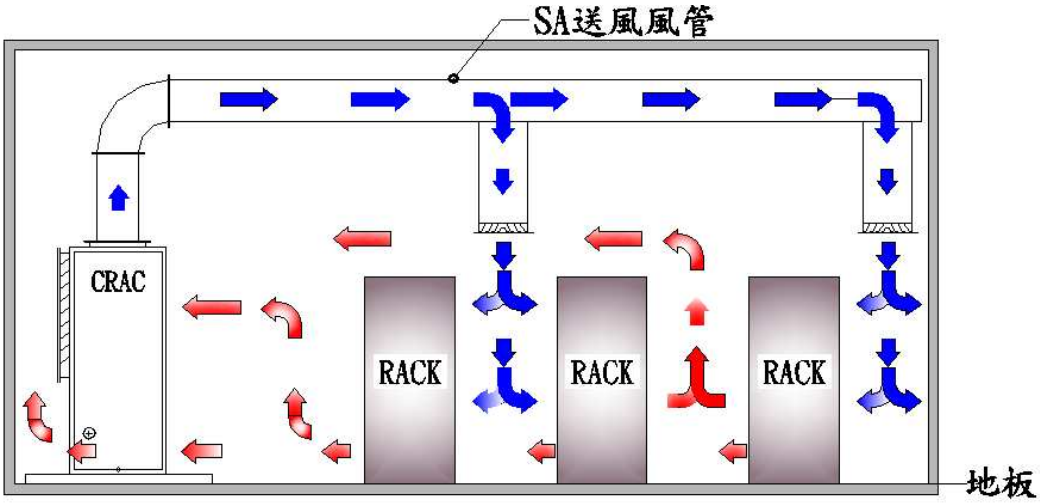


圖 4.3-2 IDC 電腦機房上出送風自然回風示意圖

天花板(風管)上出風設計方式若能搭配冷熱通道之觀念應用，如圖 4.3-3 所示，則低溫空氣輸送由隔壁空調機組 CRAC 製造後經由天花板內之風管進入 IDC 電腦機房，冷空氣出風口位置需盡可能的壓低，利用風管支管的分配而將冷空氣牽引向下流動灌入 IDC 設備吸氣口正上方冷通道內，冷空氣被機櫃吸引入內冷卻，經熱交換後冷卻 IDC 設備運行的發熱量,熱空氣則經由自然回風方式被誘導吸入牆壁上方整排回風管道內。由於冷熱空氣之浮力效應與特別調整設計的出回風口高低位差關係，使原本機房內混風嚴重與發生熱點情形緩和許多。

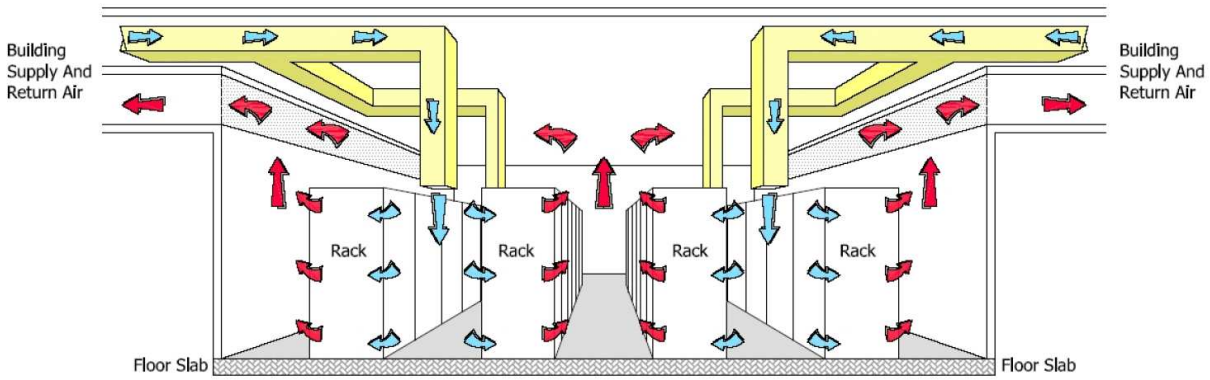


圖 4.3-3 頂板分配系統之送風方式

4.4 高架地板出風與天花板出風之優缺點

依文獻研究分析高架地板出風與天花板回風對 IDC 資料中心之空氣分佈影響及成本關係，分別進行 (一)利用高架地板出風而自然回風設計方式 (二)利用高架地板出風而天花板回風方式 (三)天花板下出風而自然回風方式等三種回風方式比較，其結果顯示以自然回風方式雖然成本較低，但是熱空氣氣流較難掌控回風較不易，而(二)利用高架地板出風而天花板回風方式則為較佳的設計方式。但通常為了確保出風口能與房間的空氣能有效地混合，設計前對機櫃型式、擺設方式、空調設備出口的型式、出風口佈置方式等參數皆需要釐清，以得出最佳 IDC 電腦機房的空調配置方式。

4.5 如何藉由冷熱通道之建置增加冷卻與能源效率

由於未來採用高發熱機櫃的比例會愈普遍，近年來 IDC 電腦機房的設計理念，趨向於將整體機房冷熱空氣作分離或是機櫃內部單獨區域的冷熱空氣分離原則。能分離的程度越高，則節能的效果會明顯。此觀念的技術在業界已被廣泛應用，大到整體機房供回風系統討論，小至電腦機櫃本身內部的冷熱空氣導流裝置，有模組化應用商品，也有個別化商品推出，以下就冷熱通道概念及個別機櫃空氣導流裝置說明。

國內以往 IDC 機房在建設初期時通常對於冷熱通道的概念並不了

解，因此有混風嚴重散熱效果不佳等情形，要改變 IDC 電腦機房內冷熱空氣的混風問題，首要工作就是建置良好的冷熱通道系統。

圖 4.5-1 為早期典型 IDC 機房內部 IT 設備無冷熱通道擺設情況，圖中可發現其 IT 機櫃的擺設方法為面對背排列，因此第一排機櫃於前端吸入高架地板出風的冷空氣後，完成機櫃冷卻的第一次熱交換從後方排出熱空氣，此熱空氣再與第二排機櫃前端高架地板出風的冷空氣混合成較高於原冷空氣的溫度後進入第二排機櫃冷卻熱交換，導至下排機櫃散熱效果較前一排差，以此類推最後一排的機櫃散熱效果會是最差甚至會因過熱而導致當機發生，此類型電腦機房因無冷熱通道擺設規劃，所以機房內會因混風情形嚴重有局部莫名熱點產生。遇到冷卻需求不足時，通常操作維護人員會調低出風溫度或在機櫃前加開高架地板出風口來因應，如此一來將導致惡性循環的後果；例如 IDC 機房內空調單元機組(無論是直膨箱型冷氣機 CRAC 或中央冰水系統的空調箱 AHU)，其回風溫度將因混風情形而降低，導致出回風溫差變小，使得空調單元機組處於低負載下運轉。由一般冷媒壓縮機性能曲線得知，在固定冷凝溫度下每降低 5℃ 蒸發溫度時其冷凍能力約下降 20~25%，耗電量下降約 3~5%，整組性能效率 COP 值會下降約 15%左右，結果可能是機房內混風熱點無法改善而空調系統反而愈耗電。

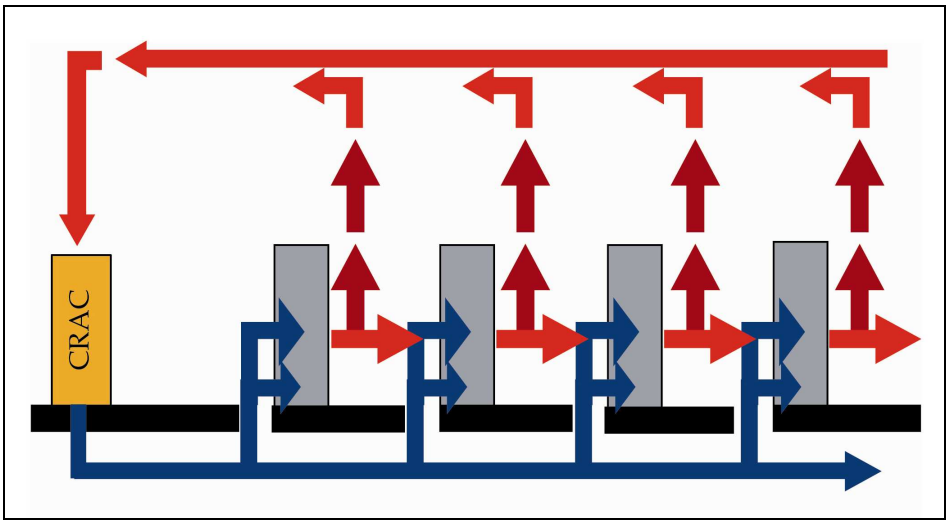


圖 4.5-1 典型 IDC 機房 IT 設備無冷熱通道擺設圖

未來愈是在發熱量密度高的電腦機房，愈應該於機房規劃時把冷熱通道系統觀念導入，因為局部熱點的形成會更加嚴重。圖 4.5-2 為典型 IDC 內部 IT 設備導入冷熱通道擺設情況，若將電腦機櫃的排列改成面對面排列方式，使冷空氣與熱空氣分開流道有各自的行進路徑，前後排機櫃皆可同時由冷通道的高架地板出風口，接引從空調單元機組 CRAC 出來的低溫冷空氣，冷空氣可直接進入電腦機櫃內進行熱交換冷卻後，從機櫃後方排出熱空氣經熱通道把熱空氣集合後被直接吸引回天花板內風道，減少冷熱空氣混風現象，並有效把熱空氣導回空調單元機組 CRAC 內冷卻再循環。其特色是熱空氣氣流較能掌控回風效率高，可避免過度調低空調系統的供風溫度等，且前後排機櫃較不會因吸入風溫不均產生散熱不良與過熱問題或當機的現象發生。

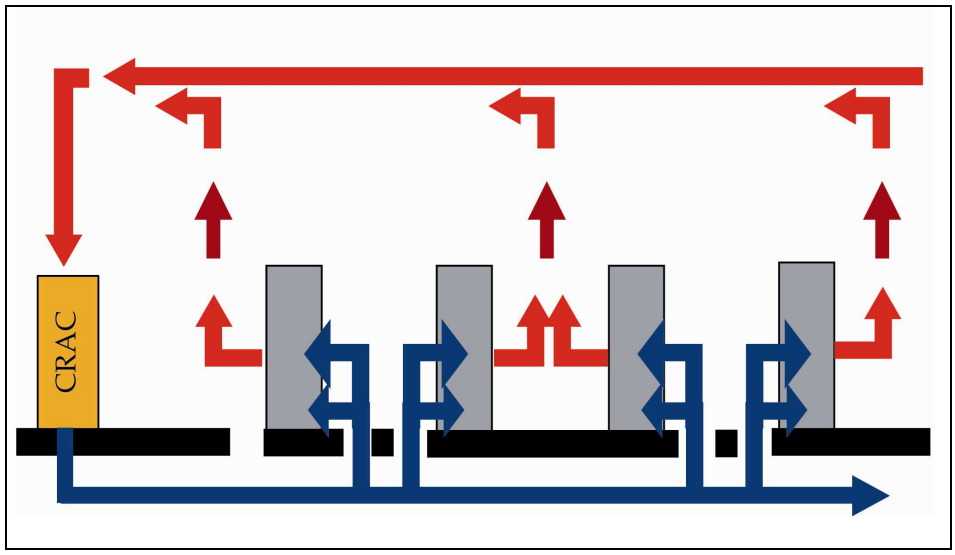


圖 4.5-2 典型 IDC 機房冷熱通道擺設示意圖

依據文獻電腦機房空調氣流分析與節能潛力評估研究分析[15]中提到，盡可能使冷通道的寬度尺寸維持在 1200 mm，熱通道寬度尺寸約 914mm，使冷通道具有完整兩片出風地板的距離，以確保足夠的冷空氣量進入電腦機櫃內。此外，機櫃本身常因方便 IT 元件置入且不會完全裝滿機櫃，通常前端不設擋板阻隔，所以在機櫃內本身會產生局部短循環現象。故在設置完善冷熱通道系統的同時，於機櫃內也必須設擋板防堵本身短循環現象。

除導入冷熱通道擺設觀念外，若 IDC 電腦機房內使用的空調單元設備為箱型冷氣機 CRAC 或空調箱 AHU，且無天花板回風通道，而是靠自然對流方式被吸引回外圍空調單元機組 CRAC 內冷卻再循環時，其空調單元機組的擺設位置與整體機櫃排列方位需特別檢討過，才可讓冷熱通道的應用發揮其一定的成效。一般有兩種擺設方式，說明如下：

1. 方式一：認為應該將箱型機擺設於冷通道上方，使其供應之冷空氣可以較接近冷通道出口，讓空調單元機組冷空氣的輸送距離縮短，如圖 4.5-3 所示。但其缺點是箱型冷氣機設置於冷通道兩端或是平行於機櫃排列的兩側時，在自然回風情形下熱空氣必須跨越機櫃及冷通道才能順利回到箱型冷氣機內回風處，但在接近箱型冷氣機前的區域仍然會有形成冷熱氣流混合的問題發生。

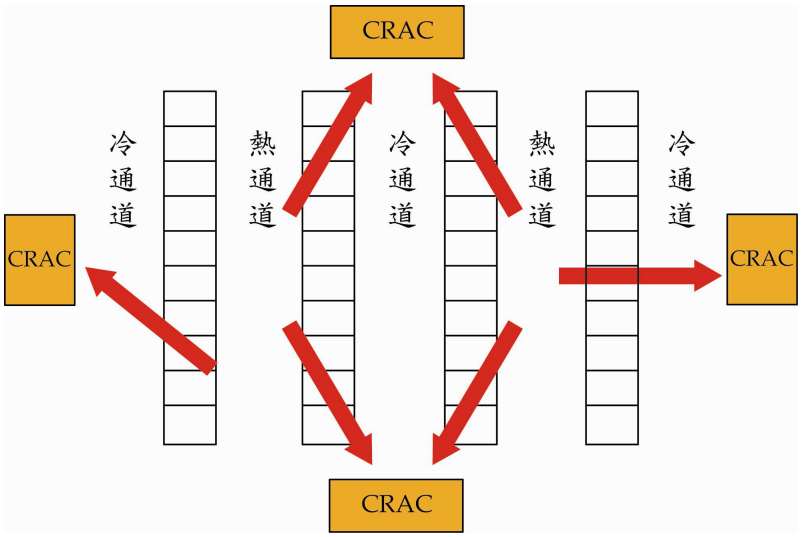


圖 4.5-3 箱型冷氣機置放於冷通道時兩端之熱氣流移動情形

2. 方式二：相較於前面擺設佈局的缺點，將箱型冷氣機擺設移至熱通道兩端(如圖 4.5-4 所示)，雖然冷空氣的輸送距離相對較遠，但機櫃冷卻後之熱空氣可由熱通道直接引入箱型冷氣機內回風處，以降低冷熱空氣混合的機率，讓冷熱通道的應用概念發揮其成效。

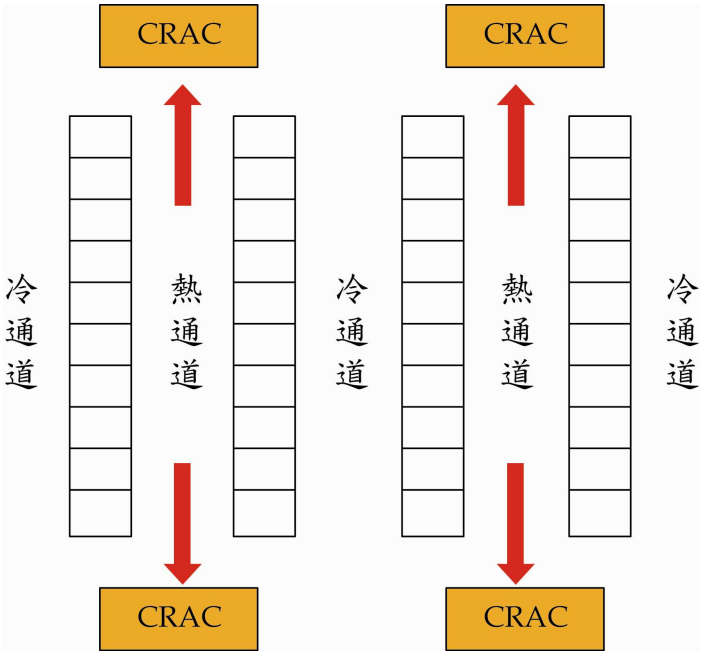


圖 4.5-4 箱型冷氣機置放於熱通道兩端時之熱氣流移動情形

4.6 機櫃型與區域型冷卻方式

因應未來高功率高發熱機櫃的使用比例會愈普遍，若單純以冷熱通道進行散熱效果有限，近年來對 IDC 電腦機房的冷卻設計觀念，也開始朝向封閉冷通道避免冷空氣與機櫃出口端熱空氣混合；或在 IT 設備內獨立加裝風扇來產生強制冷卻氣流並搭配高架地板送風及天花板回風來滿足 IT 機櫃冷卻；也有以局部區域冷卻為主的設計觀念，發展出因應未來高功率高發熱機櫃的使用方式。

1.機櫃上方冷卻分配器形態：

天頂式區域分配系統(Local Distribution)，是將其冷熱通道的觀念應用更佳活化，不管是其搭配元件的方式或其應用區域範圍彈性化，使電腦機房由整體通道冷卻方式進化成可做加強局部冷卻的區域型態冷卻方式。

區域型態分配系統種類繁多，較常見的有機櫃上方吊掛式與天頂鑲嵌式，如圖 4.6-1 所示。機櫃上方吊掛式主要是將單入單出分配器架設於電腦機櫃正上方，分配器出風側對向冷通道，運轉時將

冷空氣灌入冷通道讓機櫃吸引入內冷卻，熱空氣再由機櫃後方排出入熱通道，上升熱空氣最後被分配器吸引回入風側冷卻再循環。另一種天頂鑲嵌式主要是將雙入單出分配器架設於冷通道正上方，分配器為下方出風，冷空氣直接吹進入冷通道內，讓兩側機櫃吸引入內冷卻，熱空氣再由兩側機櫃後方排入熱通道，上升熱空氣最後被分配器吸引回兩邊入風側冷卻再循環，如圖 4.6-2 所示。以上兩種方式之空氣循環氣流路徑較短輸送效率較高，但使用時須注意必須全區域使用方能營造冷熱區域的架構。

圖 4.6-1 天頂式分配器吊掛、鑲嵌式示意圖[EMERSON]

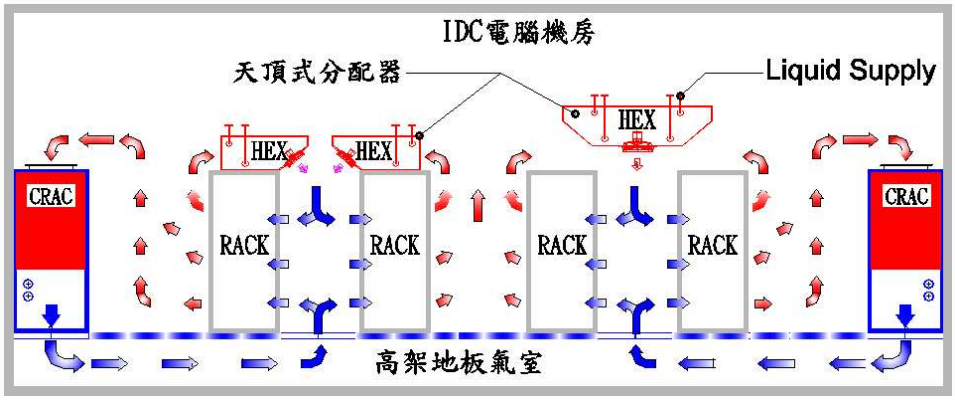


圖 4.6-2 天頂式冷卻分配器系統示意圖

2.冷通道封閉型態：

於冷通道上方與入口處加裝風道阻隔裝置，並於機櫃前端裝設擋板避免機櫃內部短循環，熱空氣則排放於機房中，利用自然對流送回箱型冷氣機 CRAC 冷卻再循環，如圖 4.6-3 與圖 4.6-4 所示。

此冷卻型態可將空調冷空氣限制於冷通道內，電腦機房內不再需要多餘的空調供應，可避免冷通道氣流與熱通道氣流之混合。

圖 4.6-3 風道阻隔裝置與機櫃擋板

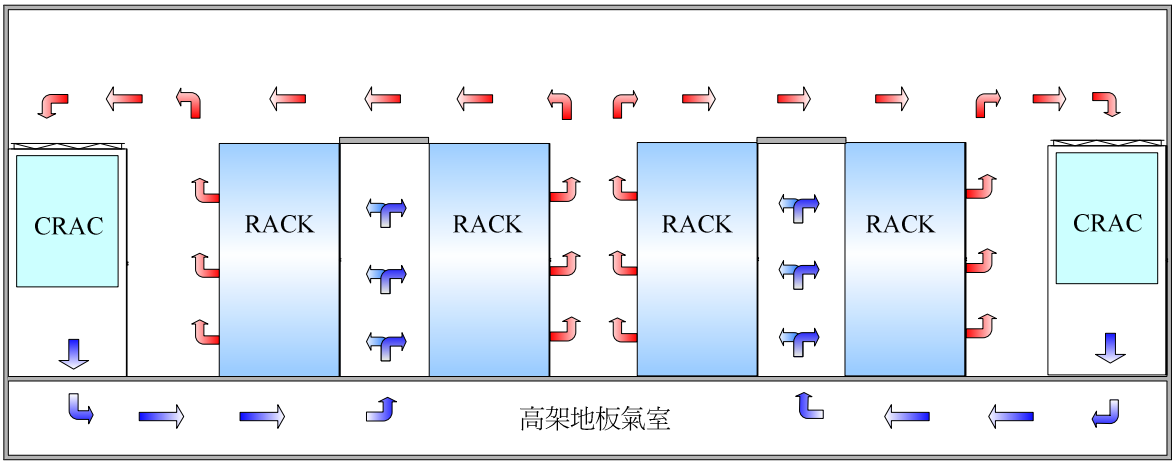


圖 4.6-4 冷通道封閉型態

3. IT 機櫃加風扇冷卻與熱通道封閉型態：

於機櫃內加裝抽排風扇強制引導氣流並搭配高架地板送風方式，將冷空氣於冷通道內有方向性的直接誘導進入電腦機櫃內冷卻，其熱空氣經風管被強制排入天花板內熱回風通道集中，再一併送回箱型冷氣機 CRAC 冷卻再循環。機櫃內加裝風扇的位置通常有幾個地方：把風扇裝置於機櫃上方、機櫃下方或者上下方均安裝，也有置於機櫃後方等，如圖 4.6-5 所示。

高功率密集的電腦機房機櫃冷卻方式在運用上述的一些個別裝置且結合冷熱風道導流的觀念，可將冷空氣有方向性的誘導至電腦機櫃內部冷卻，熱空氣亦同樣有規律的被引導回到箱型冷氣機

CRAC 冷卻，甚至電腦機房內不再需要多餘的空調供應，而所有機櫃的冷卻行為都被限制在風道內進行，如圖 4.6-6 所示。

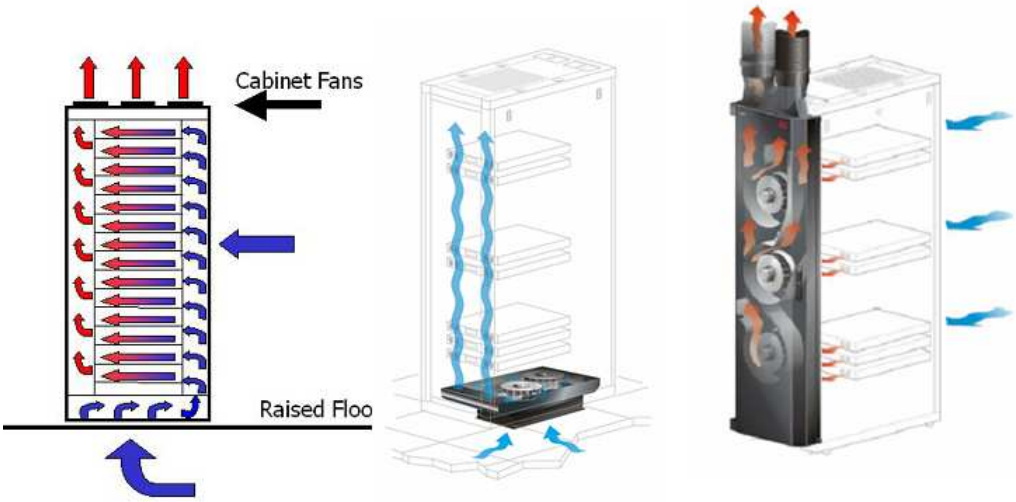


圖 4.6-5 冷熱空氣引導裝置(上、下、側) [APC]

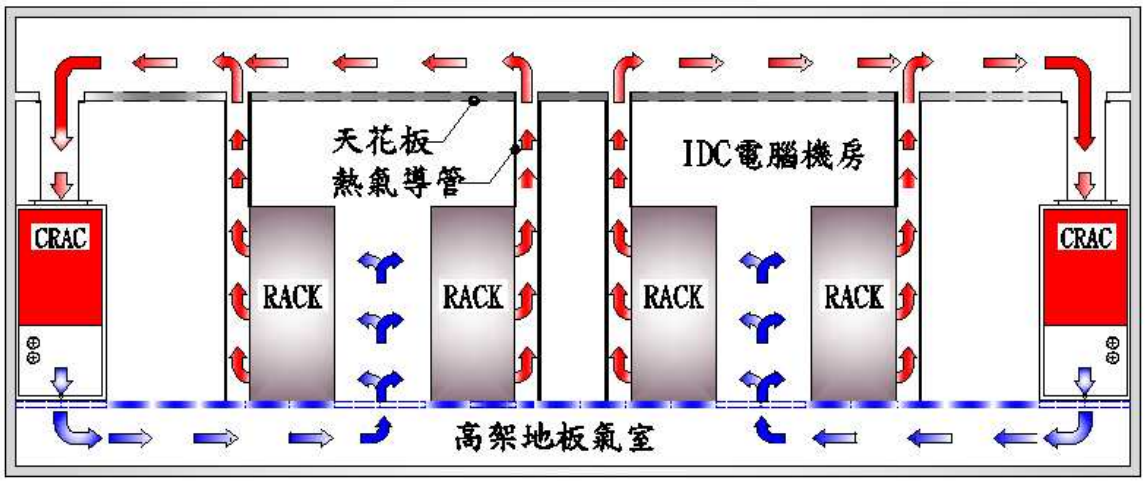


圖 4.6-6 機櫃加風扇誘導冷熱氣流系統示意圖

4.液冷卻系統冷卻形態：

液冷卻系統，如圖 4.6-7 所示，其系統構成元件由冰水機組(可為氣冷式或水冷式)、冷卻分配器(CDU)、機櫃冷卻器及相關管路系統，如冷卻水系統(CWS)、冰水系統(CHWS)、區域冷卻系統(TCS)等，所建構而成一“液冷卻系統(Liquid Cool System)”。

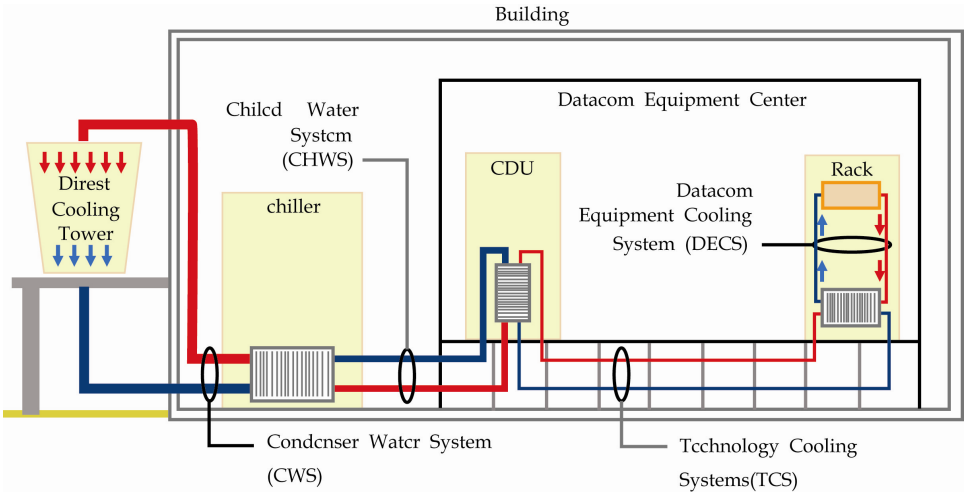


圖 4.6-7 液冷卻系統示意圖(Liquid Cool System)

背板式(Rear Door heat Exchanger，RDHx)機櫃冷卻系統，是一“液冷卻系統”概念的應用實例，其系統的開發打破傳統數據中心高度仰賴空氣為介質且消耗大量能源的冷卻方式。背板式(RDHx)機櫃冷卻系統，是於每一機櫃後板裝設一只水冷式熱交換器，為一種被動的系統，因其不使用風扇可以大大減少所需的能源冷卻量，其冷源由各別冷卻分配器(CDU)經區域冰水系統輸送供應冰水溫度約18.3℃(65°F)，大型 IDC 電腦機房依負荷量，有可能分成多區域。冰水機組(可為氣冷式或水冷式)製造冰水，由冰水系統(CHWS)供應一次冰水約 7.2℃(45°F)至各區域之冷卻分配器(CDU)作熱交換，如圖 4.6-8 所示。

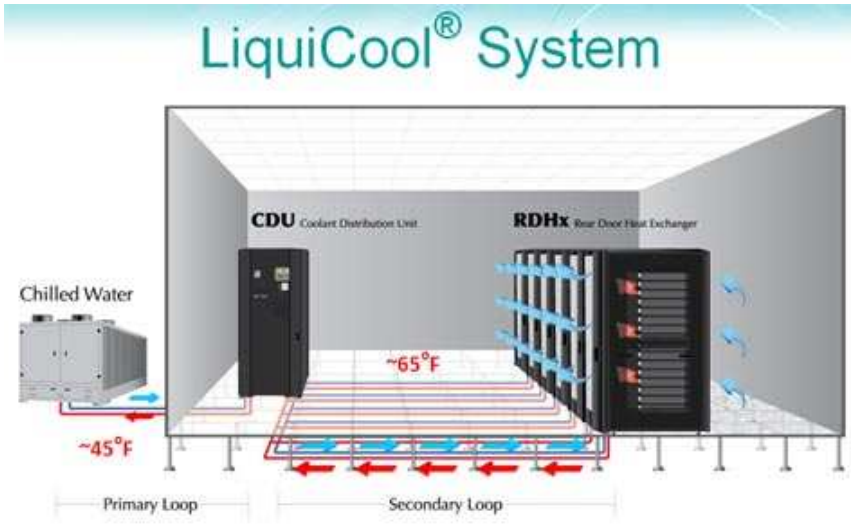


圖 4.6-8 背板式(RDHx)機櫃冷卻系統應用示意圖(圖片來源：Vette)

4.7 開放式與密閉式冷卻形態說明

IDC 電腦機房所有投入之電力加載於機櫃伺服器運行後，最終結果將以廢氣餘熱產生於空氣中，系統工程師們必須有效的將它移除於電腦機房外才能使機櫃伺服器能穩定持續運行。IDC 電腦機房依機櫃冷卻型態大致可分成兩種：1.傳統開放式機櫃冷卻型態；2.密閉式機櫃冷卻型態，說明如下。

1.傳統開放式機櫃冷卻型態：

傳統 IDC 電腦機房冷卻處理方式，是以整體空間(室) 為單位的冷卻模式為主，因為是開放冷卻方式且冷熱空氣輸送管線較長阻力較大，要獲得均勻空氣流場將會是一大挑戰，故其空調移除廢氣餘熱的效率較低。一般空調冷卻設計型態，可採用直吹或高架地板出風，如圖 4.1-1 與圖 4.2-1 所示，設計一個或多個 CRAC 空氣調節設備以混風的方式來攪拌空氣達到一定均勻室內溫度。此一冷卻型態所能處理的機櫃功率密度較低，大約在 1~2 kW/櫃之間。

亦可採用冷熱通道概念搭配高架地板出風設計，如圖 4.5-2~圖 4.5-4 所示，對 IT 機櫃擺設依其入出風的方向調整成面對面排列方式，使冷熱空氣有其各自行進路徑。此一冷卻型態所能處理的機櫃功率密度大約可到 3~4 kW/櫃。

若採冷熱通道搭配高架地板出風設計外再增設天頂式分配器作加強局部區域冷卻之模式，如圖 4.6-1~圖 4.6-2 所示。此一冷卻型態所能處理的機櫃功率密度大約可到 6 kW/櫃左右。

採用冷熱通道搭配高架地板出風設計並於機櫃前端裝設擋板與封閉冷通道之模式，如圖 4.6-3~圖 4.6-4 所示。此一冷卻型態所能處理的機櫃功率密度大約可到 8kW/櫃左右。

對於用電密度高峰值推到 10kW~20kW/櫃之間，則可採用冷熱通道搭配高架地板出風設計並於機櫃內加裝抽排風扇與封閉熱通道之模式，如圖 4.6-5~圖 4.6-6 所示。

面對未來更高之高密度 IT 設備的冷卻，其傳統以整體空間(室)為單位的冷卻模式，將無法再有效的應付移除 IT 機櫃所產生的廢氣餘熱。

2.密閉式機櫃冷卻型態：

密閉式機櫃冷卻模式是為了應付未來用電密度高的機櫃冷卻而設計，其原理是為將 CRAC 散熱冷卻單元機設計成直接與 IT 機櫃架安裝在一起，自成以密閉冷卻循環風道系統，如圖 4.6-7~圖 4.6-8 所示，此架構方式冷卻比起傳統以整體空間(室)或行列型的冷熱通道之冷卻架構模式，其密閉式機櫃冷卻型式之氣流路徑極短且準確的將氣流傳送到 IT 機櫃內冷卻。由於氣流路徑長度減短了，IDC 機房空氣調節風扇所需之功率也隨之減少，整體效率會因而提升。此一密閉式機櫃冷卻型態所能處理的機櫃功率密度較能符合未來高功率密度的需求，大約在 10kW~20kW /櫃之間甚至更高。

4.8 評估電腦機房之氣流分配冷卻效率指標

IDC 機房之氣流與溫度場設計不當或管理不善,通常會造成能源效率低落，雖然利用 PUE 評估的結果可以知道能源使用效率，但在氣流管理方面，實際上 IDC 機房之氣流分佈與熱點詳細情況並無法由 PUE 得知，因此只用 PUE 來評估 IDC 效率是不夠的。IDC 機房之環控條件必須符合相關設計準則所建議之溫度與濕度範圍，其中對於 IDC 之熱流管理，可採用 RCI (Rack Cooling Index)、RTI (Return Temperature Index)、SHI(Supply Heat Index)等指標進行評估。

機櫃冷卻指標 RCI 用以評估空調設計是否能提供良好的工作環境給 IT 設備使用，此指標由 Herrlin[8] 於 ASHRAE 2005 所發表。RCI 主要目的是為了避免不當的空調冷卻及空間設計導致進入機櫃之溫度過熱或過冷，而造成 IT 設備工作之不良影響。其定義為機櫃進氣口在

連續運轉狀態下的溫度條件與設計建議溫度範圍的差異性。此溫度範圍一般採用 ASHRAE 2008[17]所定義之建議溫度為 18℃~27℃，允許溫度為 15℃~32℃，如圖 4.8-1 所示。

依照空調出風進入機櫃溫度可能發生之條件可將 RCI 分為兩種方式評估，RCI_{HI} 其目的主要是評估進入機櫃之溫度是否過熱，其定義如(式 4.1)；RCI_{LO} 則是評估進入機櫃之溫度之條件是否造成過冷，其定義如(式 4.2)。表 4.8-1 顯示 RCI 評價認定標準，依照 RCI 計算結果，100%意味著理想的條件，低於 90%表示進入機櫃之溫度將會對 IT 設備造成影響。

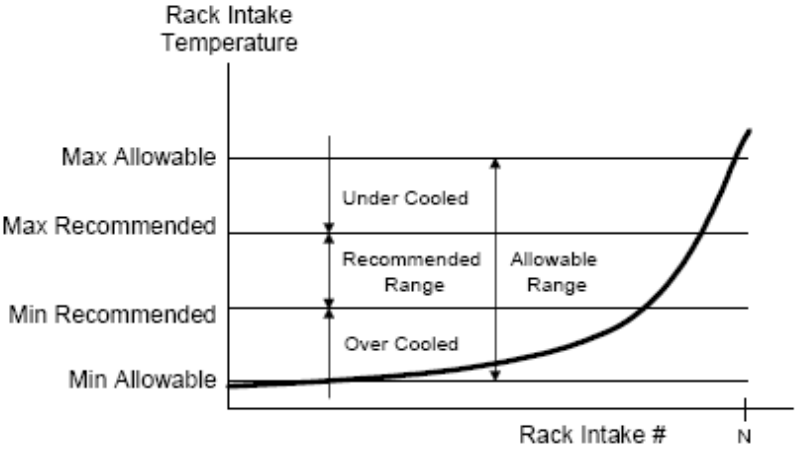


圖 4.8-1 操作溫度之建議、允許溫度範圍[8]

$$RCI_{HI} = \left[1 - \frac{\sum (T_x - T_{\max-rec})_{Tx}}{(T_{\max-all} - T_{\max-rec})_n}\right] \times 100\% \quad (4.1)$$

其中：

T_x：進入機櫃之氣流溫度 ℃

n：機櫃進氣口之總個數

$T_{\max-rec}$：建議之溫度上限 ℃

$T_{\max-all}$：允許之溫度上限 ℃

$$RCI_{LO} = \left[1 - \frac{\sum (T_{\min-rec} - T_x)_{Tx}}{(T_{\min-rec} - T_{\min-all})_n}\right] \times 100\% \quad (4.2)$$

其中：

T_x：進入機櫃之氣流溫度 ℃

n：機櫃進氣口之總個數

$T_{\min-rec}$：建議之溫度下限 ℃

$T_{\min-all}$：允許之溫度下限 ℃

表 4.8-1 RCI 評估等級表

等級	RCI
理想	100%
良好	≥96%
可接受	91-95%
糟糕	≤90%

RTI 指標則是用來評估機房中氣流分布的狀況，藉此了解冷空氣短循環與熱空氣回流之情形，其定義為機房空調供風、回風之溫度差，與機櫃進、出口溫度差之比值，計算公式如(式 4.3)。表 4.8-2 為 RTI 評估等級表，100%意味著理想條件，＞100%代表有熱空氣回流之情形，＜100%則代表有冷空氣旁通或短循環之情形。

$$RTI = \left[\frac{T_R - T_S}{\Delta T_{Equip}}\right] \times 100\% \tag{4.3}$$

其中：

T_R：回風溫度 ℃

T_S：供風溫度 ℃

$\triangle T_{Equip}$：機櫃進出溫差 ℃

表 4.8-2 RTI 評估等級表

等級	RTI
理想	100%
熱回流 (Recirculation)	>100%
短循環 (by pass)	＜100%

SHI 指標則是用來評估機房中冷空氣受回流熱空氣影響之情形，定義為機櫃進風溫度與供風溫度差，及機櫃出風溫度與供風溫度差之比值，計算公式如(式 4.4)。SHI 指標介於 0 與 1 之間，通常小於 0.4，數值越小代表冷熱氣流混合情形越少。

$$RTI = \left[\frac{\sum_j \sum_i ((T_{in}^r)_{i,j} - T_{ref})}{\sum_j \sum_i ((T_{out}^r)_{i,j} - T_{ref})} \right] \tag{4.4}$$

其中：

i,j：機櫃之行、列數

T_{in}^r：機櫃進風溫度 ℃

T_{out}^r：機櫃出風溫度 ℃

T_{ref}：供風溫度 ℃

將實際量測的溫度條件或計算流體力學 CDF 模擬出來的進、出風口溫度條件藉由 RCI、RTI 及 SHI 的評估計算，可藉由定量化說明 IDC 之氣流與溫度場設計或管理之妥適性。

第五章 電信機房之能源效率評估與電力系統節能技術

5.1 評估電信機房能源效率指標

建築耗能指標依不同類型建物，常採用全年單位樓地板面積耗電量(EUI)及全年單位建築面積之電力需量(DUI)來衡量，但各電信業機房建築大都摻雜在辦公大樓類別使用，(EUI)值取決於單位機關的規模與使用面積大小，而電信業機房又屬用電密度極高的場所，所以單以單位面積的年耗電量(EUI)作為耗能評估，較難客觀評估出電信機房能源使用的合理性。

目前國際間對於網路機房耗能評估基準，普遍是採用 Green Grid 協會所訂定之能源評估指標，其評估網路資料中心的能耗指標有兩種方法如下：

- Power Usage Effectiveness (電力使用效率，PUE)
- Data Center Infrastructure Efficiency (數據中心基礎架構效率，DCIE)

這兩種指標都考慮了數據中心裡包含供電、散熱(空調)系統和 IT 設備所各自消耗的能量，其不同等級要求的指標數值如表 5.1-1 所示。

表 5.1-1 DCIE 與 PUE 之評估標準

Benchmark	*DCIE*	*PUE*
Platinum	＞0.8	＜1.25
Gold	0.7~0.8	1.25~1.43
Silver	0.6~0.7	1.43~1.67
Bronze	0.5~0.6	1.67~2
Recognized	0.4~0.5	2~2.5
Not recognized	＜0.4	＞2.5

PUE 定義為資訊機房之總耗電(kW)與 IT 設備耗能(kW)之比值，可由(5.1)式表示，其數值越接近於 1 代表資訊機房電力能源使用效率越高；由於資訊機房總耗電除了 IT 設備本身用電外尚需包含其他如機房

冷卻空調、室內照明、通訊用電等等，故理論上 PUE 值要低到 1 是不可能的。

$$PUE = \frac{P_{in_TOTAL}}{P_{in_ITEq}} \frac{kW}{kW} \tag{5.1}$$

DCIE 則定義為 IT 設備耗能(kW)與資訊機房之總耗電(kW)之比值，由於 DCIE 為百分比值，因此數值越大則表示資訊機房電力能源使用效率越佳，其可由(5.2)式表示。

$$DCIE = \frac{1}{PUE} \times 100\% \tag{5.2}$$

其中：

P_{in_ITEq}：IT 設備使用耗電力(kW)。

P_{in_TOTAL}：整體資訊機房之總耗電力(kW)，含 IT 設備使用耗電力、空調設備運轉電力、機房照明用電、其他網路通訊電力等。

5.2 PUE 指標之設定目標與合理的耗能分配

根據美國綠建築學會 LEED 綠建築評估系統之能源評估必要條件所要求，以 300RT 等級之 IDC 整體 PUE 值必須到達 1.52 以下才能符合基本門檻，反觀國內經由實際量測結果平均高達 1.9 以上，這也說明有大量的電實際都被電源、製冷、散熱這些設備給消耗了，而用於 IT 設備中的電能很少，因此改善空間高達 30%以上。當 IDC 整體 PUE 值必須達 1.52 時，各項設備合理的耗能比例分配應該約如圖 5.2-1 所示，也就是 IT 電信設備之耗能比例約不低於 65%，若 HVAC 空調系統之耗電超過 25%或配電系統損失與照明用電超過 10%，則該設施系統都有節能改善的空間。

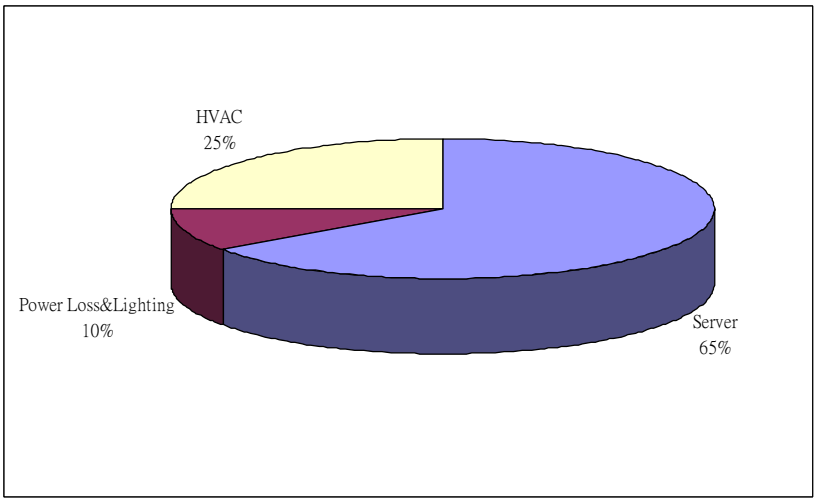


圖 5.2-1 電信機房合理的耗能分配比例

5.3 提昇電力系統之能源效率之方法

配電系統規劃必須謹慎，以降低阻抗及熱負荷，提昇其能源效率之重要方法說明如下：

1. UPS 不斷電系統應盡可能設計在高負載率且高效率下運轉，並具有抗干擾之功能。
2. 最佳化電力系統供應：盡可能使用模組化及高效率之變壓器(98%以上)及 UPS 系統（90%以上）。
3. 依個案評估採用電池式或動態 UPS 方案，各方案對於整體擁有成本都有不同之結果與適用性。
4. 盡可能依所需要之安全等級設置其對應之設施備載量，過多之設施備載量會造成系統效率之降低。
5. 盡可能利用在靠近機櫃的地方安裝 PDU，以降低過長之電線傳導所造成之效率損失。

第六章 節能測試案例分析

6.1 電信機房節能測試案例分析

為了解國內電信網路機房能源使用現況與能源評估指標之高低,本(99)年度取樣兩個空調設置狀況不同之機房進行量測,機房內各取樣一至二個機櫃以溫、溼度記錄器量測包含空調出風、機櫃進風口、機櫃出風口、空調回風及機房環境之乾球溫度與相對溼度,並針對空調與電力系統量測其設備耗電與效率,機房測試結果說明如下。

1. 機房一

機房一建築樓高 15 層(B_3F-12F),9~11 樓為電信、網路機房,其餘樓層為辦公大樓,其中 9~11 樓共有兩套空調系統,9 樓空調由 9 樓與 10 樓兩台 240RT 螺旋式冰水主機供應;10~11 樓空調則由地下一樓兩台 280RT 離心式冰水主機供應,兩套系統測試結果說明如下:

(1) 9F 空調系統

9 樓與 10 樓各有一台 240RT 螺旋式冰水主機,兩台主機相互為備援,平時開啟一台,供應 9 樓 IDC 機房所需空調。針對空調系統進行相關檢測,測試期間開啟 9 樓冰水主機,主機運轉曲線如圖 6.1-1 所示。9 樓機房空調除由冰水主機供應外,為解決機房內局部區域熱點產生,加裝了許多箱型、分離式冷氣機,導致冰水主機負載率偏低,負載上下變動顯著,測試期間空調負載平均約 100RT。

因機房內加裝多台分離式冷氣與箱型冷氣機,導致冰水主機負載率偏低,測試期間負載率平均 41.7%,耗電率平均約 0.93 kW/RT,如圖 6.1-2 與圖 6.1-3 所示。由圖 6.1-4 負載率與耗電率曲線可知,主機負載率主要維持在 24~31%與 41~51%兩區段內,顯示冰水主機在開啟單壓縮

機與雙壓縮機間切換頻繁，當機房內箱型、分離式冷氣運轉時，負載降低，冰水回水溫度降低，冰水主機關掉一台壓縮機；而當箱型、分離式冷氣停機時，負載升高，冰水回水溫度提高，冰水主機則又開啟第二台壓縮機，如此負載變動頻繁，導致冰水主機運轉效率偏低。

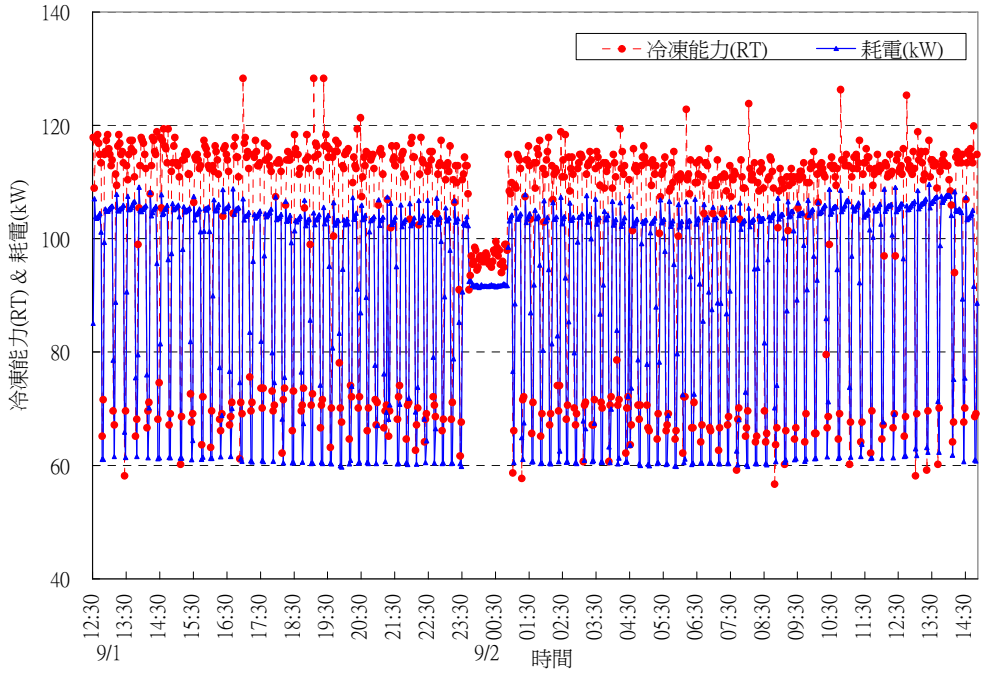


圖 6.1-1 冰水主機冷凍能力及耗電曲線圖(CH1-9F)

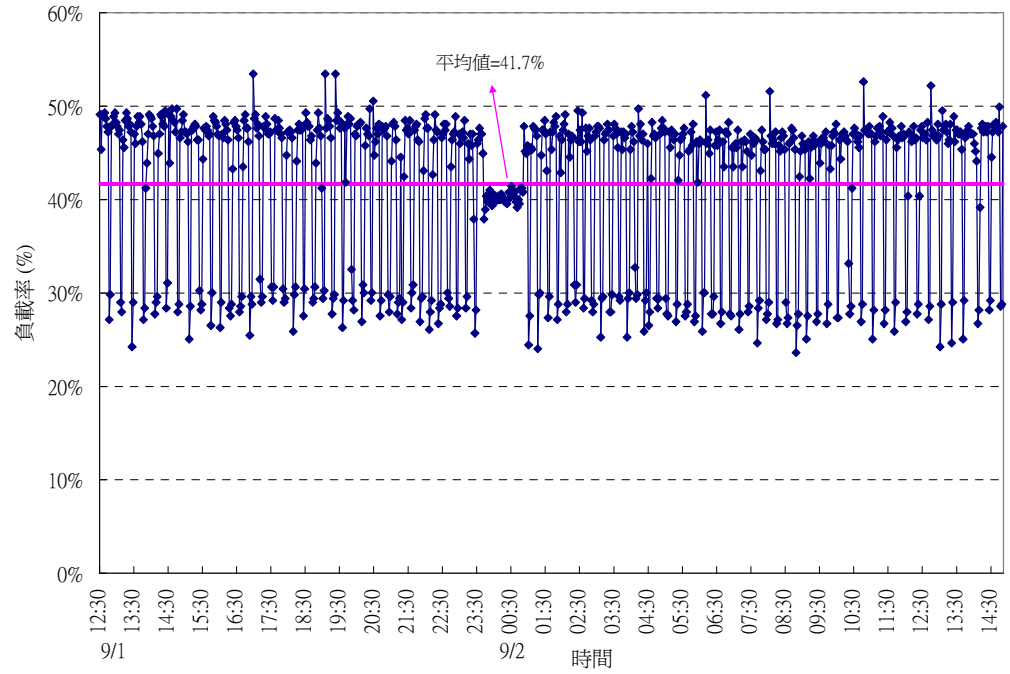


圖 6.1-2 冰水主機負載率曲線圖(CH1-9F)

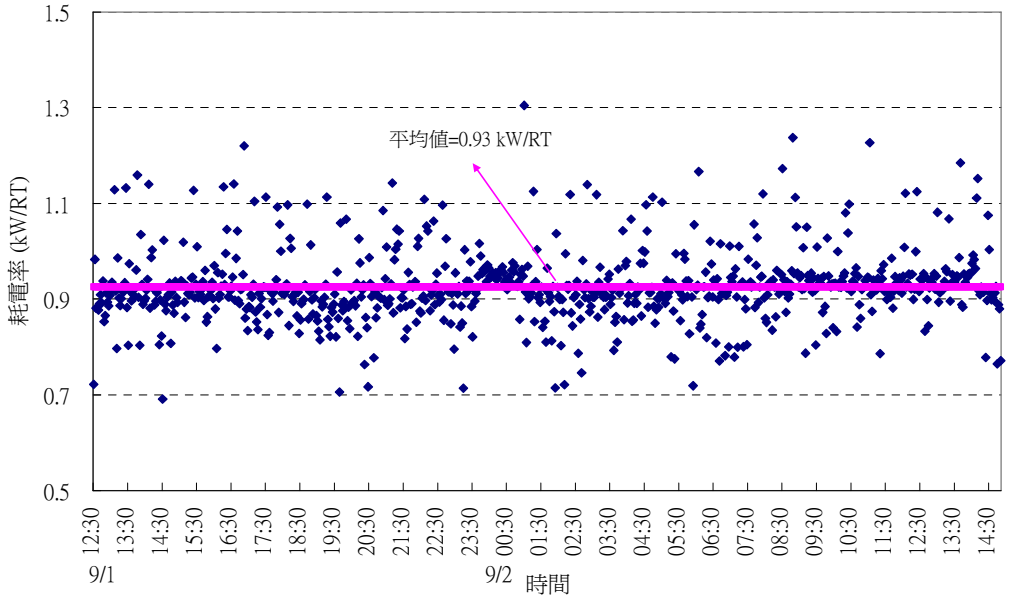


圖 6.1-3 冰水主機耗電率曲線圖(CH1-9F)

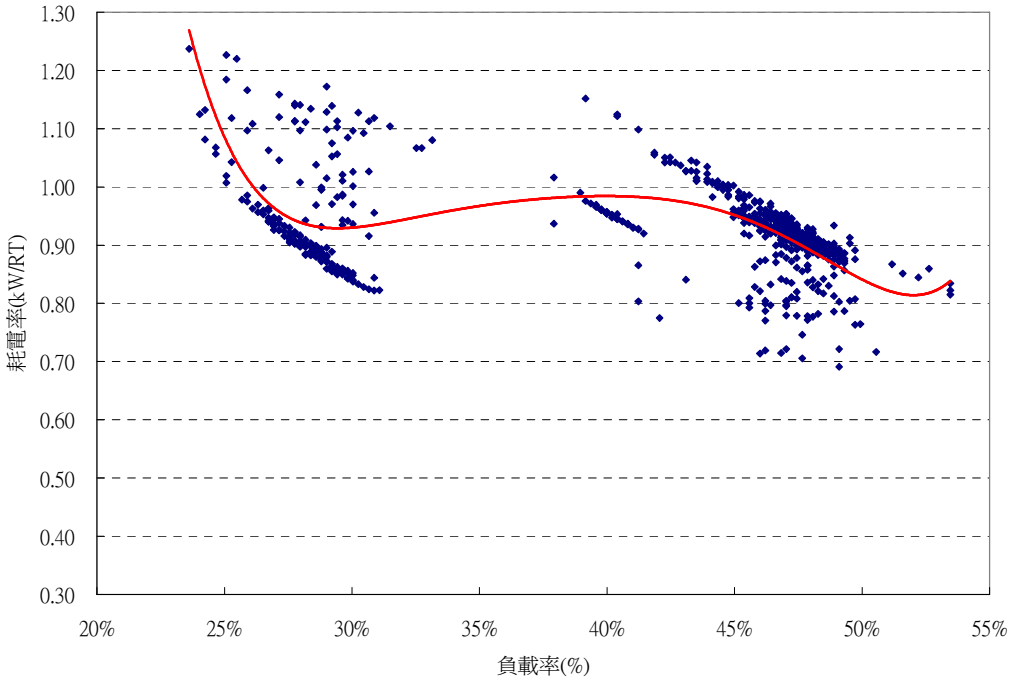


圖 6.1-4 冰水主機耗電率&耗電率曲線圖(CH1-9F)

圖 6.1-5 為主機冰水與冷卻水進出水溫度變化曲線，因主機負載變動大，冰水與冷卻水溫度隨之震盪起伏，也因為負載較低，冰水進、出水溫度僅差約 2℃，冷卻水進、出水溫差約 2.4℃。

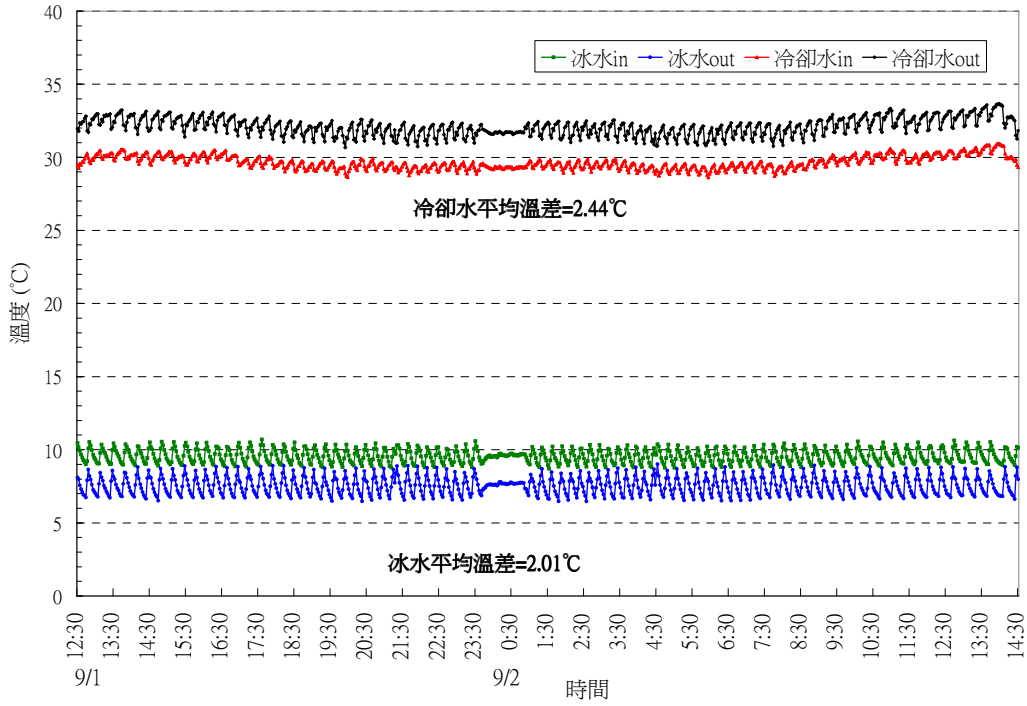


圖 6.1-5 冰水主機冰水與冷卻水進出溫度曲線圖(CH1-9F)

(2) 10~11F 空調系統

10~11F 空調系統有兩台 280RT 離心式冰水主機，針對空調系統進行相關檢測，測試期間開啟一台 280RT 冰水主機，主機運轉曲線如圖 6.1-6 所示，由於空調負荷為 IT 設備之發熱，負載穩定，測試期間平均負載約 225.8RT。

冰水主機負載變化平穩，主要介於 78~84%之間，測試期間負載率平均 80.7%，耗電率平均約 0.72 kW/RT，如圖 6.1-7 與 6.1-8 所示。由圖 6.1-9 負載率與耗電率分布曲線可知，主機效率大至維持在 0.7~0.74 kW/RT，運轉效率良好。

圖 6.1-10 為主機冰水與冷卻水進出水溫度變化曲線，負載變化平穩，溫差變化小，冰水進、出水溫差約 4℃，冷卻水進、出水溫差約 4.5℃。

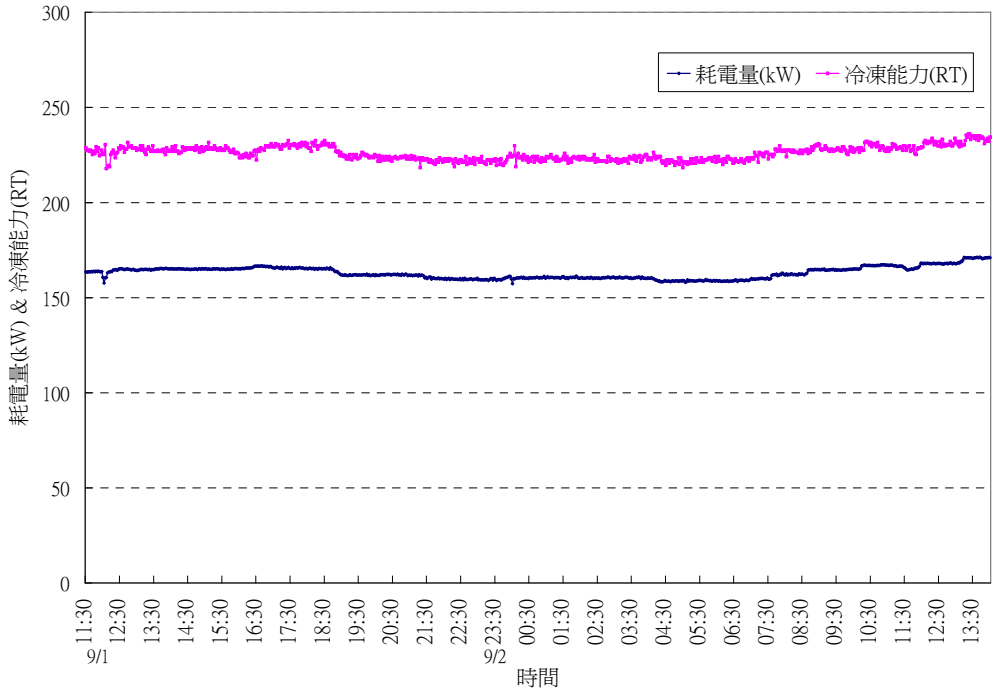


圖 6.1-6 冰水主機冷凍能力及耗電曲線圖(CH1-10、11F)

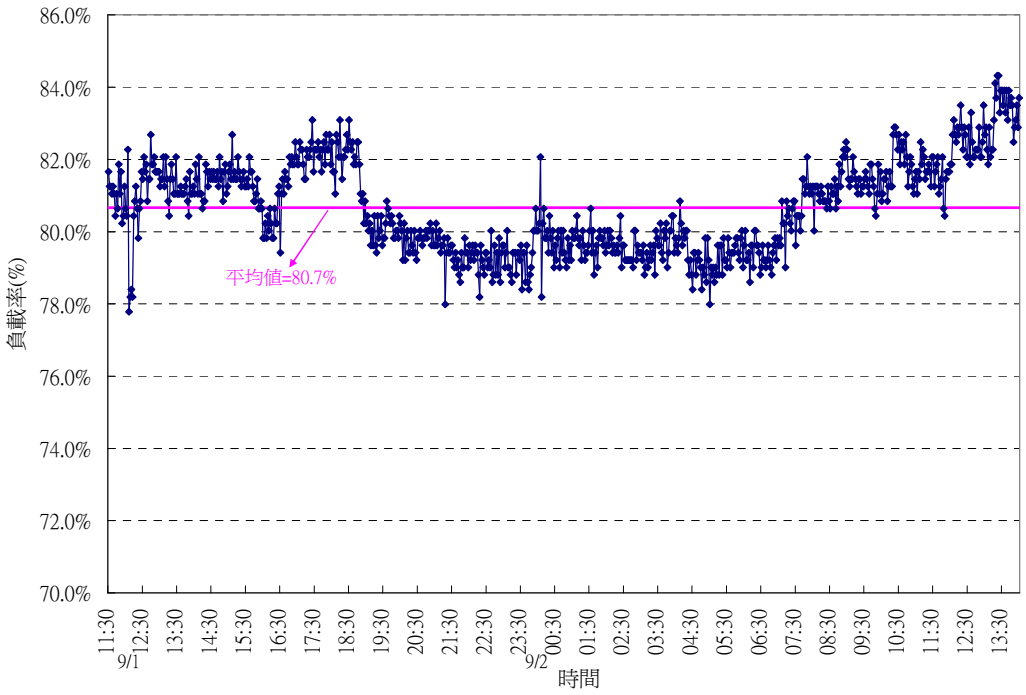


圖 6.1-7 冰水主機負載率曲線圖(CH1-10、11F)

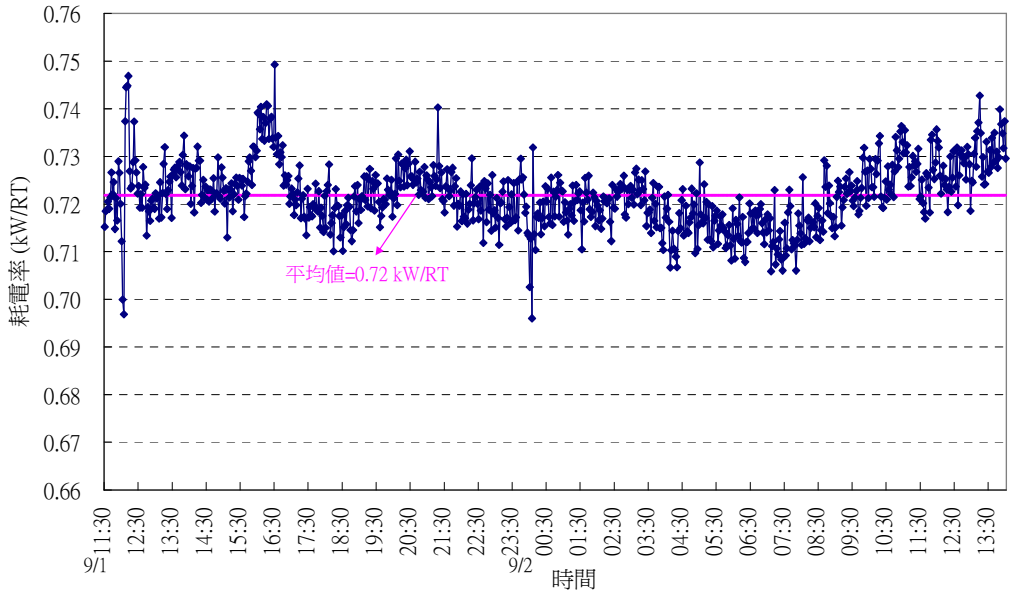


圖 6.1-8 冰水主機耗電率曲線圖(CH1-10、11F)

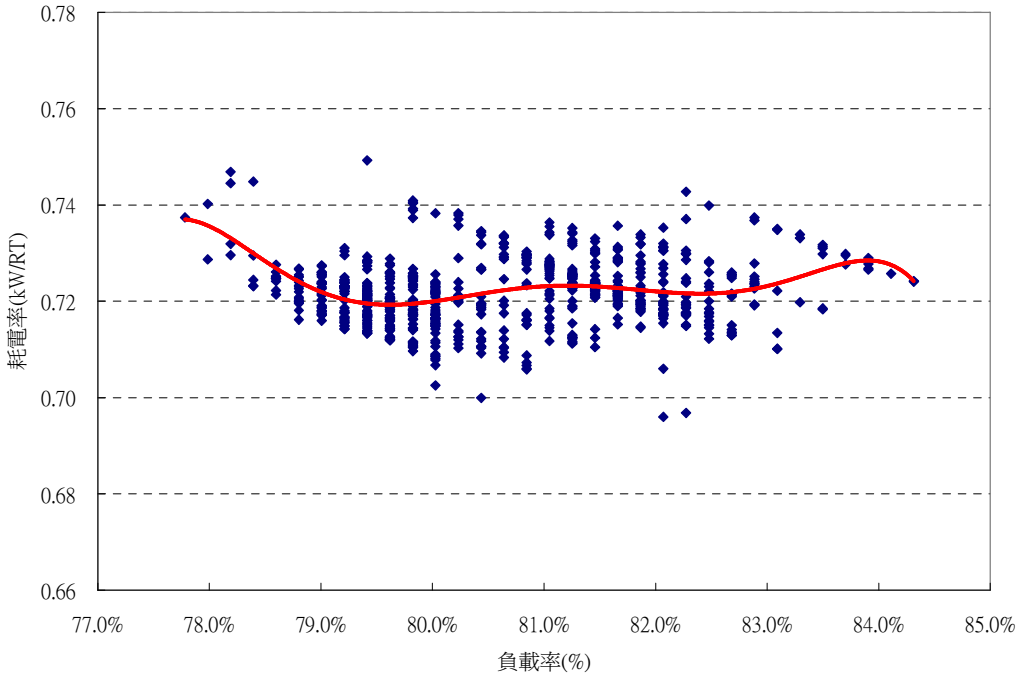


圖 6.1-9 冰水主機負載率&耗電率曲線圖(CH1-10、11F)

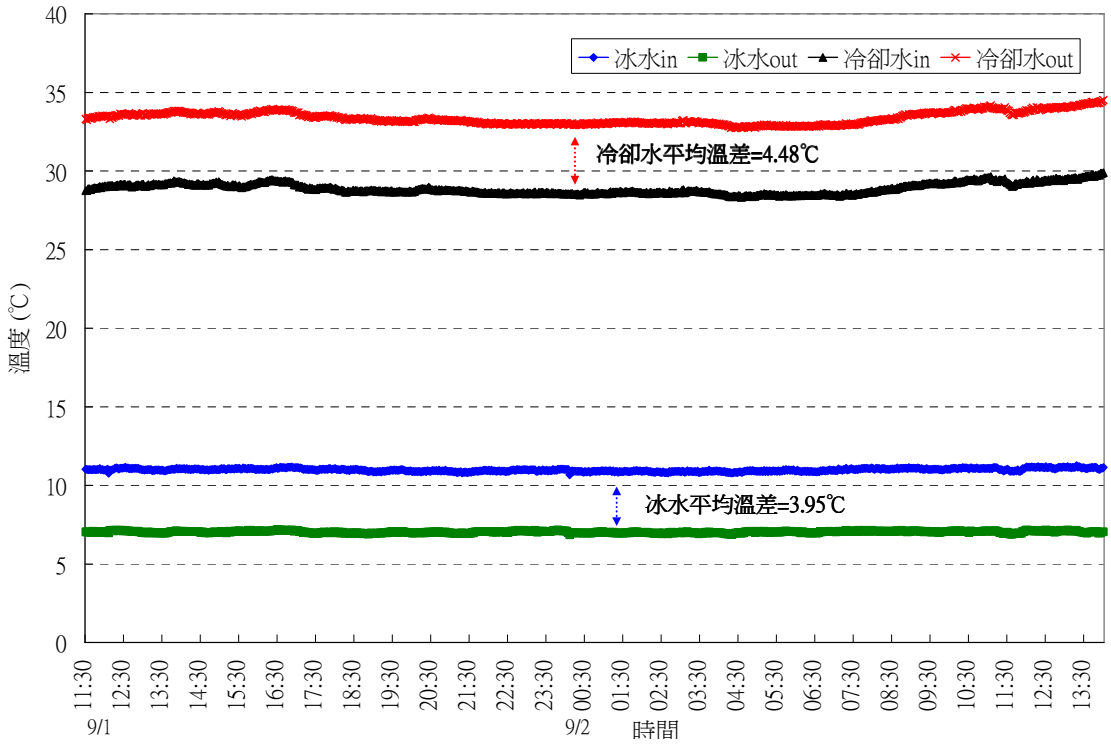


圖 6.1-10 冰水主機冰水與冷卻水進出溫度曲線圖(CH1-10、11F)

(3) 機房溫、溼度量測結果

9~11F 機房內各取樣 1~2 個機櫃量測其空調供風、機櫃進風端、機櫃出風端及空調回風等處之溫、溼度，以了解機房溫、溼度分布情形。測試結果說明如下：

A. 9F 機房：

此區採高架地板送風方式，並於機房局部熱點處加裝分離式冷氣機、箱型冷氣機，由側邊空調箱上方回風口進行回風，機房無冷熱通道建置。取樣一機櫃進行檢測，測試結果如表 6.1-1 所示。

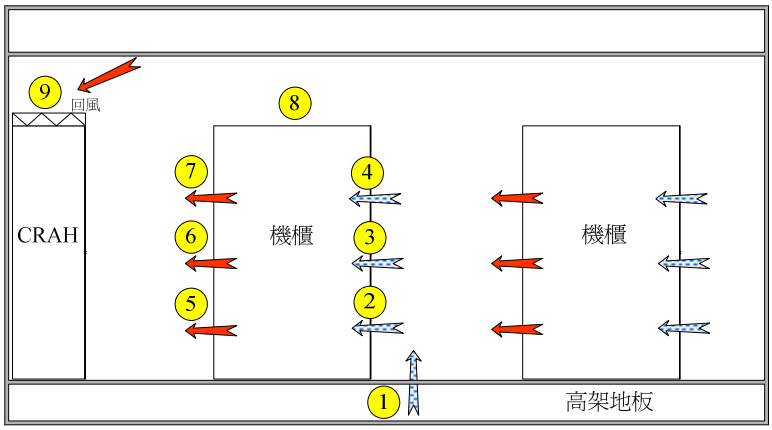


圖 6.1-11 機房 1(9F)溫、溼度測試點示意圖

表 6.1-1 機房 1(9F)溫溼度測試

9F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
1	SA	14.9	62.3	31.54	6.5
9	RA	20.5	44.0	37.33	6.6
	△	5.6	-18.3	5.79	0.1
2	機櫃下方進風口	18.5	50.6	35.56	6.7
5	機櫃下方出風口	19.2	47.8	36.05	6.6
	△	0.7	-2.8	0.49	-0.1
3	機櫃中間進風口	20.2	46.1	37.51	6.8
6	機櫃中間出風口	23.0	39.0	40.43	6.8
	△	2.8	-7.1	2.92	0.0
4	機櫃上方進風口	26.4	32.4	44.21	6.9
7	機櫃上方出風口	30.8	25.0	48.62	6.9
	△	4.4	-7.4	4.41	0.0
8	機櫃上迴風空間	23.4	38.6	41.08	6.9

此區空調箱供、回風溫差約 5.6℃、焓差約 5.8kj/kg，機櫃平均進出口端溫差 2.6℃、焓差 2.6kj/kg，因機櫃內部風量較大，焓差無法拉開，且進風端因吸引其他機櫃出風端之熱空氣而提高進風溫度，造成空調送風效率降低。此外，地板出風溫度大致維持在 14.6℃~15℃間、相對溼度維持在 60~64%間，機櫃下層進風溫度平均約

18.℃，至中層提高至 20.1℃，最上層已提高至 26.3℃，而空調箱回風口溫、濕度受空間冷空氣影響，則降低至平均 20.6℃、44.6%。由此可知，機櫃進風端受其他機櫃出風端熱空氣影響大，因此應設法降低機櫃內部之風量，避免空調箱與機櫃進出焓差差距太大，以提高空調箱送風效率。

B. 10F 機房：

採高架地板送風方式，並於局部熱點處加裝分離式冷氣機，由側邊空調箱回風口進行回風，機房無冷熱通道建置。此區有地板出風口，為解決局部熱點發生，上方亦有加裝嵌入式分離式冷氣機出風口，測試結果如表 6.1-2 所示。

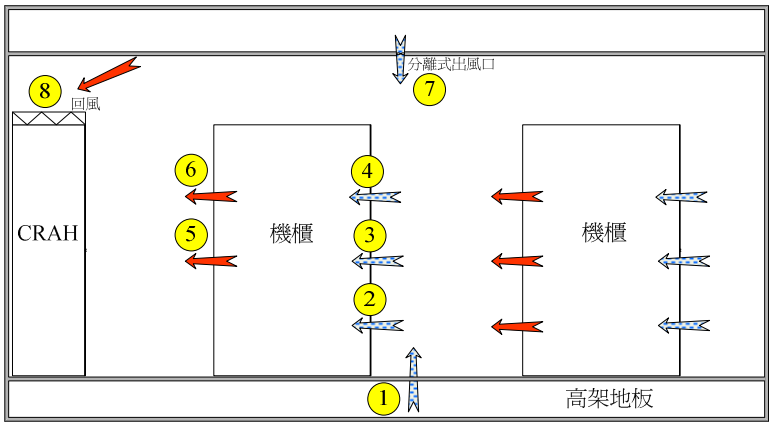


圖 6.1-12 機房 1(10F)溫、溼度測試點示意圖

表 6.1-2 機房 1(10F)溫溼度測試

10F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
1	SA-1	15.8	71.5	36.08	8.0
7	SA-2	13.9	79.3	33.76	7.8
8	RA	20.7	51.8	40.79	7.9
	△	5.8	-23.6	5.86	-0.1

10F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
3	機櫃中間進風口	21.0	51.1	41.18	7.9
5	機櫃中間出風口	31.4	28.0	52.05	8.0
	△	10.4	-23.1	10.87	0.1
4	機櫃上方進風口	21.7	48.9	41.90	7.9
6	機櫃上方出風口	32.0	26.7	52.41	7.9
	△	10.4	-22.2	10.51	0.0

此區地板出風溫、溼度平均約 15.8℃、69.4%，分離式冷氣出風溫、溼度平均約 15.3℃、74.4%，機櫃進風端平均溫度維持在 20~21.7℃，機櫃出風端溫度則維持在 31~32℃，空調箱回風口溫度則因與冷空氣混合，降回到 20℃左右。空調供回風溫差約 5.8℃、焓差約 5.9kj/kg，機櫃進出溫差約 10.4℃、焓差約 10.7kj/kg，因部分冷空氣未經機櫃熱交換直接短循環至鄰近回風口，導致機櫃進出焓差大於空調供回風焓差，且回風口溫度僅約 20℃左右，此區塊空調短循環嚴重，造成空調設備作虛功。

C. 11F 機房：

採高架地板送風方式，因地板出風受地板下線材與過多地板開口影響，導致風量降低，因此加裝數台立式加壓風機強制將冷空氣吹至機櫃，並由兩側空調箱回風口進行回風，機房無冷熱通道建置，測試結果如表 6.1-3 所示。

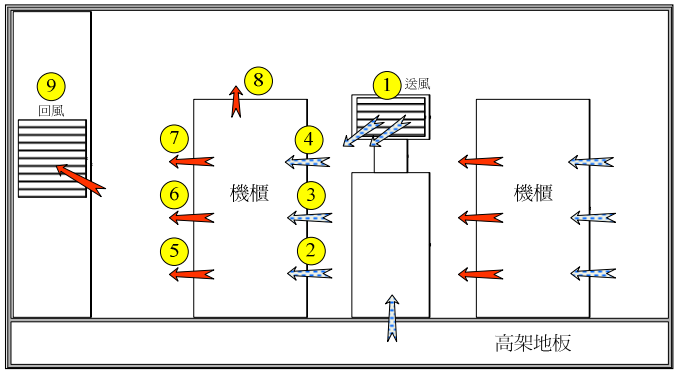


圖 6.1-13 機房 1(11F)溫、溼度測試點示意圖

表 6.1-3 機房 1(11F)溫溼度測試

11F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
1	SA	18.2	62.5	38.90	8.1
9	RA	27.2	36.5	48.27	8.2
	△	9.0	-26.0	9.38	0.1
2	機櫃下方進風口	23.3	44.7	43.67	8.0
5	機櫃下方出風口	23.8	43.6	44.29	8.0
	△	0.5	-1.1	0.63	0.0
3	機櫃中間進風口	24.0	42.4	44.16	7.9
6	機櫃中間出風口	26.0	38.3	46.54	8.0
	△	2.0	-4.1	2.38	0.1
4	機櫃上方進風口	26.0	37.3	46.03	7.8
7	機櫃上方出風口	28.0	34.2	48.69	8.0
8	機櫃頂部出風口	29.9	30.5	50.53	8.0
	△	2.9	-5.0	3.58	0.2

此區空調箱出風溫、溼度平均約 18.2℃、62.6%，回風溫、溼度平均約 27.2℃、37.4%，機櫃進風端平均溫度維持在 23~26℃，機櫃出風端溫度則維持在 23.8~28℃。空調箱出回風口溫差約 9℃、焓差約 9.4kj/kg；而機櫃進出口端溫差約 1.8℃、焓差 2.2kj/kg，因 11F 主要為傳輸設備，發熱量較小，且機櫃內部風量亦偏大，部分熱空氣被吸引回流至機櫃進風口，導致機櫃入風溫度上升，機房冷熱氣流混合嚴重。此外機櫃出風端相對溼度約 30~38%，空調箱回風相對溼度平均約 37.4%偏低，為避免因靜電產生而造成設備損壞，應設法提高機房之相對溼度。

(4) 節能改善方案

A. 9 樓機房為解決局部區域熱點產生，外加多台箱型、分離式冷氣機，導致冰水主機負載偏低，冰水主機在單壓縮機與雙壓縮機運轉間切換頻繁，運轉效率偏低，因此在改善機房氣流分布狀況後，應排除外加冷氣機之使用，以提高冰水主機負載率。

B. 10 樓機房除中央空調外於局部熱點加裝分離式冷氣，但部份區域冷氣出、回風口位置緊臨，導致現場短循環嚴重。應先將機房回風口移至機櫃熱氣排出口附近，並利用風管將天花板與空調箱回風口作連結，以天花板進行回風，減少冷空氣短循環之情形。

C. 11 樓機房受限地板下線材與過多地板開口影響，導致風量不足，加裝數台立式加壓風機強制將冷空氣吹至機櫃，但因機房無冷熱通道建置，此舉導致機房混風更嚴重，應先封閉過多之無效地板出風口，依冷熱通道原則重新調整機櫃排列方式，將立式高壓風機置放於冷通道處，並利用氣流分配裝置將熱空氣導向空調箱回風口，以降低熱空氣與冷空氣混合之比例。

D. 由測試結果得知，以高架地板送風方式之機房，送風溫度與機櫃下方進風溫度皆有 3~4℃溫差，至機櫃上方進風端(約 2/3 處)溫差更拉開到 10℃左右，應提高空調箱之送風靜壓，降低送風溫度與機櫃進風端之溫度差，使冷空氣可以更有效的傳送至機櫃內部。

2. 機房二

機房二建築樓高 5 層(B_1F-4F)，2~4 樓為電信、網路機房，其餘樓層則包含停車場、電氣室與辦公室。機房空調由三台 80RT 螺旋式冰水主機供應，並採用風管系統供應機房所需空調，

系統測試結果說明如下：

(1) 空調系統

機房二有 3 台 80RT 螺旋式冰水主機，供應 2 樓與 3 樓電信網路機房所需空調，夏季期間開啟兩台主機，非夏季期間則以一台冰水主機為主。針對空調系統進行相關檢測，測試期間開啟 1 台冰水主機，主機運轉曲線如圖 6.1-14 所示，空調負載大致維持在 60~70RT 區間，平均約 65.9RT。

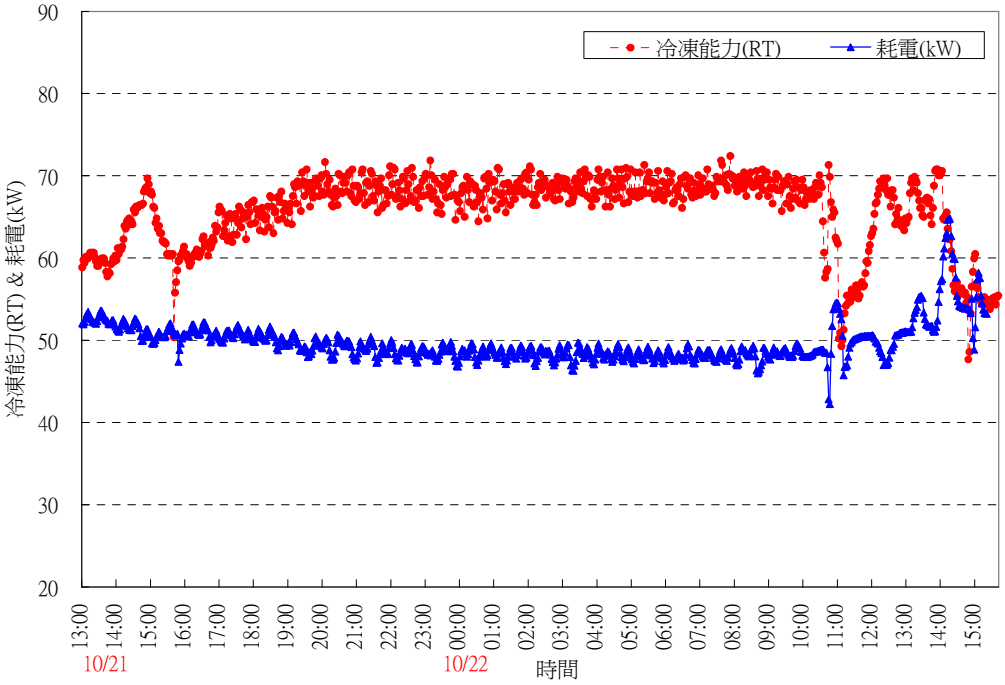


圖 6.1-14 冰水主機冷凍能力及耗電曲線圖(CH2)

冰水主機在 19:00 至隔天 10:00 區間負載較平穩，大致維持在 80~90%之間，11:00~17:00 負載變化較大，主機耗電率偏高，測試期間負載率平均約 82.4%，耗電率平均約 0.76kW/RT，如圖 6.1-15 與圖 6.1-16 所示。圖 6.1-17 為主機負載率與耗電率曲線，隨著負載率的提高，冰水主機的耗電率逐步下降，效率明顯提升，在負載率 85~90%間有較佳的運轉效率。

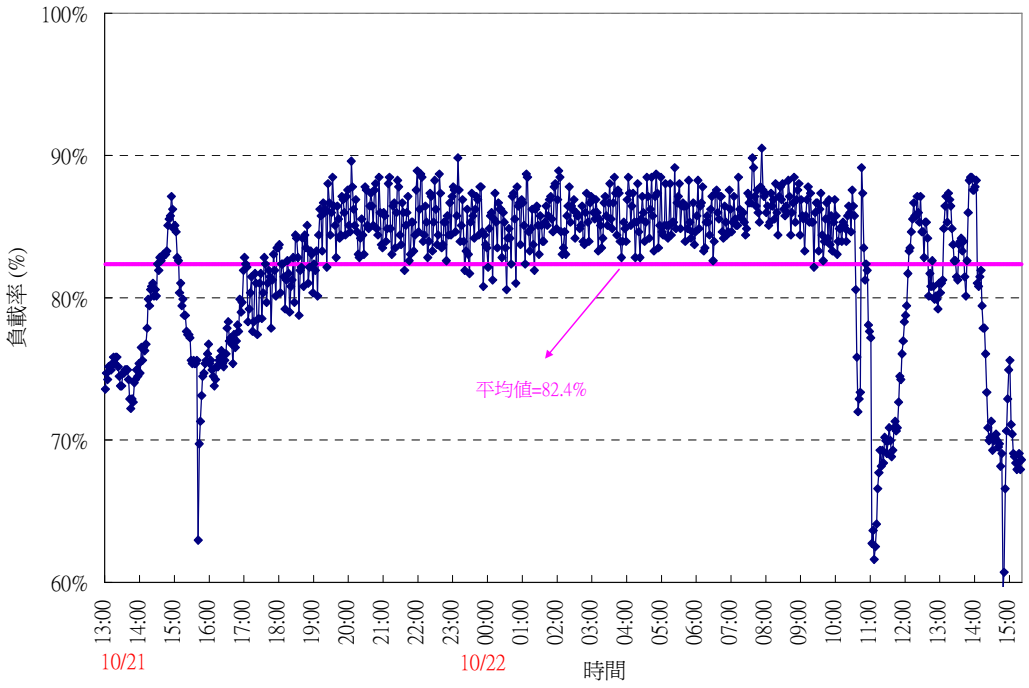


圖 6.1-15 冰水主機負載率曲線圖(CH2)

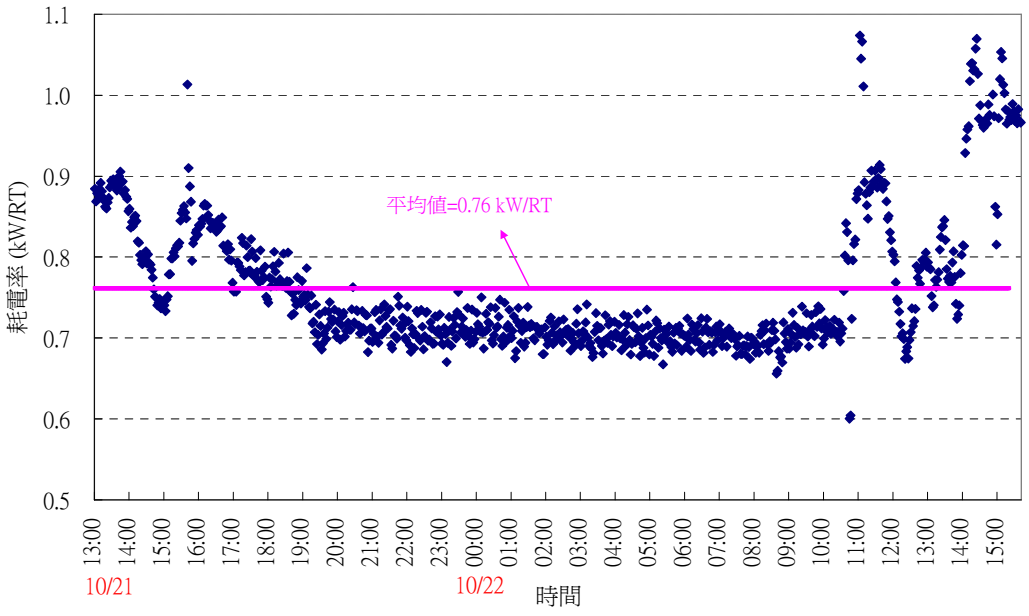


圖 6.1-16 冰水主機耗電率曲線圖(CH2)

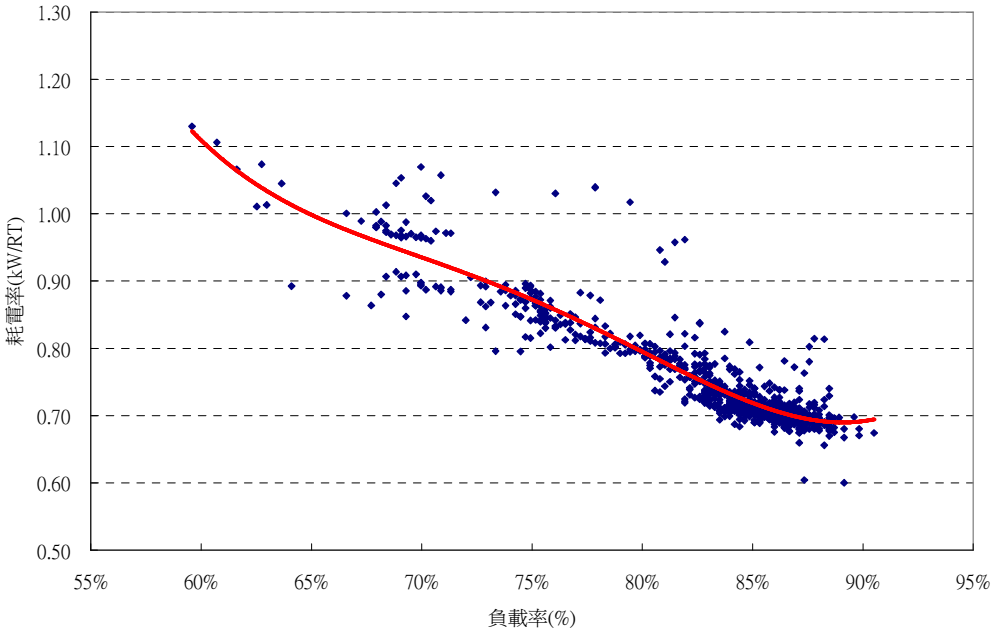


圖 6.1-17 冰水主機負載率&耗電率曲線圖 CH(2)

目前冷卻水塔風扇有裝設溫度控制，由圖 6.1-18 可知，雖然負載穩定，冰水進出水溫度變化不大，但冷卻水溫度卻會隨著水塔風扇啟停而上下變化，當水塔出水溫度達到風扇停止設定值時，風扇停止運轉；冷卻水溫度上升至溫度達到風扇運轉設定值時，風扇啟動，如此往復的變化也導致冰水主機運轉效率跟著上下變化頻繁。

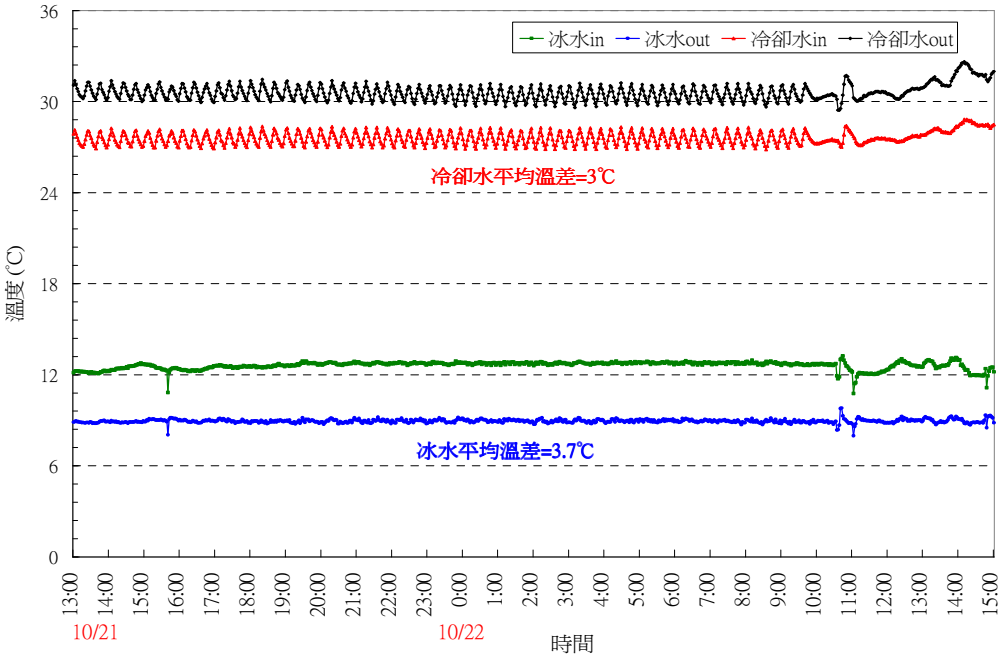


圖 6.1-18 冰水主機冰水與冷卻水進出溫度曲線圖(CH2)

(2) 機房溫、溼度量測結果

取樣 2、3F 各一間機房進行溫、溼度量測，機房內各取樣 1~2 個機櫃量測其空調供風、機櫃進風端、機櫃出風端及空調回風等處之溫、溼度，以了解機房溫、溼度分布情形。測試結果說明如下：

A. 2F 機房：

二樓機房空調由 2 台 47RT 空調箱供應，以風管配置方式於機房上方送風，並利用自然對流方式於上方進行回風。取樣一機櫃進行檢測，測試結果如表 6.1-4 所示。

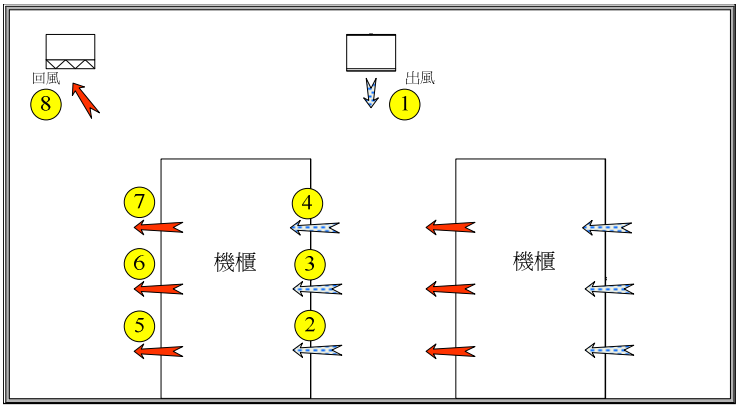


圖 6.1-19 機房 2(2F)溫、溼度測試點示意圖

表 6.1-4 機房 2(2F)溫溼度測試表

2F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
1	SA	13.1	91.9	34.95	8.6
8	RA	23.6	46.3	45.09	8.4
	△	10.5	-45.7	10.15	-0.2
2	機櫃下方進風口	21.5	52.3	42.83	8.3
5	機櫃下方出風口	23.3	46.6	44.54	8.3
	△	1.8	-5.7	1.71	0.0
3	機櫃中間進風口	22.1	50.9	43.64	8.4
6	機櫃中間出風口	25.8	40.8	47.45	8.4
	△	3.7	-10.2	3.80	0.0

2F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
4	機櫃上方進風口	23.2	46.9	44.44	8.3
7	機櫃上方出風口	33.9	24.7	54.94	8.1
	△	10.8	-22.3	10.50	-0.2

空調出風溫度平均 12.8℃、相對溼度平均 92%，機櫃進風端溫度約 21.5~23.2℃，機櫃出風端溫度 23.3~33.9℃，因機房並未設置冷熱通道，空調冷空氣由上方出風口擴散至下方，受上升熱氣流影響，至機櫃進風端溫度已上升至 21℃。此外空調箱供回風溫差約 10.5℃、焓差約 10.2kj/kg；機櫃進出溫差約 5.4℃、焓差約 5.3kj/kg。因機櫃內部風量較大，進出焓差變小，導致機櫃吸引周遭之熱空氣，造成進風端溫度上升；為滿足現階段 21~23℃機櫃吸入溫度條件，空調箱出風溫度需降低至平均 10.7℃，造成空調耗能。因此應設法降低機櫃內部風量，避免空調箱與機櫃進出焓差差距過大，並分離冷熱氣流，減少冷熱氣流混合之比例，才能提高空調送風效率。

B. 3F 機房：

三樓機房空調由四樓 2 台 51.7RT 空調箱供應，以風管配置方式於機房上方送風，並利用自然對流方式於上方進行回風，測試結果如表 6.1-5 所示。

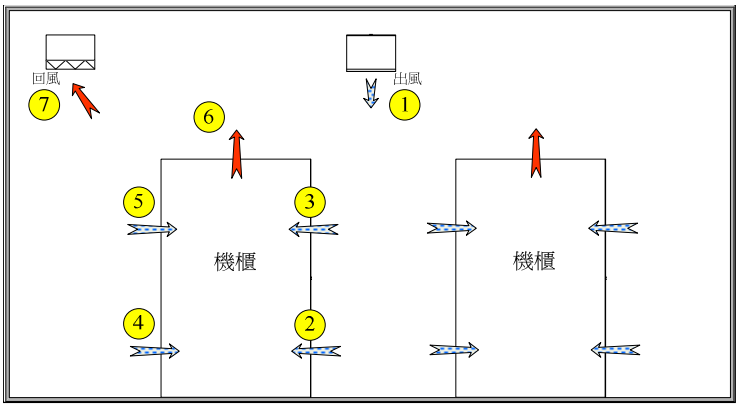


圖 6.1-20 機房 2(3F)溫、溼度測試點示意圖

表 6.1-5 機房 2(3F)溫溼度測試

3F 機房					
測試點	測試位置	乾球溫度	相對濕度	焓值	絕對溼度
		(℃)	(%)	(kj/kg)	(g/kg)
1	SA	12.8	87.7	33.23	8.1
7	RA	20.4	55.9	41.68	8.3
	△	7.6	-31.8	8.45	0.2
2	機櫃下方進風口	18.1	61.5	38.33	7.9
4	機櫃下方進風口	19.3	59.0	40.25	8.2
3	機櫃上方進風口	22.1	50.9	43.64	8.4
5	機櫃上方進風口	20.2	57.1	41.67	8.4
6	機櫃頂端出風口	22.7	48.1	43.83	8.3
	△	2.8	-9.0	2.85	0.3

空調出風溫、溼度平均約 12.7℃、88.1%，上方出風口溫度 22.7℃，因機房未設置冷熱通道，空調冷空氣擴散至機櫃進風端時，受上升熱氣流影響，溫度已上升至 18.1~19.6℃，未能有效將冷空氣確實送入機櫃內進行散熱。此外空調供回風溫差約 7.6℃、焓差約 8.5kj/kg；機櫃進出溫差約 3.4℃、焓差約 3.1kj/kg，機櫃內部風量過大，導致焓差變小，且進風端氣流一樣受上升之熱氣流影響，為滿足需求之機櫃進風溫度，空調箱送風溫度須調低，造成空調耗能。

(4) 節能改善方案

A. 先前機房空調箱有提高濾網等級，但調整後空調箱送、回風風溫差由原先 7℃左右提升至 10.5~12℃，因濾網等級提高，空調箱內部之壓損亦提高，導致空調箱送風量減少，風量約減少三分之一左右。應先將 2F 與 3F 機房空調箱濾網換回原先較低等級濾網，避免因風量過低而偏離原始設計的進出風溫度與溫差，待風量提高至原始設計風量後，於馬達加裝變頻器並同時開啟兩台空調箱併聯運轉，以減少空調箱耗電。

B. 空調系統 3 台冷卻水塔有併聯，且全年僅有夏季期間會開啟 2 台 80RT 冰水主機，水塔散熱噸數充足，因此可於冷卻水塔風扇馬達加裝變頻器，讓水塔風扇轉速可依外氣濕球溫度設定值，據以估計其負載之大小，使冷卻水塔風扇也可全力運轉，但不至於浪費過多電力。

C. 2 樓與 3 樓機房未設置冷熱通道，冷熱氣流混合嚴重，機櫃應儘量依冷熱通道原則配置，並利用風管將空調送風設置於冷通道處，回風口則設置於熱通道處，減少冷熱氣流混合之比例，再改善氣流分佈後，適度的調升空調送風溫度，以節省空調耗電。

3. 機房指標分析

本年度取樣幾個空調設置狀況不同之機房進行探討，分析包含 PUE、RCI、RTI 等機房相關指標，分析結果如表 6.1-6 所示。針對取樣測試之機房進行指標分析，測試機房之 PUE 值約介於 1.91~2.26，皆高於目前國內平均值 1.9，且與前述 1.52 目標值相比仍有很大的改善空間；RCI_{LO} 值僅有一機房小於 100%，代表有一機房有機櫃進風口溫度過低的現象發生，空調溫度設定過低；RCI_{HI} 值皆等於 100%，顯示目前機櫃進風口之空調溫度條件皆無過熱現

象，符合 ASHRAE 所建議之機櫃進風條件；RTI 值介於 56.3%~360%，顯示機房內皆有冷熱氣流混合情形發生，且數值越偏離標準值 100%，冷熱氣流混合情形越嚴重。

表 6.1-6 機房指標測試比較表

編號		A	B	C	D	E	F
機房條件	空調系統	中央空調	中央空調 + 分離式	中央空調 + 加壓風機	中央空調	中央空調	箱型冷氣機
	送風方式	高架地板	高架地板	高架地板	上送風	上送風	高架地板
	機櫃種類	IDC	IDC	傳輸	3G 傳輸	2G 傳輸	IDC
	冷熱通道採行	否	否	否	否	否	是
氣流分佈	出風溫度 (℃)	14.9	15.8	18.2	13.1	12.8	15.3
	機櫃入風平均溫度 (℃)	21.7	21.3	24.4	22.2	19.9	20.0
	機櫃出風平均溫度 (℃)	24.3	31.7	26.9	27.7	22.7	28.0
	空調回風溫度 (℃)	20.5	20.7	27.2	23.6	20.4	23.7
指標	RCI_{LO}	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%	43.2%
	RCI_{HI}	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%
	RTI	212.7%	56.3%	360.0%	193.7%	268.7%	105.5%
	PUE	1.93	2.23	2.26	2.05	2.05	1.91

由測試結果得知，機房 F 空調系統採用箱型冷氣機，設備效率較差，但因有設置冷熱通道，冷熱氣流分離情形較佳，RTI 值為 105.5%，PUE 值為 1.91；機房 A~E 雖然採用中央空調冰水主機，設備效率較佳，但因為未設置冷熱通道，且為減少局部區域熱點產生，加裝許多箱型、分離式冷氣機及加壓風機，因此 PUE 值約落在 1.93~2.26 間。

機房 B 除中央空調外，亦加裝多部分離式冷氣機，但部份出回風口設置位置有問題，有些區域回風口緊臨空調出風口，冷空氣由出風口直接短循環至回風口，造成空調系統作虛功；而機房 C 除了中央空調並無設置其他冷氣設備，但因機房未建置冷熱通道，且高架地板出風靜壓不足，冷熱氣流已有混合狀況，再加裝多台立式加壓風機後，強制將高架地板之冷空氣送至機櫃，僅利用機房兩側之

回風口進行回風，氣流混合更嚴重；機房 A 雖加裝了許多箱型與分離式冷氣機，但整體氣流分布情形較好，PUE 指標仍比機房 B 與 C 還低。

機房 D 與機房 E 採用中央空調搭配風管系統，雖然無冷熱通道設置，且有冷熱氣流混合情形，但因傳輸設備發熱量較低，無需加裝額外空調設備，因此 PUE 指標仍優於機房 B 與機房 C。

綜觀上述結果，機櫃之排列應儘量依冷熱通道分離原則設置，減少冷熱空氣混合之情形，並減少非必要處之出風口與回風口設置，在可改善機房之氣流分布情形後，可排除額外增加之空調設備，並藉由適度提升空調出風溫度，節省空調耗電，降低整體機房之 PUE 指標。

6.2 機房節約能源措施案例介紹

針對本會歷年節約能源訪測案例統計，整理 17 項常見國內機房節約能源措施案例，逐一列舉案例如編號 1~17 說明如後：

機房節約能源措施案例

編號：01

節能措施	契約容量合理化	系統分類	電力系統
改善措施	訂定合理契約容量值，可減少超約罰款或降低全年基本電費支出。		
改善前	目前 貴單位契約容量 1,150kW，為高壓二段式雙迴路供電用電戶，根據 98/1~98/12 電費單資料，尖峰用電需量為 1,026kW~1,052W，全年皆無超約，契約容量訂定偏高，導致基本電費支出增加。		
改善後	1. 電價中基本電費占每月電費支出有相當大的比例，而它和用戶每日實際用電度數毫無關連，因此如何依照本身用電情形訂定合理的契約容量，以減少基本電費及超約罰款的支出，實為降低成本最簡易可行的方法之一。 2. 經「訂定合理契約容量」試算表計算，最佳契約容量值應為 998kW，如最近一至兩年用電負載無再增加，契約容量應調至 998kW。		
節能成效	● 節能效益： 貴單位將經常契約容量調降為 998kW，可減少基本電費支出約 26.3 萬元/年。 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

機房節約能源措施案例

編號：02

節能措施	採用三段式時間電價計價方式	系統分類	電力系統
改善措施	1. 貴單位採用二段式電價計價方式，可依三段式用電時間來分割，自行於夏季時間以抄表紀錄方式，分析是否改採三段時間電價計價方式，降低電費支出之可行性。 2. 若申請更改為三段式電價計價方式，一年內不得再申請電價計價方式變更。		
改善前	目前 貴單位採用高壓二段式時間電價計價模式，供電範圍為 9 樓到 11 樓之 IT 機房使用，用電時間為 24 小時，98.08~99.07 全年離峰用電度數約占總用電度數 48%，有改為三段式電價之潛力。		
改善後	申請更改為三段式電價計價方式，可減少流動電費支出。		
節能成效	● 節能效益： 經本會推估 貴單位申請更改為三段式時間電價計價方式，可減少流動電費支出約 310 萬元/年。 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

機房節約能源措施案例

編號：03

節能措施	提高功率因數	系統分類	電力系統
改善措施	增加投入進相電容器量與調整 APFR 設定值，提高功率因數，以獲得增加台電功率因數優惠折扣與減少線路功因落後損失，改善電壓供電品質。		
改善前	目前電費單平均功因為 95%，已採低壓側功因改善，部分低壓進相電容器故障及自動功因調整器設定偏低，以致高壓側功因未能達到 99%，而無法充份享有台電功因優惠。		
改善後	1. 應量測各迴路所需電容器投入量作適當的調整，並請機電顧問保養公司，除固定投入高壓電容器外，重新調校低壓側 APFR 之設定值，並檢視其投入改善狀況是否正常，將總盤測功因提高至 99%，增加台電功因折扣，並減少變壓器線路損失。 2. 現場各高、低壓盤裝設之電容器足夠應付所需。		
節能成效	● 節能效益： 1. 增加台電功因優惠：23.4 萬元/年 2. 減少變壓器線路損失：0.8kW、6,344 kWh/年、1.5 萬元/年 3. 效益合計：0.8kW、6,344 kWh/年、25 萬元/年 ● 投資費用：裝設低壓進相電容器及自動功因調整器設定共約 15 萬元。 ● 回收年限：0.6 年。		

機房節約能源措施案例

編號：04

節能措施	採用高效率燈具	系統分類	照明系統
改善措施	辦公室之傳統鐵磁式安定器日光燈改採 T5 電子式安定器日光燈，可獲得減少照明及降低空調負荷之耗能約 30%。		
改善前	辦公室以 220V 20W×3、20W×4、40W×3 型傳統式高功因安定器日光燈具為主，合計約 550 盞，運轉時間約 2,920 小時/年。		
改善後	1. 辦公室採逐步汰舊換新方式，將傳統式日光燈具以 T5 14W×3、14W×4、28W×3 型電子式安定器型日光燈取代，可減少照明耗電並降低空調負荷。 2. T5 日光燈管，其特性如下：(1)管徑縮小，光的投射擴散或集中角度能控制更好、(2)發光效率高、(3)較長的使用壽命及較低的光衰、(4)使用高效率三波長螢光粉，演色性佳、(5)水銀含量較低，減少廢棄燈管對環境的汙染。		
節能成效	● 節能效益： 採用 T5 電子式安定器型日光燈具，每年共可節省用電 91,557 kWh、節省電費 22.3 萬元。 ● 投資費用：約需 94.2 萬元。 ● 回收年限：4.8 年。		

機房節約能源措施案例

編號：05

節能措施	改善熱交換器結垢現象	系統分類	空調系統
改善措施	進行冷凝器清洗，提升熱交換能力。		
改善前	1. 貴單位有螺旋式冰水主機 240RT×4 台，供應大樓辦公室與網路機房所需空調。全年皆開啟 3 台冰水主機，24 小時運轉，4 台主機每天輪流開啟。冰水主機機齡皆逾 10 年，選擇#1~#3 冰水主機進行暫態量測，耗電率約 1.13~1.26kW/RT。 2. #1 冰水主機冷卻水入出水溫度 31.4℃、34.7℃，簡易查看冷媒高壓約 15.6 kg/cm^2、冷凝溫度 43.4℃，冷凝器 LMTD 高達 10.2℃。LMTD(冷媒與冷卻水的平均對數溫差)若高於 5℃，顯示熱交換器的效果不佳，可能有結垢產生。此外#2、#3 冰水主機之冷凝器亦有 LMTD 過高的現象，應進行冷凝器之清洗，以提升主機運轉效率。 $$LMTD = \frac{(t_c - t_o) - (t_c - t_i)}{\ln[(t_c - t_0)/(t_c - t_i)]}$$		
改善後	1. 進行蒸發器與冷凝器清洗，熱交換能力提升。 2. 如果水中溶解的離子與雜質含量高，容易在熱交換器之管壁上沉積附著成水垢。水垢的形成除了增加管壁厚度，減少管內部截面積，增加驅動水泵之耗電外，最嚴重的莫過於降低熱傳導效率，因為水垢之成分主要為鹽類或泥沙等雜質，皆非良好之導熱材料，因此附著於管壁後，會因增加熱傳壁厚度及降低整體熱傳導係數兩項因素，而導致冷媒與水之間之熱交換效率降低，這點可由熱交換器之間兩流體溫度差的變化發現。 3. 冷凝溫度每降低 1℃，冰水主機效率可以提升 1.5~2%左右，進行熱交換器清洗後可降低 LMTD 至 5℃，冰水主機效率約可提升至 0.98 左右。		
節能成效	● 節能效益： 1. 抑低尖峰：240RT×3 台×(1.18-0.98)kW/RT=144kW。 2. 節約用電：240RT×3 台×(1.18-0.98)kW/RT×8,760 小時×57%=719,021 kWh/年。 3. 節約金額：719,021 kWh/年×2.44 元/kWh=175.4 萬元/年。 ● 投資費用：約 32 萬。 ● 回收年限：0.2 年。		

機房節約能源措施案例

編號：06

節能措施	汰換低效率之冰水泵	系統分類	空調系統
改善措施	目前空調系統之冰水泵實測效率偏低，若以 240RT 冰水主機需求流量 2,140LPM 選擇，可更換為 15hp(流量 2000LPM、揚程 20m)之冰水泵，以減少泵浦耗電。		
改善前	空調系統由 2 台 240RT 螺旋式冰水主機供應，兩台主機互為備援，平時皆開啟一台。測試期間開啟 9 樓冰水主機與一台 25hp 之冰水泵，冰水泵實測流量 2,506LPM，揚程 14m，耗電 18.8kW，泵浦效率約 34%，運轉效率偏低。		
改善後	更換為 15hp 之冰水泵，可減少泵浦耗電。		
節能成效	● 節能效益： 1. 冰水泵耗電：P_{chp9F}=18.3 kW 2. 用電度數：18.3 kW×4,380 hr/年=80,154 kWh/年 3. 改善後耗電：$P_{chp\text{-}9F'}$=11.2 kW 4. 節省耗電：(18.3-11.2) kW×4,380 hr/年=31,098 kWh/年 5. 節約金額：31,098 kWh/年×2.38 kWh/元=7.4 萬元/年 ● 投資費用：更換 2 台 15hp 冰水泵費用約 10 萬元。 ● 回收年限：1.4 年。		

機房節約能源措施案例

編號：07

節能措施	選用最佳操作點之泵	系統分類	空調系統
改善措施	更換舊有之冰水泵與冷卻水泵，減少泵浦耗電。		
改善前	1. 目前 貴單位預計新設一台 150RT 螺旋式冰水主機替代，並沿用舊有之冰水泵(流量 2,544LPM，揚程 28m)與冷卻水泵(流量 3,180LPM，揚程 25m)。 2. 由測試結果得知冰水泵與冷卻水泵實測流量約 3,583LPM、4,103LPM，以 150RT 冰水主機需求冰水與冷卻水流量 1,500LPM 與 1,875LPM 來看，若沿用舊有冰水泵與冷卻水泵，將有流量過大的問題，冰水與冷卻水進、出水溫差將變更小，熱交換效果降低。		
改善後	水流量過大容易導致冷卻水與冰水進、出水溫差變小，溫度不易控制，建議未來可將 150RT 冰水主機對應之冰水泵與冷卻水泵更換為 10hp(流量 1,500 LPM、揚程 15m)、15hp(流量 1,875 GPM、揚程 18m)之水泵，使冰水與冷卻水溫差維持合理 4~5℃溫差，並減少泵浦之耗電。		
節能成效	● 節能效益： 1. 節省泵浦耗電：[(14.9-7.5)kW+(19.7-11.2)kW]×8,760 hr/年 =139,284 kWh/年 2. 節約金額：139,284 kWh/年×2.38 元/kWh=33.1 萬元/年 ● 投資費用：更換 1 台 10hp 與 1 台 15hp 泵浦費用約 20 萬元。 ● 回收年限：0.6 年。		

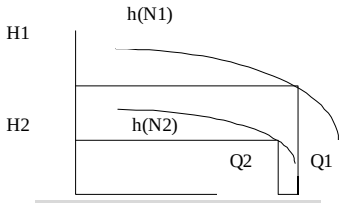
機房節約能源措施案例

編號：08

節能措施	泵運轉合理化	系統分類	空調系統
改善措施	開啟一台冰水主機時，僅開啟一台冰水泵，使冰水溫差拉開到 4℃以上，以減少冰水泵耗電。		
改善前	1. 空調僅開啟 1 台 500RT 冰水主機，卻開啟兩台 60hp 冰水泵(額定流量 4,582LPM、揚程 35m)。因開啟兩台冰水泵，泵浦揚程增加，冰水總流量僅約 6,125LPM，雖然增加部份冰水流量，但造成冰水進出水溫差縮小，約 2.8℃。 2. 因冰水主機側之空調噸數不變，因此增加冰水流量對於增加遠端之空調負載(空調箱、小型送風機)並無幫助，只會縮小其進出水溫差。		
改善後	關閉一台冰水泵，維持冰水溫差 4℃以上。		
節能成效	● 節能效益： 冰水泵耗電：35 kW×8760hr/年=306600kWh/年 節約電費：306,600kWh/年×2.52 元/kWh=77.3 萬元/年 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

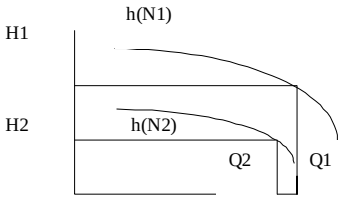
機房節約能源措施案例

編號：09

節能措施	區域泵加裝變頻器	系統分類	空調系統
改善措施	區域泵加裝變頻器，減少二次側混水情形，並減少泵浦耗電。		
改善前	1. 空調開啟一台 280RT 冰水主機與一台 20hp 冰水泵，冰水泵實測流量 3,583LPM，冰水出水溫度約 7.7℃；二次側開啟兩台 30hp 區域泵，冰水量合計約 5,429LPM，二次側冰水出水溫度約 8.4℃。二次側總水量遠大於一次側水量，且二次冰水出水溫度亦提高約 0.7℃，有混水現象產生。 2. 因系統二次側流量偏大，二次側高溫回水經共通管與冰水主機產生之低溫冰水混合，導致冰水溫度上升，主機產生之空調冰水無法直接供應至負載端。		
改善後	1. 於區域泵裝設變頻器，並利用遠端壓差控制，降低區域泵浦流量，減少二次側之混水情形產生。 2. 變頻器之原理如下圖所示，在葉輪運轉固定於 N1，如假設效率在此略成一定值時，軸動力因與 H(揚程)、Q(流量)成比例，故其變化量只為流量之減少率與揚程之增加率之乘積部份而已。若是改變葉輪轉速由 N1 降低至 N2，流量由 Q1 至 Q2，則此時 Q-H 特性曲線由 h(N1)變至 h(N2)，揚程則由 H1 減至 H2，軸動力則為流量 Q1 時之(N1/N2)之三次方倍，換句話說，以變頻器控制轉速調整流量至 1/2 時，理論上軸動力則僅需 1/2 三次方，亦即只要 12.5%之軸動力就夠了，實際上考慮變頻轉變效率(約 6%全載損失)，約需 20%軸動力，由此可知其節省電力之功效。  泵浦之 Q-H 特性曲線圖		
節能成效	● 節能效益： 1. 改善後揚程：22m×$(0.7)^2$ ＝10.9m，27m×$(0.7)^2$ ＝13.2m 2. 改善後耗電：$P_{zp1'}$=2,018 LPM×10.9 m÷(6,120×57.6%×90%)=6.9 kW $P_{zp3'}$=1,784 LPM×13.2 m÷(6,120×58.9%×90%)=7.3 kW 3. 節省耗電：360,912 kWh/年×[1－(14.2÷41.2)×100%－6%] =214,865 kWh/年 4. 節約金額：214,865 kWh/年×2.38 kWh/元=51.1 萬元/年 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

機房節約能源措施案例

編號：10

節能措施	冷卻水泵加裝變頻器	系統分類	空調系統
改善措施	因現場實際揚程低於設備額定揚程，導致冷卻水泵性能曲線之流量點往右偏移，流量變大，造成冷卻水溫差變小。因此建議於冷卻水泵裝設變頻器，調配適當之流量後，使變頻器維持固定之頻率。		
改善前	機房開啟一台 7.5hp 冷卻水泵(額定流量 908LPM，揚程 18m)，主機冷卻水進、出水溫差平均約 3℃，冷卻水流量 1,250LPM，揚程約 14m。因現場實際揚程低於設備額定揚程，導致冷卻水泵性能曲線之流量點往右偏移，流量變大，造成冷卻水溫差變小。		
改善後	1. 變頻器之原理如下圖所示，在葉輪運轉固定於 N1，如假設效率在此略成一定值時，軸動力因與 H(揚程)、Q(流量)成比例，故其變化量只為流量之減少率與揚程之增加率之乘積部份而已。若是改變葉輪轉速由 N1 降低至 N2，流量由 Q1 至 Q2，則此時 Q-H 特性曲線由 h(N1)變至 h(N2)，揚程則由 H1 減至 H2，軸動力則為流量 Q1 時之(N1/N2)之三次方倍，換句話說，以變頻器控制轉速調整流量至 1/2 時，理論上軸動力則僅需 1/2 三次方，亦即只要 12.5%之軸動力就夠了，實際上考慮變頻轉變效率(約 6%全載損失)，約需 20%軸動力，由此可知其節省電力之功效。  泵浦之 Q-H 特性曲線圖 2. 以變頻器調整適當之水量，調配適當之流量後，使變頻器維持固定之頻率，節省泵浦耗電。		
節能成效	● 節能效益： 1. 冷卻水泵用電：5.9kW×(8,760hr/年×1 台+2,190hr/年×1 台) =64,605kWh/年 2. 泵效率：η=14m×1,250LPM÷(6,120×5.9kW)÷88.5%=55% 3. 改善後耗電：P'=950 LPM×9.8 m÷(6,120×54.7%×88.5%)=3.1 kW 4. 節省耗電：64,605 kWh/年×[1－(3.1÷5.9)×100%－6%] =26,784 kWh/年 5. 節約金額：26,784 kWh/年×2.18 kWh/元=5.8 萬元/年 ● 投資費用：約 10.6 萬。 ● 回收年限：1.8 年。		

機房節約能源措施案例

編號：11

節能措施	調整主機運轉模式	系統分類	空調系統
改善措施	因機房外加之箱型冷氣、分離式冷氣機整體運轉效率(kW/RT)較差，且為避免冰水主機因負載低切換頻繁導致效率低落，應排除外加冷氣機之使用，以提高冰水主機負載率。		
改善前	1. 機房空調系統除由 2 台 240RT 螺旋式冰水主機供應外，為解決機房內局部區域熱點之產生，加裝了許多箱型、分離式冷氣等，導致冰水主機負載率偏低。測試期間主機負載率在 24~31%與 41~51%兩區段內，冰水主機在開啟單壓縮機與雙壓縮機間切換頻繁，導致冰水主機運轉效率偏低，平均約 0.93kW/RT。 2. 一般機櫃背部為熱氣排出口，溫度通常是整個機房內最高的地方，為了降低此區溫度，目前除了增加地板出風口外，亦將箱型機與分離式冷氣的出風口設置於此，如此非但無法有效帶走機櫃內部的熱，反而會因混風情形而降低空調系統的冷卻效率。		
改善後	1. 在靠近機櫃前端吸入口設置地板出風口，減少機櫃出風端與無機櫃處之地板出風板塊，避免冷熱氣流混合情形發生。 2. 在改善機房冷熱氣流分布狀況後，排除外加冷氣機之使用，以提高冰水主機負載率。		
節能成效	● 節能效益： 1. 改善前冰水系統耗電： 240RT×(0.93+0.15+0.05+0.3)kW/RT×8,760 小時×41.7% =1,253,682kWh/年 2. 改善前外加空調耗電：110kW×8,760 小時=963,600 kWh/年 3. 改善後 9F 總空調耗電： 240RT×(0.83+0.15+0.05+0.3)kW/RT×8,760 小時×67% =1,873,449 kWh/年 4. 節省空調耗電：343,833 kWh/年 5. 節約金額：343,833 kWh/年×2.38 元/kWh=81.8 萬元/年 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

機房節約能源措施案例

編號：12

節能措施	提高主機負載率	系統分類	空調系統
改善措施	新增一台 150RT 螺旋式冰水主機，提高冰水主機之負載率。		
改善前	1. 貴單位有離心式冰水主機 280RT×3 台，平常運轉模式以開啟一台為主，由於負載偏低，冰水主機起停頻繁，測試期間冰水主機平均負載僅約 78RT，平均耗電率約 1.06kW/RT。 2. 冰水主機於低負載率下運轉，除可能降低其機器壽命外，因耗電率偏高且起停頻繁，更會造成無謂的電力浪費。		
改善後	目前已拆除一台 280 離心式冰水主機，並預計以 150RT(0.79kW/RT)之螺旋式冰水主機替代。		
節能成效	● 節能效益： 1. 改善前主機耗電： 280RT×1.06kW/RT×8,760 小時×28%=727,991 kWh/年 2. 改善後主機耗電： 150RT×0.79kW/RT×8,760 小時×53%=550,172 kWh/年 3. 節省耗電：(727,991-550,172) kWh/年=177,819 kWh/年 4. 節約金額：177,819 kWh/年×2.38 元/kWh=42.3 萬元/年 ● 投資費用：購置 150RT 螺旋式冰水主機費用約 180 萬元。 ● 回收年限：4.3 年。		

機房節約能源措施案例

編號：13

節能措施	調整冰水主機冰水出水溫度	系統分類	空調系統
改善措施	在不影響機房要求之溫、溼度條件下，適度調升冰水出水溫度，並提高空調箱出風溫度。		
改善前	1. 貴單位有離心式冰水主機 1000RT×9 台，夏季最多開啟六台冰水主機，春、秋、冬季則維持開啟五台冰水主機，檢測當日開啟六台主機，依實測主機散熱噸數與耗電量計算，六台冰水主機耗電率約 0.69~1.01kW/RT。 2. 網路機房內部溫、濕度要求為 22℃±2℃、50%±10%，目前冰水主機冰水出水溫度為 6.1~6.4℃，冰水回水溫度為 10.3~10.7℃，機房內部實測出風溫度約 9.5℃，環境溫度約 21~22℃，濕度約 45~49%，冰水出水溫度略微偏低。 3. 冰水出水溫度偏低，容易造成環境中露點溫度低於出風溫度，除濕能力增加，空調箱為維持現場溼度要求進行加濕，導致電力浪費。		
改善後	1. 在不影響機房要求之溫、溼度條件下，適度調升冰水出水溫度，並提高空調箱出風溫度，以減少冰水主機耗電。 2. 冰水出水溫度每提高 1℃，主機的耗電量約可降低 2%(依實測案例分析)，目前冰水出口溫度約 6℃，可調整冰水出水溫度至 7℃。		
節能成效	● 節能效益： 1. 節約耗電： (7℃-6℃)×2%/℃×1000 RT×6 台×0.81 kW/RT×60% =58.3 kW (7℃-6℃)×2%/℃×23,371,133 kWh/年=467,423 kWh/年 2. 節約金額： 467,423 kWh/年×2.17 元/kWh=101.4 萬元/年 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

機房節約能源措施案例

編號：14

<table>
<tr><td>節能措施</td><td>空調箱加裝變頻器</td><td>系統分類</td><td>空調系統</td></tr>
<tr><td>改善措施</td><td colspan="3">將二樓與四樓空調箱馬達加裝變頻器，透過變頻器調整馬達轉速同時開啟兩台馬達併聯運轉。</td></tr>
<tr><td>改善前</td><td colspan="3">1. 機房共有 4 台空調箱(47RT×2 台、51.7RT×2 台)，分別供應 2 樓與 3 樓電信機房使用，平時皆開啟一台，交替運轉，另外一台可預防空調箱故障時作備援動作。
2. 機房空調箱有提高濾網等級，以減少機房內之落塵量，但調整後空調箱送、回風風溫差由原先 7℃左右提升至 10.5~12℃，若以濾網更換前後之送、回風溫差推估，風量約減少三分之一左右。
3. 因濾網等級提高，空調箱內部之壓損亦提高，導致空調箱送風量減少，空調箱出風溫度須降低才能達到機房原先設定之環境溫度，空調冰水溫度也須跟著向下調低，因而造成耗能。也因送風溫度降低，送風的絕對濕度下降，IT 設備冷卻後的相對濕度偏低，容易導致機房內產生靜電問題。</td></tr>
<tr><td>改善後</td><td colspan="3">1. 先將空調箱濾網換回原先較低等級濾網，避免因風量過低而偏離原始設計的進出風溫度與溫差，待風量提高至原始設計風量後，於空調箱馬達加裝變頻器並同時開啟兩台空調箱併聯運轉，以減少空調箱耗電。
2. 將二樓與四樓空調箱馬達加裝變頻器，降低單台馬達全速運轉所增加的耗能，而透過變頻器調整馬達轉速同時開啟兩台馬達併聯運轉，在不減少送風量的條件下，減少電力輸出。</td></tr>
<tr><td>節能成效</td><td colspan="3">● 節能效益：
1. 改善前空調箱耗電：196,053 kWh/年</td></tr>
</table>

設備編號		AH-2.1	AH-2.2	AH-4.1	AH-4.2
改善前	實際送風量 (CMH)	24,480	24,480	37,800	37,800
	實際焓差 (kJ/kg)	12.8	12.8	9.4	9.4
	冷房能力 (RT)	29.5	29.5	33.3	33.3
	風車耗電 (kW)	11.9	11.9	10.5	10.5
	運轉時數 (hr/年)	4,380	4,380	4,380	4,380
	總用電度數 (kWh/年)				196,053

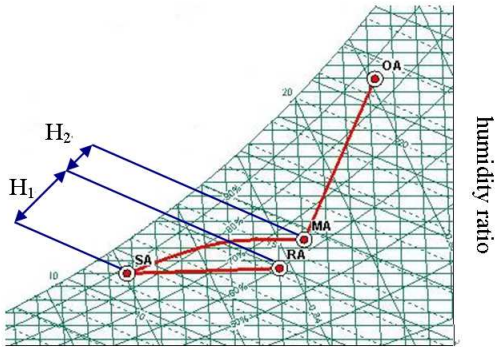
2. 改善後節能效益：90,808 kWh/年、19.8 萬元/年。

設備編號		AH-2.1	AH-2.2	AH-4.1	AH-4.2
改善後	更換濾網後焓差 (kJ/kg)	8.1	8.1	8.5	8.5
	更換濾網後送風量 (CMH)	38,739	38,739	41,669	41,669
	裝設變頻後送風量 (CMH)	21,306	21,306	22,918	22,918
	負載率	55%	55%	55%	55%
	風車耗電 (kW)	3.2	3.2	2.8	2.8
	運轉時數 (hr/年)	8,760	8,760	8,760	8,760
	總用電度數 (kWh/年)				105,245
	節省用電 (kWh/年)				90,808
	節約金額 (萬元/年)				19.80

- 投資費用：4 台 25hp 空調箱馬達裝設變頻器，費用約 60 萬。
- 回收年限：3 年。

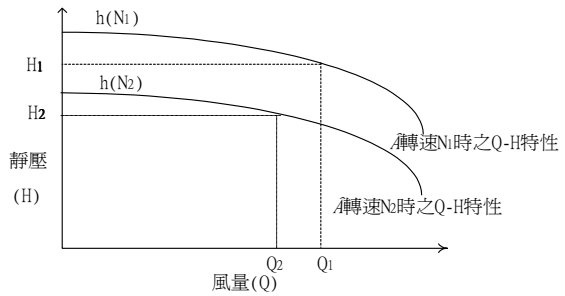
機房節約能源措施案例

編號：15

節能措施	降低空調箱外氣引進量	系統分類	空調系統
改善措施	減少空調箱外氣供應量，改為固定一段時間定期進行換氣，減少外氣所增加熱負荷。		
改善前	1. 機房空調箱(AHU1-3)送風、回風、混風及外氣溫、溼度紀錄如下圖所示，外氣(OA)與回風(RA)混合成混風(MA)後，經盤管冷卻至供風(SA)狀態，盤管移走之焓值則包含顯熱熱量(H_1)與潛熱熱量(H_2)，SA 再藉由獲得室內之顯熱與潛熱，回到室內設定溫度 RA。  空調箱於空氣線圖中變化 2. 空調箱外氣量約占混風量之 17.0%，外氣焓值(H_2)約占總焓值(H_1+H_2)之 35.8%，因空調箱主要負載為機房電信設備發熱，應可以減少外氣供應量。		
改善後	空調箱主要負載為機房電信設備發熱，一般操作或維修人員待在機房內時間短暫，應可以減少外氣供應量，改為固定一段時間定期進行換氣，以減少外氣所增加之熱負荷。		
節能成效	● 節能效益： 1. AHU 外氣焓值占比：(43.78-39.94)kj/kg÷(43.78-33.04)kj/kg =35.8% 2. 空調箱負載：(100.7+107.7)RT=208.4RT 3. 降低外氣所減少負載：208.4RT×35.8%=74.6RT 4. 減少耗電：74.6RT×0.7kW/RT×8,760hr/年=457,447kWh/年 5. 節約金額：457,447 kWh/年×2.52 kWh/元=115.3 萬元/年 ● 投資費用：無。 ● 回收年限：立即。		

機房節約能源措施案例

編號：16

節能措施	冷卻水塔風扇加裝變頻器	系統分類	空調系統
改善措施	於水塔風扇裝設變頻器，以外氣濕球溫度為設定值，據以估計其負載之大小。		
改善前	空調系統冷卻水塔有 100RT(水塔風車 3hp×1 台)×3 台，冷卻水塔併聯，供應 3 台冰水主機使用。冷卻水塔有裝設溫度控制，測試期間開啟 2 台水塔風車，但因天候不佳，外氣濕球溫度約 20.9~23℃，水塔第一台風車維持運轉，但因第二台風車啟停頻繁，冷卻水出水溫度也隨著上下起伏。雖然測試期間負載穩定，但因冷卻水溫度變化頻繁，導致冰水主機耗電率也隨之變化。		
改善後	1. 目前 3 台冷卻水塔有併聯，且全年僅有夏季期間會開啟 2 台 80RT 冰水主機，水塔散熱噸數充足，因此建議冷卻水塔風車馬達 3hp×3 台應作最適當的控制方式運轉，在冷卻水塔風扇馬達加裝變頻器，讓水塔風扇轉速可依外氣濕球溫度設定值，據以估計其負載之大小。如此一來，空調主機也可因冷卻水溫隨季節變動調低而使耗電減少，冷卻水塔風扇也可全力運轉，但不至於浪費過多電力。 2. 變頻器之原理如下圖所示，在風扇運轉固定於 N_1，如假設風扇效率在此略成一定值時，軸動力因與 H、Q 成比例，故其變化量只為風量之減少率與靜壓之增加率之乘積部份而已。若是將節氣閘全開，而改變風扇轉速由 N_1 降低至 N_2，風量由 Q_1 至 Q_2。則此時 Q-H 特性曲線由 $h(N_1)$變至 $h(N_2)$，靜壓則由 H_1 減至 H_2，軸動力則為風量 Q_1 時之(N_1/N_2)之三次方倍，換句話說，以變頻器控制轉速調整風量至 1/2 時，理論上軸動力則僅需 1/2 三次方，亦即只要 12.5%之軸動力就夠了，實際上考慮變頻轉變效率(約 5%全載損失)，約需 20%軸動力，由此可知其節省電力之功效。  水塔風扇之 Q-H 特性曲線 3. 水塔風扇配合變頻器，正常運轉時由外氣濕球溫度感測器來調整至一定接近溫度(Approach Temp.，通常可取 3～5℃)，即控制冷卻水塔出水溫度與外氣濕球溫度差至此接近溫度，唯出水溫度不要低於 17℃(依主機廠商建議而定)，不但可維持主機正常運轉，也可充份降低風扇耗電量。此外，在較低之散熱負載之下關閉其水塔電源，利用自然對流		

	進行冷卻水散熱，其控制可結合變頻器之負載率進行可程式控制，當持續低負載時，可自動關閉水塔電源。
節能成效	● 節能效益： 1. 改善前水塔耗電：44,457 kWh/年

編號	CT-1	CT-2	CT-3	合計
額定馬力(hp)	3.0	3.0	3.0	-
實際耗功(kW)	2.9	2.9	2.9	-
全年使用時數(hr)	8,760	4,380	2,190	-
全年耗電(kWh)	**25,404**	**12,702**	**6,351**	**44,457**

2. 改善後節能效益：27,042 kWh/年、5.9 萬元/年。

編號	CT-1	CT-2	CT-3	合計
春秋季負載率(%)	65%	65%	0%	-
夏季負載率(%)	80%	80%	80%	-
冬季負載率(%)	55%	55%	0%	-
春秋季使用時數(hr)	2,190	2,190	-	-
夏季使用時數(hr)	2,190	2,190	2,190	-
冬季使用時數(hr)	2,190	2,190	-	-
改善後總耗電(kWh)	**6,935**	**6,935**	**3,546**	**17,415**
節省耗電(kWh)	**18,469**	**5,767**	**2,805**	**27,042**
抑低需量(kW)				**3.8**
節約金額(萬元/年)				**5.9**
註1：變頻器損失			6%	
註2：平均電價(元/kWh)			2.18	

● 投資費用：加裝 3 台 3hp 變頻器費用約 6.5 萬元。

● 回收年限：1.1 年。

機房節約能源措施案例

編號：17

節能措施	改善氣流分布情形	系統分類	空調系統
改善措施	1. 10F 機房利用天花板進行回風，以風管將天花板與空調箱回風口作連結，並將回風口置於機櫃熱氣排出口附近，減少短循環發生，提高空調系統效率。 2. 11F 機房封閉過多之無效地板出風口，並儘量依冷熱通道模式重新調整機櫃排列方式，將立式高壓風機置放於冷通道處，並利用氣流分配裝置將熱空氣導向空調箱回風口，降低熱空氣與冷空氣混合之比例，以提升空調系統效率。 3. 移除 10 樓機房外加之分離式冷氣，改由既有之 280RT 離心式冰水主機供應，以減少空調耗電。		
改善前	1. 10F~11F 空調系統由兩台 280RT 離心式冰水主機供應，平常皆開啟一台，兩台主機交替運轉，平均耗電率約 0.72kW/RT，運轉效率良好。 2. 10F 機房採用高架地板送風方式，並於局部熱點加裝分離式冷氣，機房無冷熱通道設置。機房內有幾處高架地板出風口上方即為分離式冷氣之回風口，或分離式冷氣出、回風口緊臨，導致機房空調短循環嚴重。 3. 11 樓機房採高架地板送風方式，因受地板下線材與過多地板開口影響，導致送風量不足，因此加裝數台立式加壓風機強制將冷空氣吹至機櫃，且機房因為無冷熱通道建置，混風嚴重。		
改善後	1. 10F 機房利用天花板進行回風，減少短循環發生，提高空調系統效率。 2. 11F 機房封閉過多之無效地板出風口，依冷熱通道模式重新調整機櫃排列方式，將立式高壓風機置放於冷通道處，並利用氣流分配裝置將熱空氣導向空調箱回風口，降低熱空氣與冷空氣混合之比例。 3. 移除 10 樓機房外加之分離式冷氣，改由既設之 280RT 離心式冰水主機供應。		
節能成效	● 節能效益： 1. 改善前冰水系統耗電： 280RT×(0.73+0.16+0.03+0.3)kW/RT×8,760 小時×80.7% =2,414,880 kWh/年 2. 10F 外加空調耗電：90kW×8,760 小時=788,400 kWh/年 3. 改善後總空調耗電： 280RT×(0.73+0.16+0.03+0.3)kW/RT×8,760 小時×95% =2,842,795 kWh/年 4. 節省空調耗電：360,485 kWh/年		

	5. 節約金額：360,485 kWh/年×2.38 元/kWh=85.8 萬元/年 ● 投資費用：機房設置天花板回風裝置約 50 萬。 ● 回收年限：0.6 年。

結語

電信、網路機房因應資訊處理量暴增及處裡速率提高之需求，單位面積耗電量大幅成長，依據 2009 年非製造業能源查核年報統計，電信機房單位面積耗能為 1,013kWh/年，網路機房亦高達 978 kWh/年，可見電信、網路機房為商業部門耗能大之行業。經統計目前全台 800kW 以上之電信、網路機房共有 55 間，總用電度數約 6.9 億度/年，總電費約 20.7 億元/年。經測試得知，目前台灣機房 PUE 平均約 1.9，尚有節能空間，若以節能潛力 5%來計算，每年約可節省機房用電 0.3 億度電、1.04 億元，此效益尚未包含 800kW 以下未列管之中小型機房，因此推動機房之節約能源工作應是刻不容緩的。

有效推行節約能源之步驟包含導入使用新型節能設備，建立正確的操作及管理模式，良好的維護保養及加強員工教育訓練等項目。因此機房在規劃設置時，應考量節能 9 項重點為(1)使用高效率之變壓器與 UPS，(2)採用變頻空調系統，(3)避免超量設計及主機台數規劃，(4)伺服器虛擬化及整併，(5)建立冷熱通道與良好的氣流管理，(6)進行動態 PUE 量測，(7)調整機房溫度設定，(8)加強機房相關人員節約能源管理訓練，(9)工程部應研究節能技術導入，並給予定期現場督導協助。

而針對既有機房，則可考量(1)調整機房進風口溫度至 18~27℃範圍內，(2)調整出回風板塊排放位置，設置冷熱通道，(3)使用機櫃前端擋板，避免短循環，(4)使用氣流分配裝置。

若各機房都能運用以上節能改善重點，積少成多，估計各機房都能獲得 5%以上節能效益，各機房由節約能源使用成本降低，可提升經營利潤，加強市場競爭力，對國家整體節約能源目標推動上，也相對提出貢獻。

參考文獻

[1] Roger Schmidt, Don Beaty, Jay Dietrich, “Increasing Energy Efficiency In Data Centers”, ASHRAE Journal, 49, 18-24, 2007.

[2] 李魁鵬，非製造業能源效率評鑑機制之研究計畫，綠基會委託研究計畫期末報告，經濟部能源局，2008年

[3] ASHRAE,ASHRAE *Handbook - HVAC Applications*,Data Processing and Electronic Office Areas,2007,pp.17.1-17.16.

[4] 李魁鵬，王獻堂，朱國權，吳建德，電機月刊，綠色資料中心國際現況與技術，不斷電系統與電源供應裝置專輯，第223期，2009年。

[5] C.Kurkjian , " Air conditioning design for data centers, "Accommodating current loads and planning for the future, EYP Mission Critical Facilities, 2006. .

[6] 張奇、黃怡娟、吳善同、朱南勳，「綠化關鍵分析」，MIC, 2008。

[7] V. Sorell , V. Gandhi, Y Abougabal, A. Watve, K. Khankari, An Analysis of the Effects of Ceiling Height on Air Distribution on Data Centers, ASHRAE Transaction 112, 623-631,2006.

[8] K. Herrlin , Rack Cooling Effectiveness in Data Centers and Telecom Central Offices: The Rack Cooling Index(RCI), ASHRAE Transaction 111, 725-732, 2005.

[9] J. VanGilder, and R. Schmidt,“Airflow uniformity through perforated tiles in a raised floor data center”, Proceedings of the ASME InterPACK ’05 Conference, San Francisco, CA, paper IPACK2005-73375, 2005.

[10] S. Shrivastava, B. Sammakia, R. Schmidt, and M. Iyengar,“Comparative analysis of different data center airflow management configurations”, Proceedings of the ASME InterPACK ’05 Conference, San Francisco, CA, paper IPACK2005-73234, 2005.

[11] S. Bhopte, B. Sammakia, R. Schmidt, M. Iyengar, and D. Agonafer,“Effect of under

floor blockages on data center performance", Proceedings of the inter society conference on thermal phenomena(ITherm), San Diego, CA, MAY 30-June 2, 2006.

[12] Suhas V. Patankar and Kailash C. Karki, Ph. D. "Distribution of Cooling Airflow in a Raised-Floor Data Center," ASHRAE Transactions,Vol.110,Part 2. 2004, pp.629~634.

[13] J. Fredrik Karlsson, Baharm Moshfegh, Investigation of indoor climate and power usage in a data center, Energy and Buildings; 37 (2005) 1075-1083.

[14] Roger R. Schmidt, Best Practices for Data Center Thermal and Energy Management-Review of Literature, ASHRAE Transaction 113; 206-218,2007.

[15] 吳建德，電腦機房空調氣流分析與節能潛力評估，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2009年。

[16] 張銘陽，網路資料中心空調節能設計之模擬分析研究，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2009年。

[17] ASHRAE, ASHRAE *Datacom Series – Thermal Guidelines for Data Processing Environments –Second Edition*

[18] C. Mike Scofield, P.E., "Using Wet-Bulb Economizers Data Center Cooling," ASHRAE Journal, August 2008.

[19] Don Beaty and Tom Davidson, "New Guideline for Data Center Cooling,"

[20] ASHRAE,ASHRAE *Datacom Series – Liquid Cooling Guidelines for Datacom Equipment Centers*

[21] 郭誌宏，節能外氣空調系統之研究與開發，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2008年

[22] 陳湢文，變頻螺旋式冰水機節能效益之研究，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2008年。

[23] 黃崇傑，網路資料中心內密閉式伺服器機櫃散熱節能分析研究，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2008年。

[24] 劉偉忠，資訊管理系統機房空調箱最佳運轉模式分析，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2007年。

[25] 邵文鶴，資料中心機櫃冷卻系統之研究與開發，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2009年。

[26] 陳相輪，非製造業能源大用戶建築耗能統計分析與診斷系統之研究，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2007

[27] 黃庭裕，可變冷媒流量系統運用於辦公類建築之年均權重性能係數分析，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2008年。

[28] 謝博智，冰水主機應用不同散熱方法之全年系統性能係數分析-以商業建築為例，碩士論文，國立台北科技大學，能源與冷凍空調系所，台北，2008年。

[29] 吳彥輝，冷凍冷藏食品賣場耗能因子與熱管應用之節能潛力分析，碩士論文，國立台北科技大學，冷凍空調工程系，台北，2005

[30] 楊博裕，超級市場節能技術之研究，碩士論文，國立台北科技大學，冷凍空調工程系，台北，2003

[31] 2009 The Green Grid“Proxy Proposalsfor Measuring Data Center Productivity contributors “，Jon Haas.

[32] Steven T. Taylor, Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems, ASHRAE Journal, February 2002

[33] ABB drives, Using variable speed drives (VSDs) in pump applications

[34] Roger Haines , 1993, Roger Haines on HVAC Controls

[35] S. P. Kavanaugh, 2006, HVAC Simplified, ASHRAE

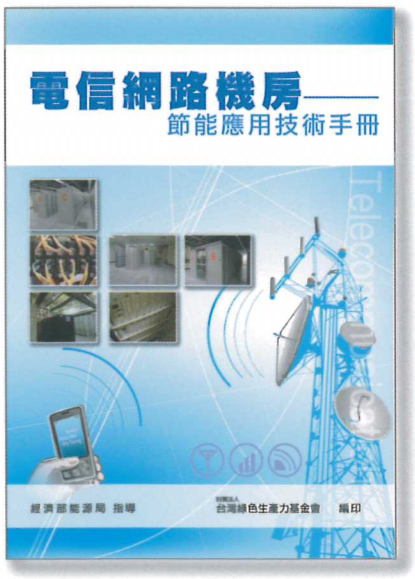
[36] 2009非製造業能源查核年報，經濟部能源局

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，執行經濟部能源局委辦之各項節約能源技術服務計畫。藉由檢測、診斷找出產業、住商及政府機關部門能源使用缺失，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，以推廣節約能源的觀念。

此「電信網路機房節能應用技術手冊」之編撰，主要提供給機房管理者自我評估節能並進而自發性導入改善工作，借此加強節約能源教育宣導，提升機房用電效率。

此手冊的編撰是由國立台北科技大學能源與冷凍空調工程系李魁鵬助理教授主筆，及本會陳益祥工程師配合協助實際相關節能案例資料收集、彙整、編排、增修和校對後，聘請台北科技大學能源與冷凍空調工程系 柯明村副教授、中華民國冷凍空調技師公會全國聯合會 鄭正仁理事長及遠傳電信股份有限公司呂毓欣副理為審查委員，審核後送經濟部能源局核准，才得以印製完成，倉促間內容不免有所疏漏和缺失，還望產、官、學界的各位先進不吝指教正，得以使本手冊更形充實和完備。



財團法人
台灣綠色生產力基金會

新北市新店區寶橋路48號10樓
TEL:(02)2911-0688
http://www.ecct.org.tw