資料中心

節能應用技術指引

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 107 年 12 月

目　　錄

圖 目 錄

表 目 錄

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，根據英國經濟學人智庫(EIU)最新公布 2011 年全球 IT 產業競爭力指數調查，台灣位居全球第 13 名、亞洲第 2，僅次於新加坡。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單位面積能源費用統計分析，其中電信網路機房僅次於汙水處理廠，平均單位面積能源費用比第三名的政府機關足足超過 2.6 倍以上(綠基會, 2017)，由此可知 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，由本會委請國內在資料中心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副教授，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 資料中心節能技術及設計導論

1.1 綠色資料中心簡介

資通訊科技 (Information and Communication Technology, 縮寫 ICT)部門之單位面積耗能量相當大,每平方公尺面積大約耗電 538~2,153W,其碳排放量亦相當高,約佔全球排放之 2%(UNFCCC, 2017; Whitehead, 2014),其耗電量約占全球的 7%,預估到 2030 年前,甚至會提高到 13%(Sadler, 2017)。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。

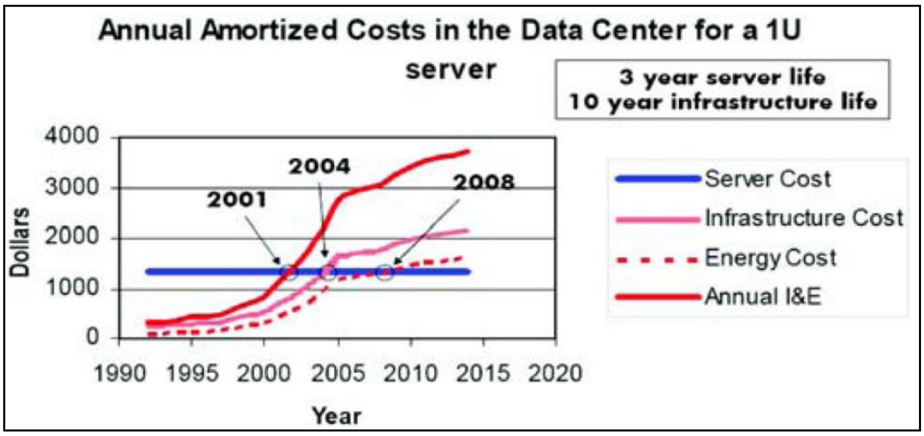


圖 1.1-1 電腦伺服器和機房基礎設施建設運轉生命週期成本攤消比較

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[7]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) 2007 年之報告亦指出(EPA, 2007),美國 2006 年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 資料中心之能源使用效率

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。關於 PUE 之詳細定義、量測方法及如何以 PUE 指標評估節能設計成果，請參閱第五章資料中心之能源效率評估與電力系統節能技術。

近期針對全球 44 個資料中心之調查研究文獻指出其平均 PUE 為 2.29，新加坡之平均 PUE 為 2.07 (Ni & Bai, 2017)；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(圖 1.2-1)。在 2016 年主要針對歐盟及少數美國的 289 個資訊機房之調查研究指出其平均 PUE 為 1.80；根據 LEED 之能源評估必要條件，以台中以北氣候區而言資訊機房 PUE 值至少須達 1.49 以下，台中以南須達 1.61 以下，方能符合申請 LEED 的基本門檻；反觀國內資訊機房 PUE 平均實際量測結果平均約為 1.63，由此可見資訊機房節能空間大；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。

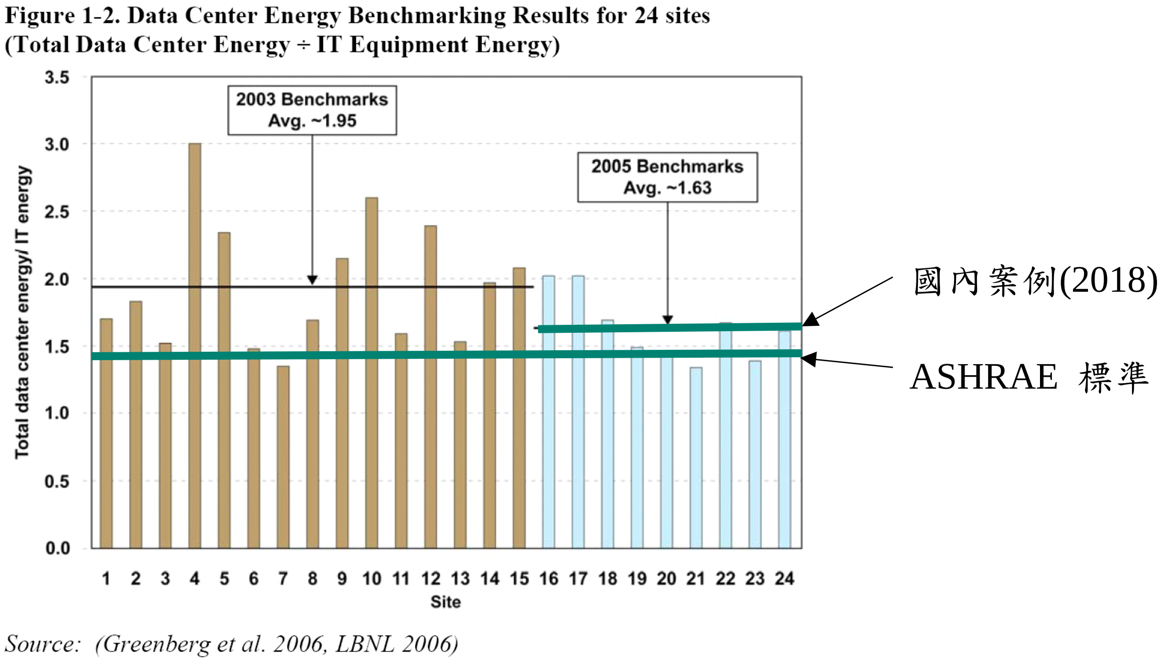


圖 1.2-1 台灣與美國資料中心 PUE 值比較

1.3 資料中心節能技術簡介

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. 老舊 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. 回風設計採無風管之直接回風，出、回風口距離太過接近，造成氣流短循環，氣流無法有效率地冷卻機櫃。
3. 無冷熱通道之設計及短循環之回風，造成機房氣流混亂，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，導致系統不穩定運轉及容易故障之風險。
4. 冰水主機老舊或過大設計，冰水進出口溫差小，造成起停頻繁，運轉於低效率狀態。
5. 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。

6. 配線系統雜亂造成氣流受阻、系統更新不易。
7. 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。
8. 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。
9. 接地系統不完整及不確實。
10. 空間規劃不敷使用，造成空調系統更新困難。
11. 資安系統或機電設施之備援與安全設計不足。
12. 消防設施不符規範。

為解決如前所述資料中心低能源效率之相關問題，本手冊於第二章至第六章分別針對資料中心環控條件、空調系統之節能技術、氣流設計與節能技術管理、能源效率評估與電力系統節能技術，以及節能案例等面向，提供設計指引及參考資訊。其中建議採用以下重點摘述之節能實務措施捷徑：

1. 進行動態 PUE 量測：藉由量測能源消耗及 PUE 監測了解機房能源使用效率。
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. 避免超量設計並可採用逐步擴充方式適當規劃冰機建置台數。
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。

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。

除了採用以上所述之重點節能技術及本手冊第二章至第六章之設計指引及參考資訊以進行資料中心節能設計及改善之外，建議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。

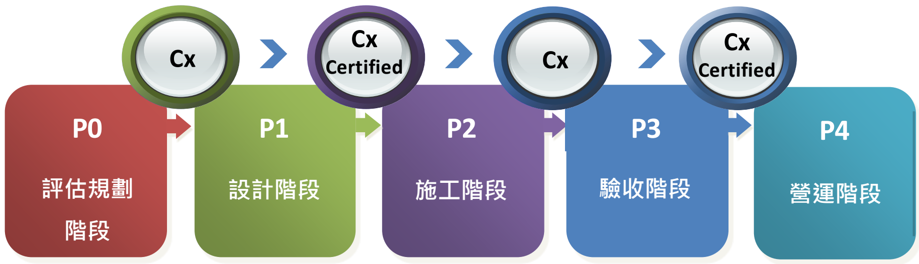


圖 1.3-1 綠色資料中心性能驗證程序

1.4 資料中心之基礎設施的規劃和設計標準簡介

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 認證之高科技製程廠房當中，估計台灣廠商占了 80%以上，台積晶圓十四廠第三期晶圓廠房更是世界第二座之 LEED 晶圓廠，且台積電是全世界獲得最多 LEED 認證之高科技廠房，友達光電中科 8.5 代廠更是全世界第一座獲得 LEED 鉑金認證之 TFT-LCD 最高等級綠色科技廠房。

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、聯電、鴻海、中華電信、遠傳電信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 資料中心節能技術

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六種等級如表 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。

根據美國冷凍空調協會 ASHRAE 所發表最新版電腦機房熱能環境指導手冊(2015 Thermal Guidelines for Data Processing Environments)，IT 資訊設備建議的環境溫度範圍為 18℃~27℃、露點溫度為-9℃~15℃（以不結露為前提）、相對濕度為 60%，容許溫度範圍為 15℃~32℃、露點溫度為-12℃~17℃（以不結露為前提）、相對濕度介於 8%~80%，由表 1.3-1 IT 設備環境設定表得知(ASHRAE, 2015)，等級 A1 為最嚴苛的設計條件，容許 IT 機櫃內乾球溫度介於 15~32°C、濕度介於露點溫度-12℃相對濕度 8%~露點溫度 17℃相對濕度 80%之間，磁帶儲存最大變化率溫度 5°C/h，其他 ICT 設備最大變化率 20°C/h，最大露點溫度限制在 17°C，如圖 2.1-1 所示。

此新版的溫度建議範圍與與 2011 年第三版相比，對濕度的要求更為寬鬆，顯示目前 IT 設備可容許的溫濕度範圍已變大，如果機房冷熱通道建置合宜的話，提升機房環境溫度至建議範圍內，皆可滿足 IT 設備的正常運作，因此不須設定過低的溫度，增加空調系統耗能。

表 2.1-1 IT 設備環境設定表

Class	Equipment Environmental Specifications for Air Cooling						
	Product Operations					Product Power Off	
	Dry-Bulb Temperature ˚C	Humidity Range, Non-Condensing	Maximum Dew Point ˚C	Maximum Elevation m	Maximum Rate of Change ˚C/h	Dry-Bulb Temperature ˚C	Relative Humidity %
Recommended							
A1 to A4	18 to 27	-9˚C DP to 15˚C DP & 60% RH					
Allowable							
A1	15 to 32	-12˚C DP & 8% RH to 17˚C DP & 80% RH	17	3050	5/20	5 to 45	8 to 80
A2	10 to 35	-12˚C DP & 8% RH to 21˚C DP & 80% RH	21	3050	5/20	5 to 45	8 to 80
A3	5 to 40	-12˚C DP & 8% RH to 24˚C DP & 85% RH	24	3050	5/20	5 to 45	8 to 80
A4	5 to 45	-12˚C DP & 8% RH to 24˚C DP & 90% RH	24	3050	5/20	5 to 45	8 to 80
B	5 to 35	8% to 28˚C DP & 80% RH	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80
C	5 to 40	8% to 28˚C DP & 80% RH	28	3050	NA	5 to 45	8 to 80

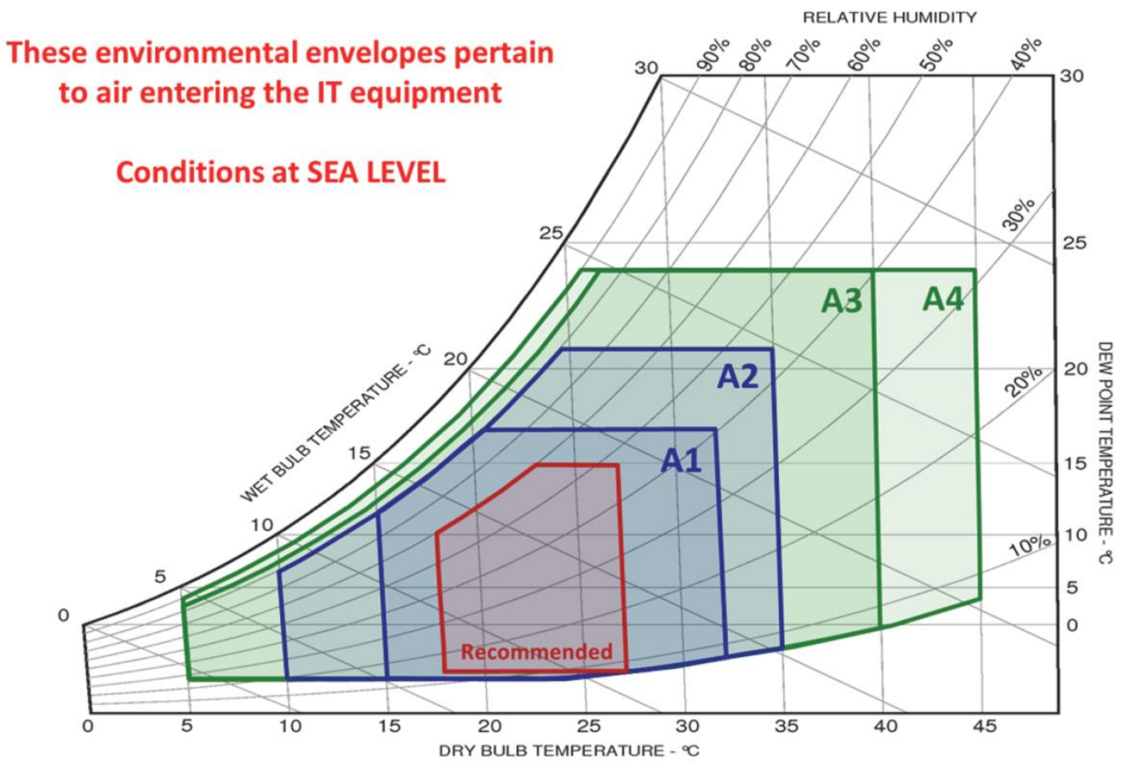


圖 2.1-1 Class A1~A4 容許空調操作環境

2.2 資料中心環控條件設計之節能技術實務

資料中心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，資料中心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. 提高製冷主機蒸發溫度：根據熱力學之冷凍循環原理，製冷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範圍：增加溫度及濕度控制之中立區(dead band)範圍，避免低效率之衝突與追逐運轉控制。
6. 濕度控制：以露點溫度進行除濕與加濕之控制。
7. 空調箱濾網定期維護：空調箱過濾網之初始壓損不應設計過大，並且應定期維護，以避免因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 資料中心之空調系統架構與組成元件

資料中心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。

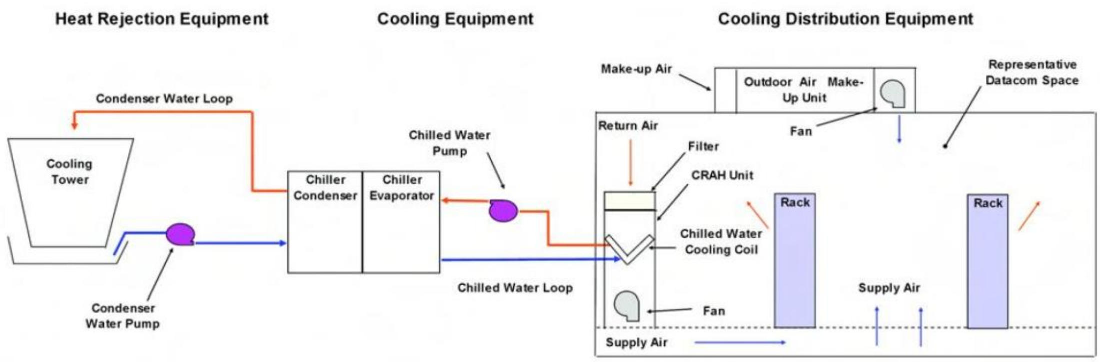


圖 3.1-1 資料中心空調系統架構與組成

3.2 製冷系統之節能技術

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。

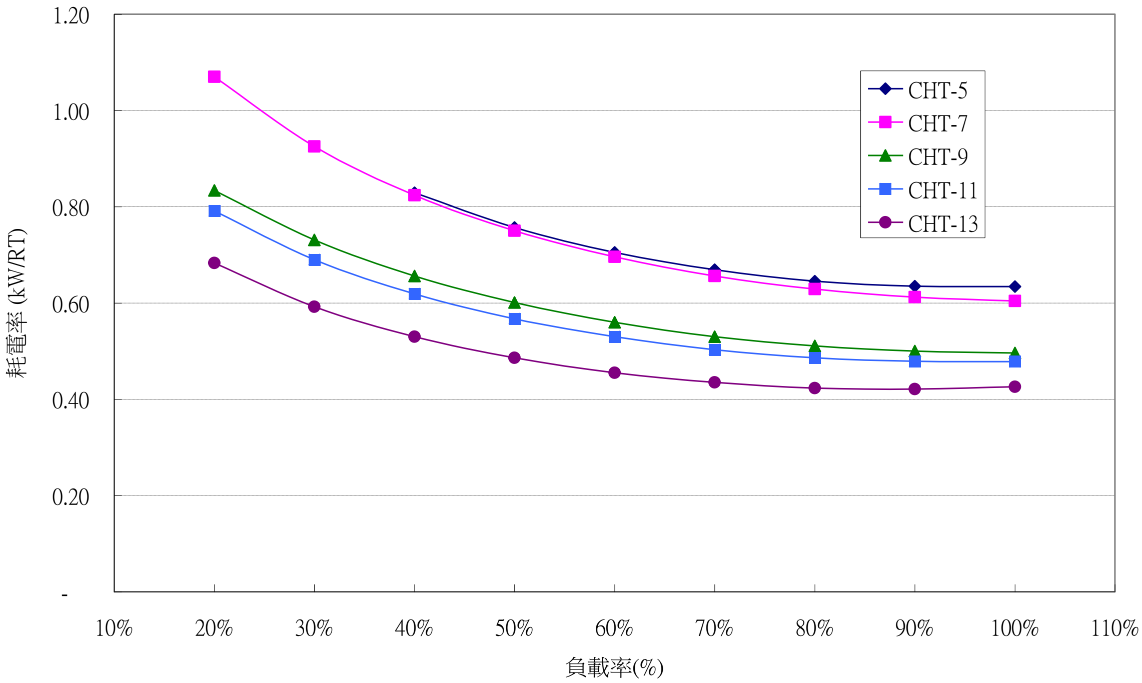


圖 3.2-1 冰水主機供水溫度與主機耗電率(kW/RT)之關係

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°C 為目標。

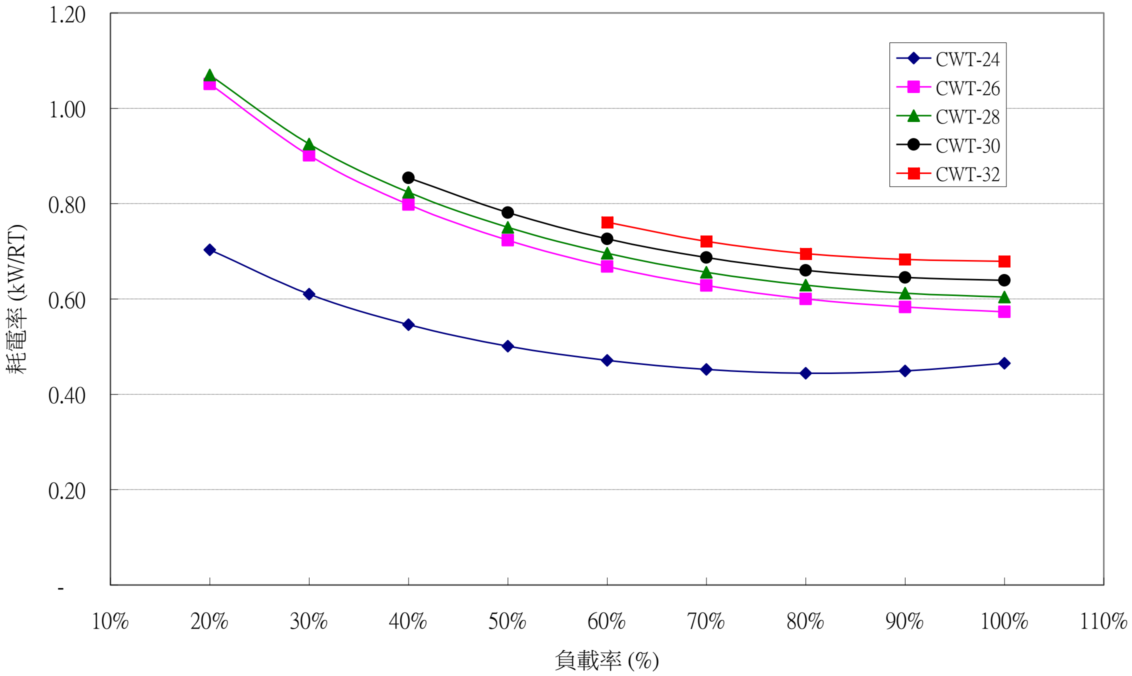


圖 3.2-2 冷卻水入口溫度與主機耗電率(kW/RT)之關係

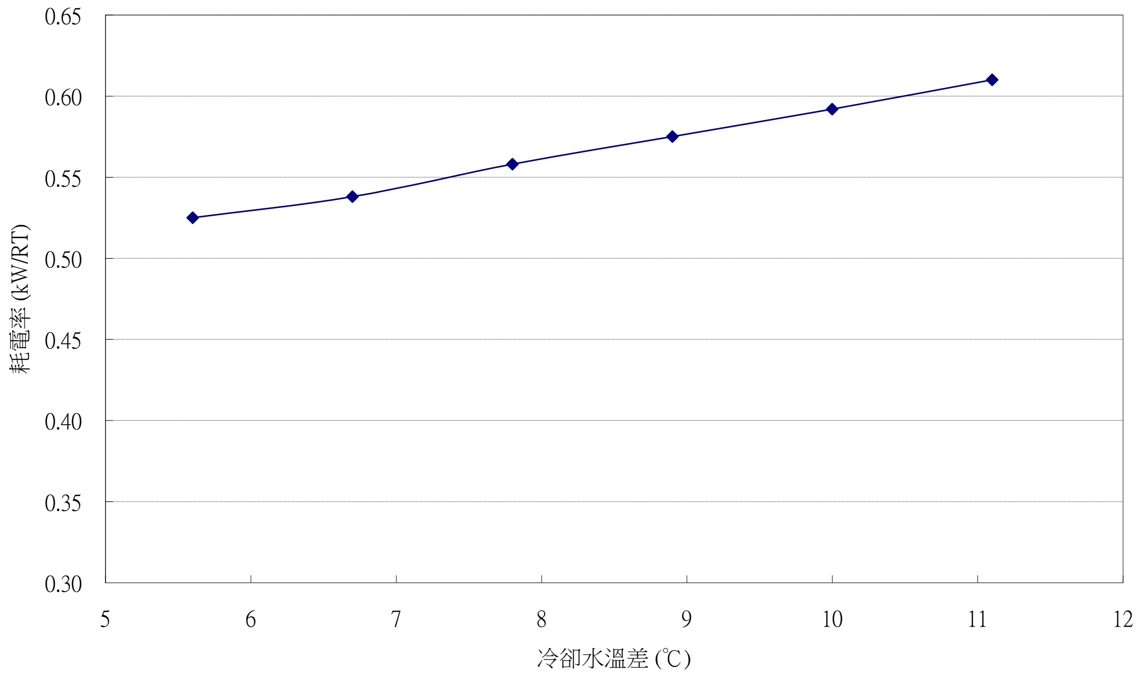


圖 3.2-3 冷卻水溫差與主機耗電率(kW/RT)之關係

3. 製冷主機效率及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 3.2-4 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)。

空調主機滿載效率之最低建議值，可參考能源局公告之空調系統冰水主機能源效率標準，如表 3.2-1 所示。而為了考量變頻空調冰水主機有最佳之運轉效能，可採用整合式部份負載效率(Integrated Part Load Value, IPLV)進行效率評估。雖然目前台灣官方尚未正式公告 IPLV 之建議值，但美國冷凍空調學會 ASHRAE 在其建築節能規範 ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1 早已有相關 IPLV 效率規範值可資參考，如表 3.2-2 所示。

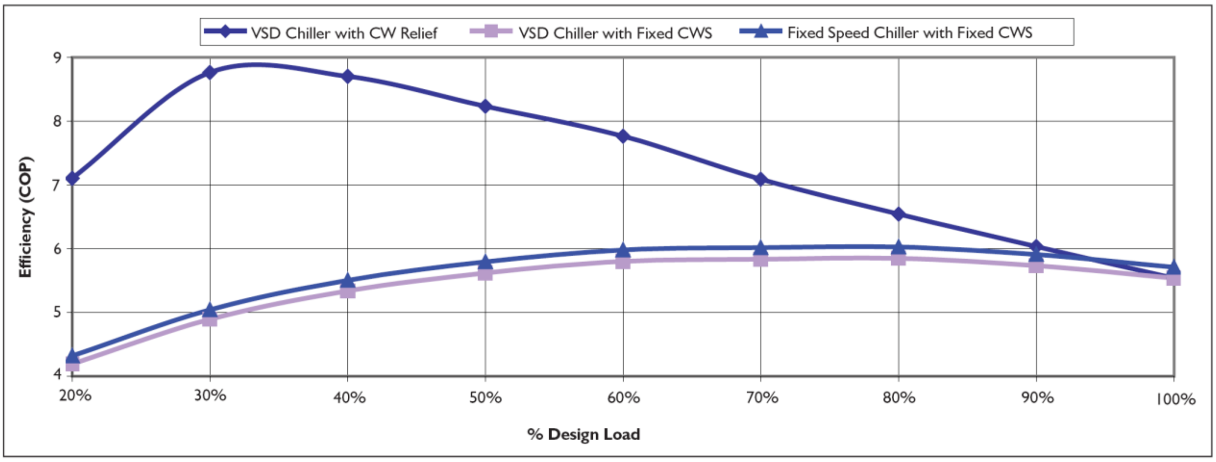


圖 3.2-4 變頻壓縮機與定頻壓縮機之冰水主機效率比較

近期美國冷凍空調學會 ASHRAE 所出版之建築節能規範 ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2016，對於各種資訊機房之熱環境條件，建議電腦機房空調機之最低效率如表 3.2-3 所示。

表 3.2-1 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)kcal/h-W	性能係數(COP)	能源效率比值(EER) kcal/h-W	性能係數(COP)
水冷式	容積式壓縮機	<150RT	3.50	4.07	3.83	4.45
		≧150RT ≦500RT	3.60	4.19	4.21	4.90
		>500RT	4.00	4.65	4.73	5.50
	離心式壓縮機	<150RT	4.30	5.00	4.30	5.00
		≧150RT <300RT	4.77	5.55	4.77	5.55
		≧300RT	4.77	5.55	5.25	6.10
氣冷式	全機種		2.40	2.79	2.40	2.79

註：

1.冰水機能源效率比值(EER)依CNS12575容積式冰水機組及CNS12812離心式冰水機組規定試驗之冷卻能力(Kcal/h)除以規定試驗之冷卻消耗電功率(W),測試所得能源效率比值不得小於上表標準值，另廠商於產品上之標示值與測試值誤差應在百分之五以內。

2.性能係數(COP)=冷卻能力(W) / 冷卻消耗電功率(W)=1.163EER。1RT(冷凍噸)=3024Kcal/h。

表 3.2-2 ASHRAE 建議之空調冰水主機之最低效率

Equipment Type	Size Category	Units	Path A	Path B	Test Procedure[c]
Air-cooled chillers	<528 *kW*	*COP* (W/W)	≥2.985FL	≥2.866 FL	AHRI 551/591
			≥4.048 *IPLV*.SI	≥4.669 *IPLV*.SI	
	≥528 *kW*		≥2.985 FL	≥2.866 FL	
			≥4.137 *IPLV*.SI	≥4.758 *IPLV*.SI	
Air-cooled without condenser, electrically operated	All capacities	*COP* (W/W)	Air-cooled chillers without condenser must be rated with matching condensers and comply with air-cooled chiller *efficiency* requirements		AHRI 551/591
Water-cooled, electrically operated positive displacement	<264 *kW*	*COP* (W/W)	≥4.694 FL	≥4.513 FL	AHRI 551/591
			≥5.867 *IPLV*.SI	≥7.041 *IPLV*.SI	
	≥264 *kW* and <528 *kW*		≥4.889 FL	≥4.694 FL	
			≥6.286 *IPLV*.SI	≥7.184 *IPLV*.SI	
	≥528 *kW* and <1055 *kW*		≥5.334 FL	≥5.177 FL	
			≥6.519 *IPLV*.SI	≥8.001 *IPLV*.SI	
	≥1055*kW* and <2110 *kW*		≥5.771 FL	≥5.633 FL	
			≥6.770 *IPLV*.SI	≥8.586 *IPLV*.SI	
	≥2100 *kW*		≥6.286 FL	≥6.018 FL	
			≥7.041 *IPLV*.SI	≥9.264 *IPLV*.SI	
Water-cooled, electrically operated centrifugal	<528 *kW*	*COP* (W/W)	≥5.771 FL	≥5.065 FL	AHRI 551/591
			≥6.401 *IPLV*.SI	≥8.001 *IPLV*.SI	
	≥528 *kW* and <1055 *kW*		≥5.771 FL	≥5.544 FL	
			≥6.401 *IPLV*.SI	≥8.801 *IPLV*.SI	
	≥1055 *kW* and <1407*kW*		≥6.286 FL	≥5.917 FL	
			≥6.770 *IPLV*.SI	≥9.027 *IPLV*.SI	
	≥1407 *kW* and <2110 *kW*		≥6.286 FL	≥6.018 FL	
			≥7.041 *IPLV*.SI	≥9.264 *IPLV*.SI	
	≥2110 *kW*		≥6.286 FL	≥6.018 FL	
			≥7.041 *IPLV*.SI	≥9.264 *IPLV*.SI	

表 3.2-3 ASHRAE 建議之電腦機房空調主機之最低效率

Equipment Type	Net Sensible Cooling Capacity	Standard Model	Minimum Net Sensible COP_C Return Air Dry-Bulb Temperature/ Dew-Point Temperature Class 1 24°C/11°C	Class 2 29.5°C/11°C	Class 3 35°C/11°C	Test Procedure
Air cooled	<19 *kW*	Downflow unit		2.30		AHRI 1361
		Upflow unit—ducted		2.10		
		Upflow unit—nonducted	2.09			
		Horizontal-flow unit			2.45	
	≥19 *kW* and < 70 *kW*	Downflow unit		2.20		
		Upflow unit—ducted		2.05		
		Upflow unit—nonducted	1.99			
		Horizontal-flow unit			2.35	
	≥70 *kW*	Downflow unit		2.00		
		Upflow unit—ducted		1.85		
		Upflow unit—nonducted	1.79			
		Horizontal-flow unit			2.15	
Water cooled	<19 *kW*	Downflow unit		2.50		AHRI 1361
		Upflow unit—ducted		2.30		
		Upflow unit—nonducted	2.25			
		Horizontal-flow unit			2.70	
	≥19 *kW* and <70 *kW*	Downflow unit		2.40		
		Upflow unit—ducted		2.20		
		Upflow unit—nonducted	2.15			
		Horizontal-flow unit			2.60	
	≥70 *kW*	Downflow unit		2.25		
		Upflow unit—ducted		2.10		
		Upflow unit—nonducted	2.05			
		Horizontal-flow unit			2.45	

3.3 空氣側系統之節能技術

1. 送風系統：

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，即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。

2. 可變風量 VAV 系統

可變風量 VAV 系統(Variable Air Volume)之系統流程如圖 3.3-1 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。傳統資訊機房通常設計成高架地板開放式送風以及開放式空間回風，或是無風管或風道之開放式送風及開放式回風，因此無法依各區域負載差異進行匹配之送風控制，造成氣流短循環以及風量不平衡之問題，以致產生區域過冷或過熱之現象，空調系統冷卻效率差。因此，欲達成資訊機房有效率之氣流管理與高效率之冷卻，應採用冷通道封閉或熱通道封閉作法，並依據可變風量 VAV 系統之基本運作原理，依負載差異與變動，進行氣流平衡分配與控制，方能根本解決氣流不平衡、產生熱點之問題。

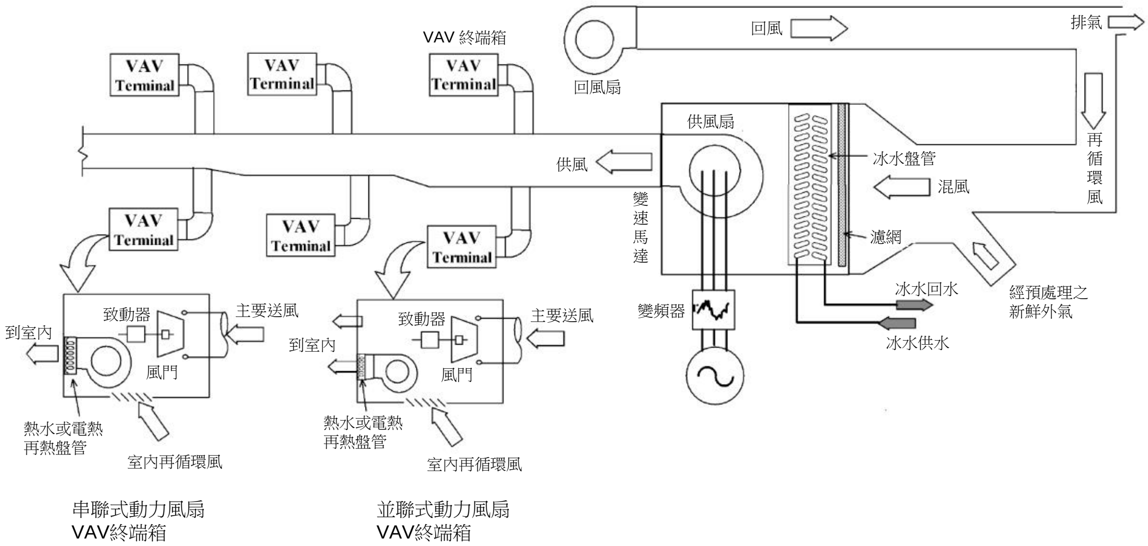


圖 3.3-1 可變風量 VAV 系統之簡圖

(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。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，必須謹慎注意：

A. 減少的風量太多，將導致靜壓不足，產生局部熱點。

B. 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。

C. 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。

D. 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。

E. 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 3.3-1 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。

A. 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 3.3-2 所示。

B. 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 3.3-3 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。

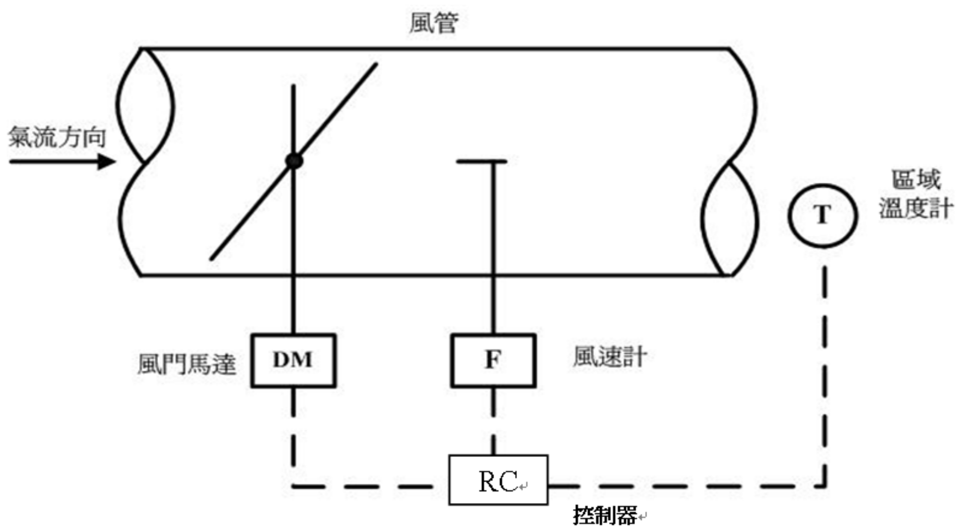


圖 3.3-2 區域風量控制－利用風速補償

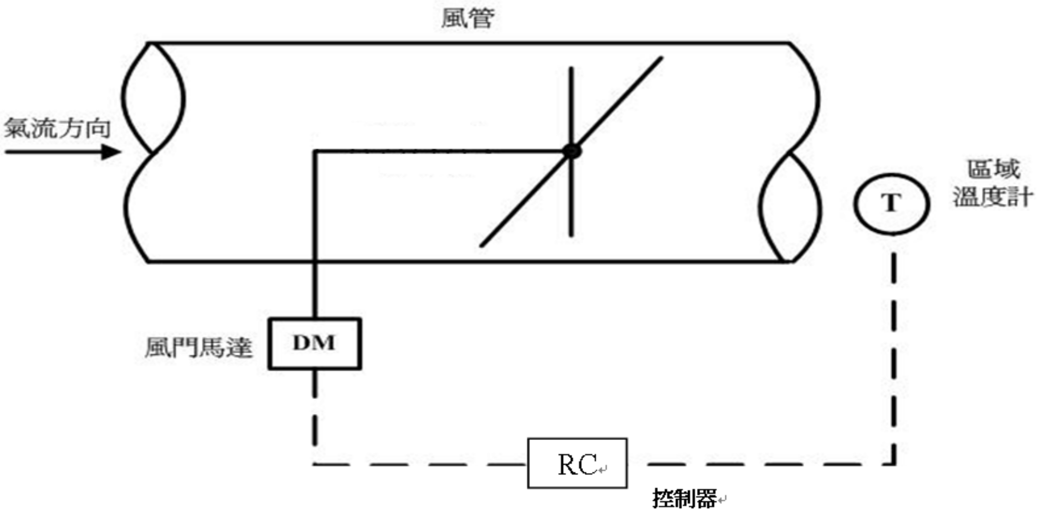


圖 3.3-3 區域風量控制－利用機械式補償

(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機房空間壓力的建立，回風量應少於供風量，一般而言，有下列四種控制方式：

A. 單一控制器風管設計：最簡單的控制方式是如圖 3.3-4 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。

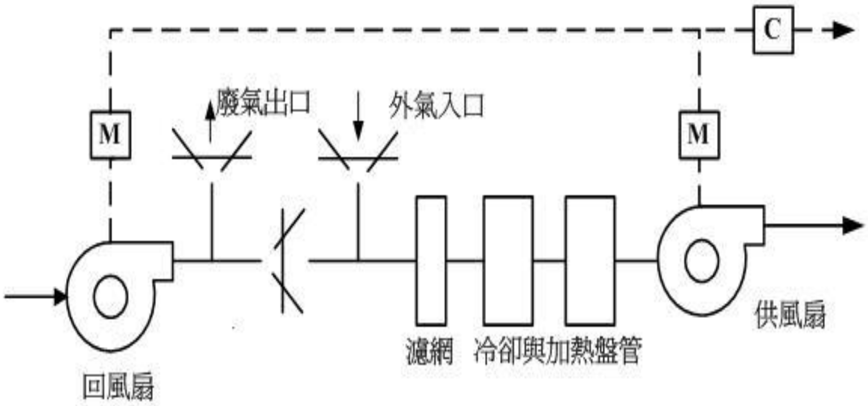


圖 3.3-4 單一控制器的風管設計

B. 設置風量感測器補償：如圖 3.3-5 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。

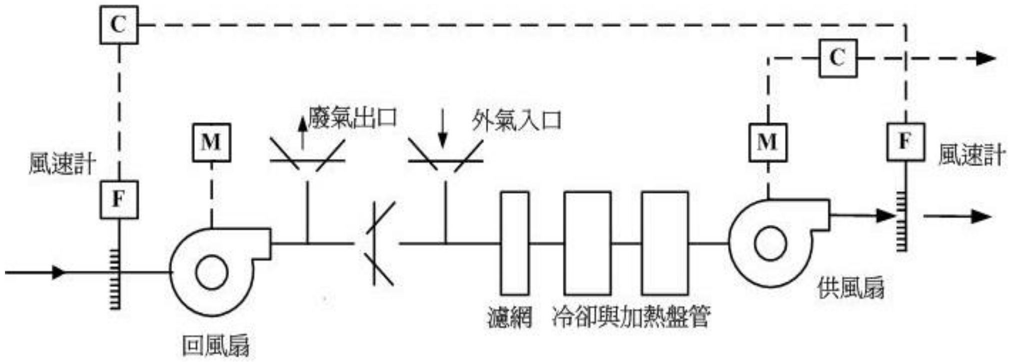


圖 3.3-5 利用風量計控制的風管設計

C. 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 3.3-6 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。

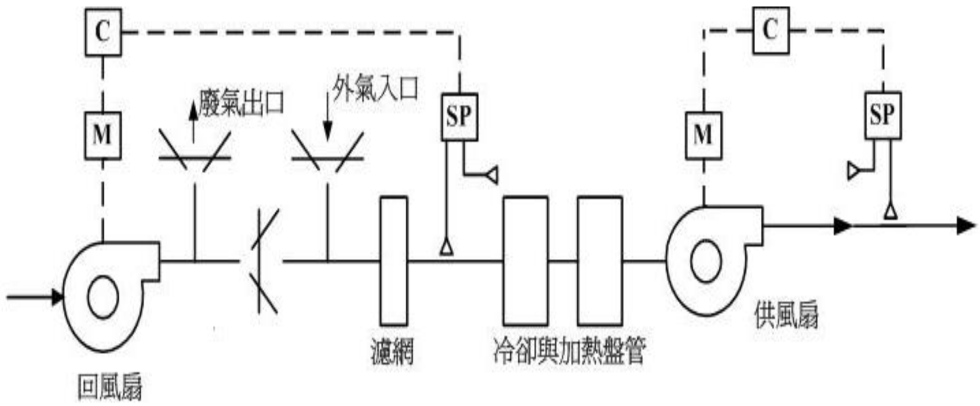


圖 3.3-6 利用二個靜壓控制器的風管設計

D. 使用排氣輔助風扇替代回風風扇：如圖 3.3-7 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。

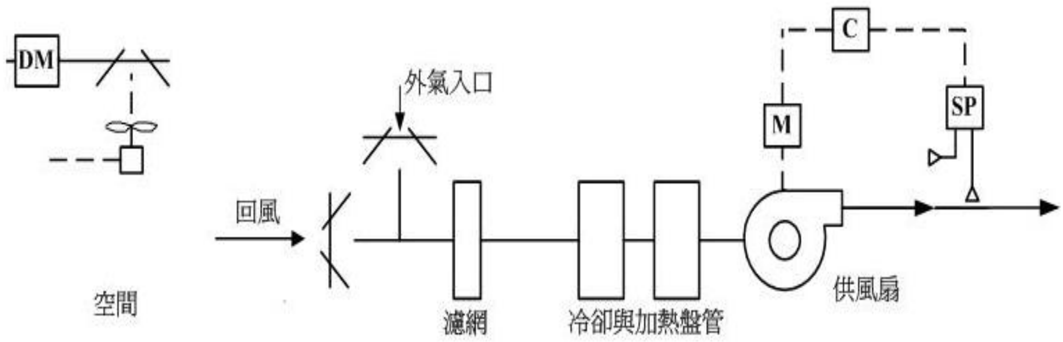


圖 3.3-7 利用排風控制提供回風平衡的風管設計

(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，提高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：

A. 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。

B. 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。

C. 若欲兼顧節能及精密確保人員在資訊機房或其附屬支援空間之空氣品質，可在以人員活動之主要居室空間的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，避免不必要之能源浪費及兼顧健康之環境品質。

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。因為資料中心之空調系統類型非常多元，在設計 VAV 系統時，讀者要研究每個系統，針對資料中心之特徵，進而找出最佳或至少能接受的答案。

3.4 水側系統之節能技術

1. 送水系統

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。

2. 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 3.4-1 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 3.4-1 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。

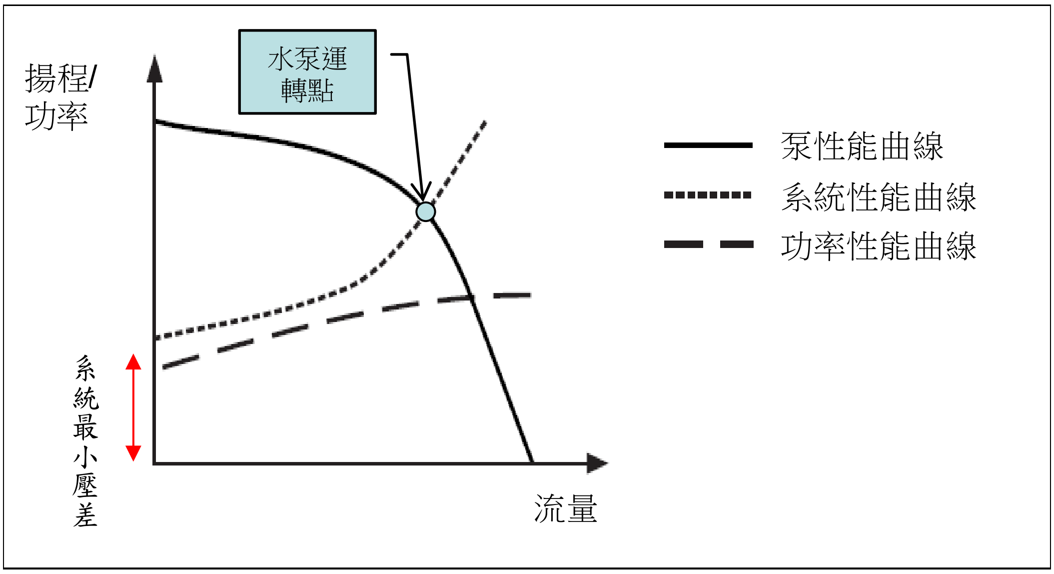


圖 3.4-1 水泵與系統之性能曲線

3. 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 3.4-2 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 3.4-3 及圖 3.4-4 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。

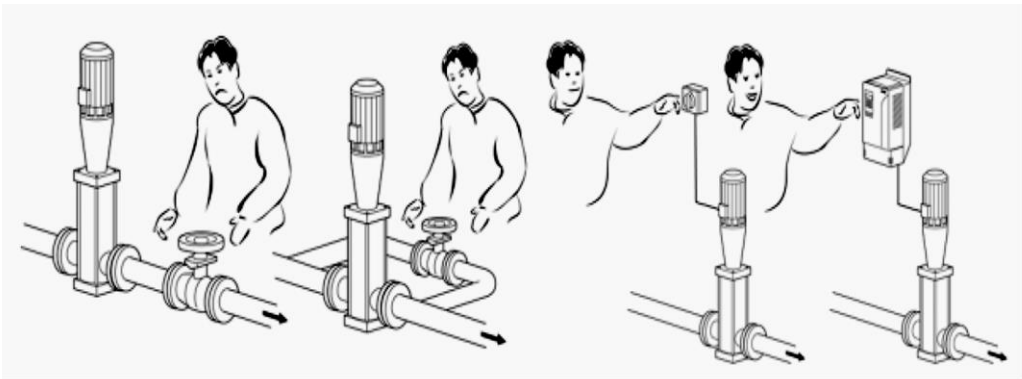
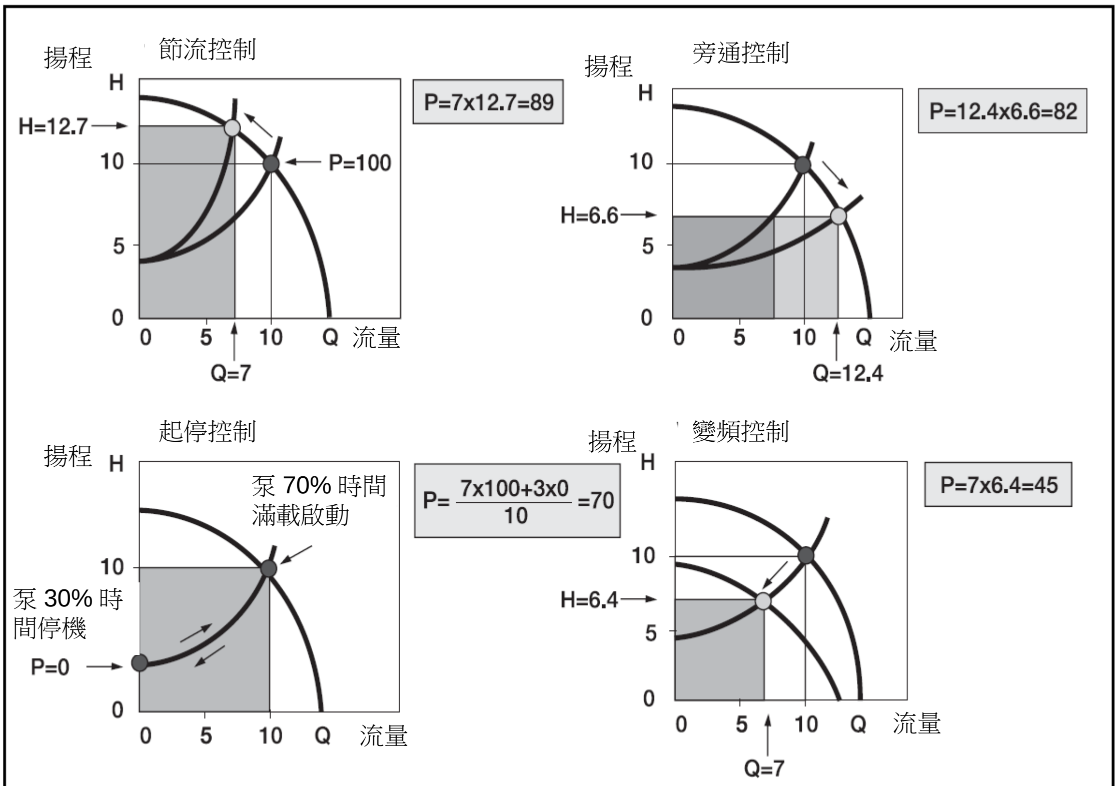


圖 3.4-2 流量調整方法



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 3.4-3 四種流量調整方法之原理比較

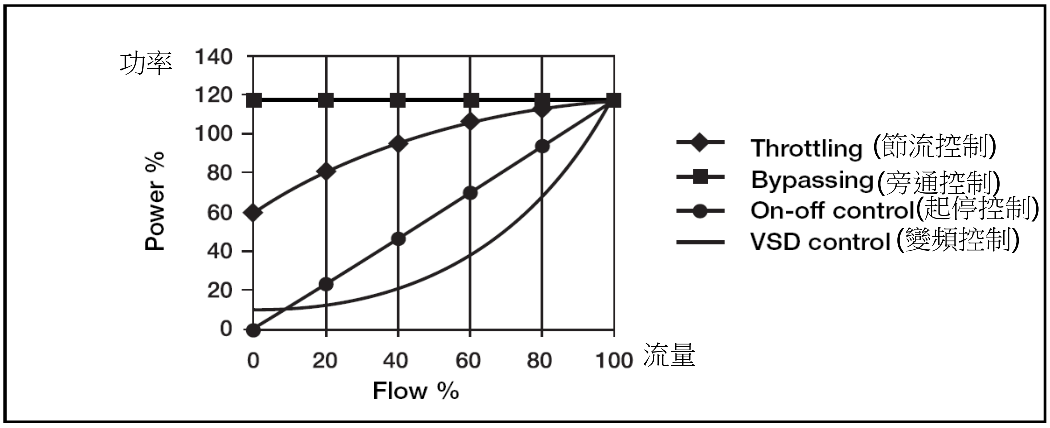


圖 3.4-4 各種流量調整方法之耗能比較

4. 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 3.4-5 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 3.4-5 所示。

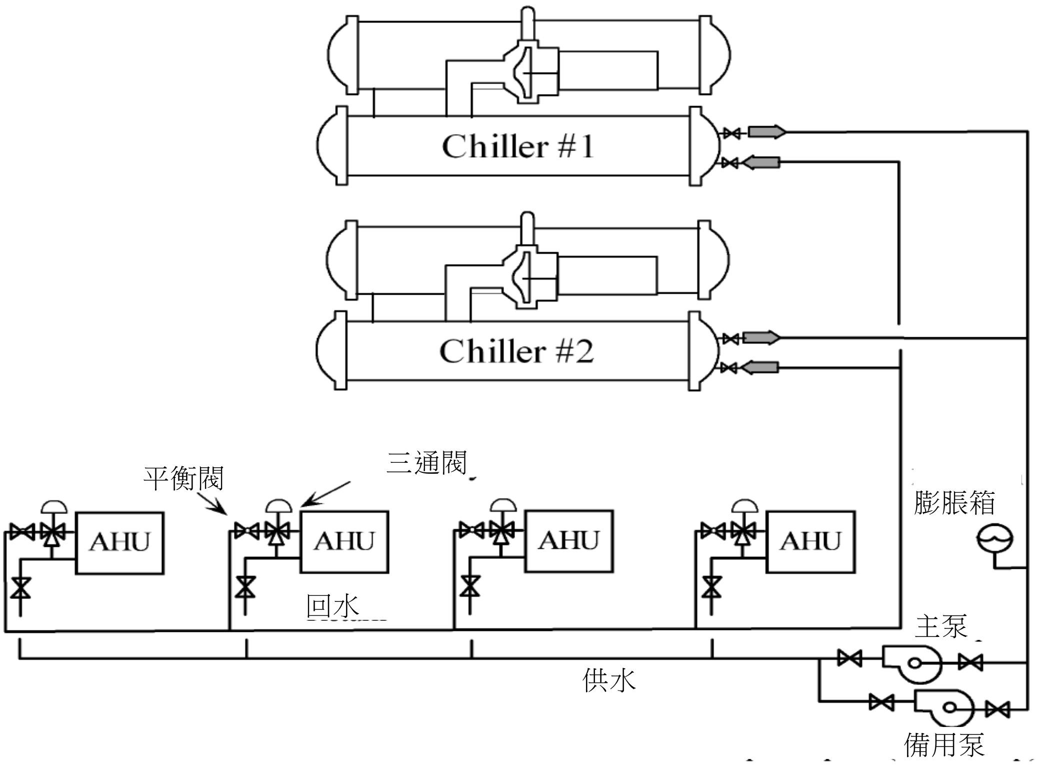


圖 3.4-5 定流量空調冰水系統(CWV)

5. 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 3.4-6 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，通常冰水主主機提供 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 3.4-6 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 3.4-7 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，因為距離較遠的閥門的位置需要另增加控制線路安裝費。

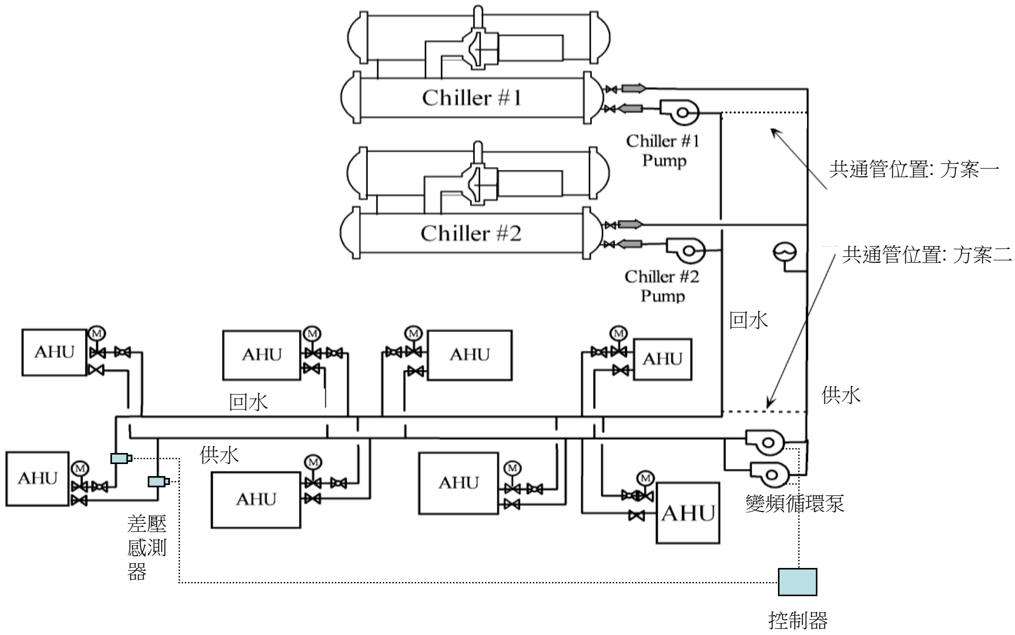


圖 3.4-6 二次側變流量空調冰水系統(Primary-Secondary VWV)

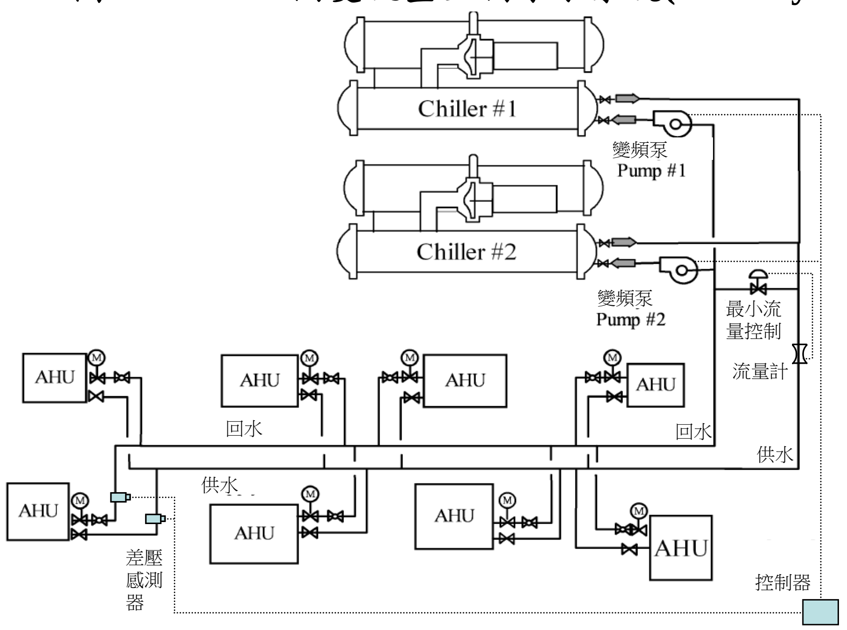


圖 3.4-7 一次側變流量空調冰水系統(Variable Primary Flow, VPF)

(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 3.4-6 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 3.4-6 及圖 3.4-7 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：

A. 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。

B. 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。

C. 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。

(5) 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 3.4-8 可看出二者之耗能差異。圖 3.4-8 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%。

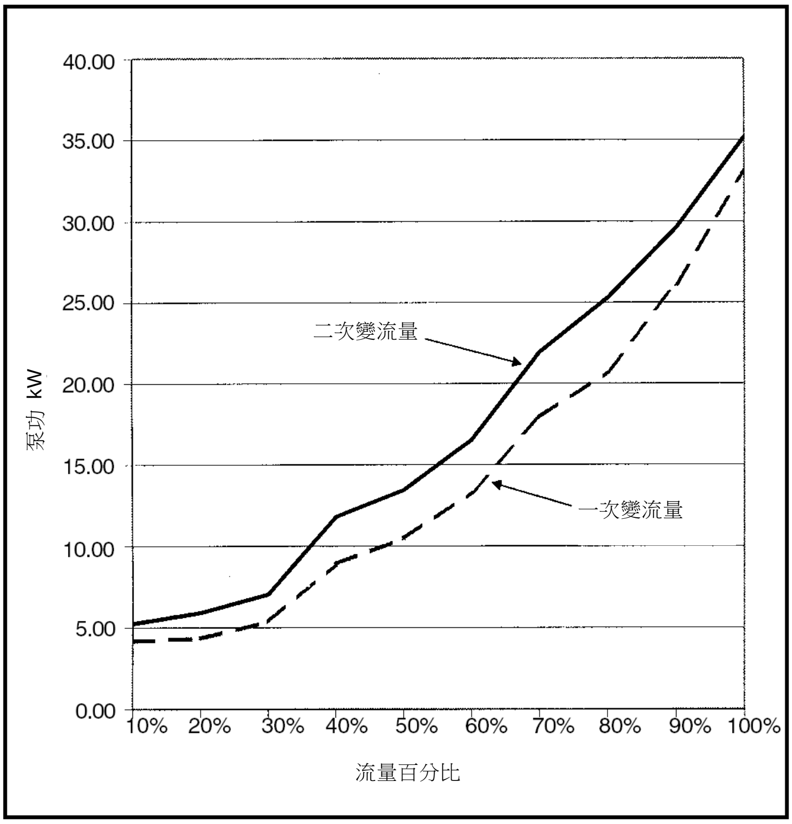


圖 3.4-8 二次側變流量與一次側變流量之水泵耗能比較[35]

6. 空調冰水一次側變流量系與二次側變流量系統比較

冰水系統配管壓損,冰水機房內大約占 40%,機房外約佔 60%。一次側變流量系統，冰水機必須確保最低冰水流量，冰水泵為變頻控制，可節省冰水泵在控制冰水流量區間之變頻節能量；二次側變流量系統，一次冰水泵為定頻，二次冰水泵為變頻控制，可節省二次泵之耗電量。

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。

7. 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。

8. 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 3.4-9 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 3.4-9 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 3.4-10 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。

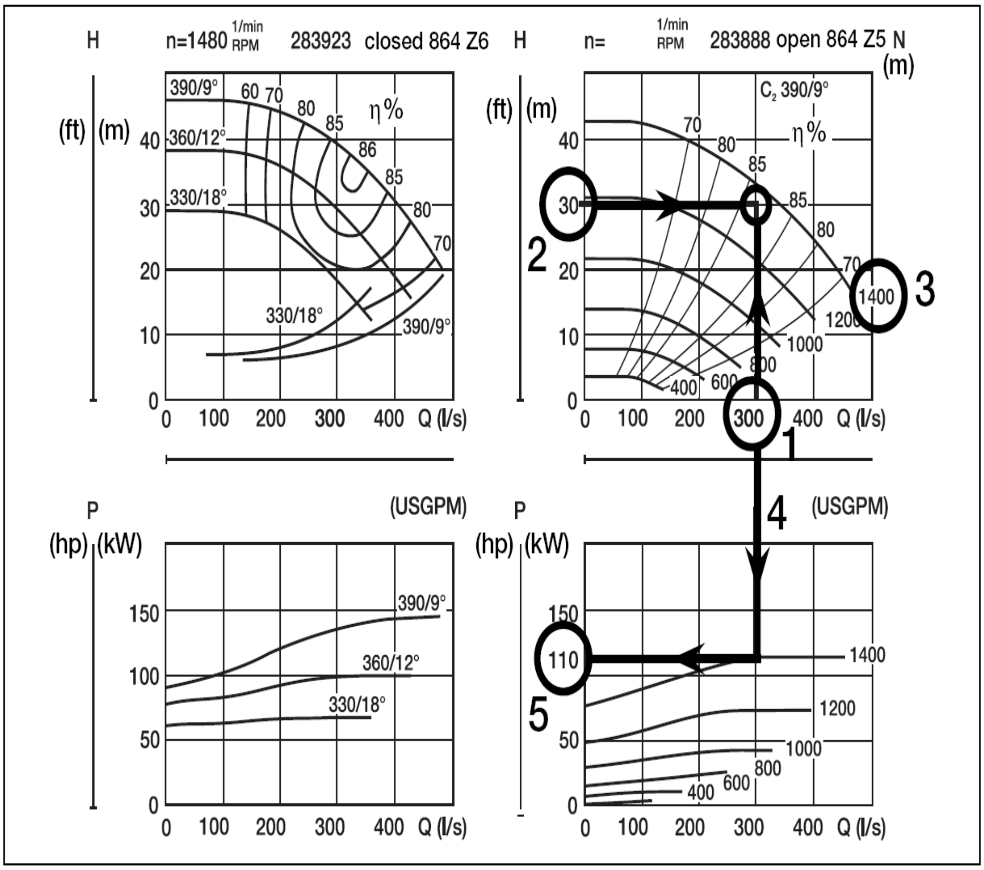
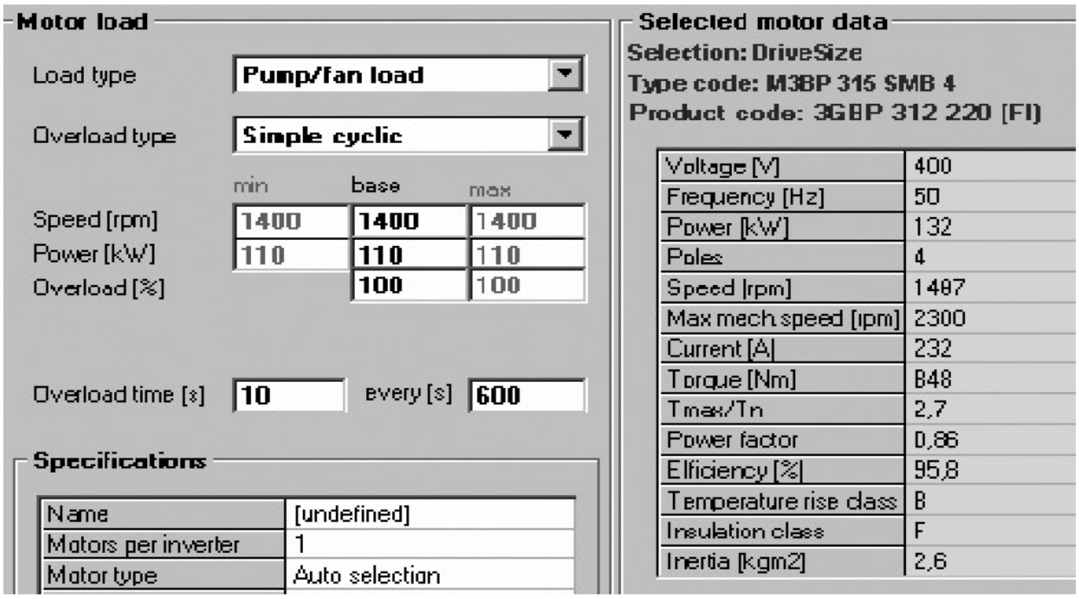


圖 3.4-9 水泵選用範例



資料來源：ABB drives [36]

圖 3.4-10 變頻器選取範例

3.5 資料中心之空調設計

1. 資料中心之空調冷卻管排設計考量原則

因為資料中心之空調負載主要是顯熱，因此資料中心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。資料中心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 3.5-1 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

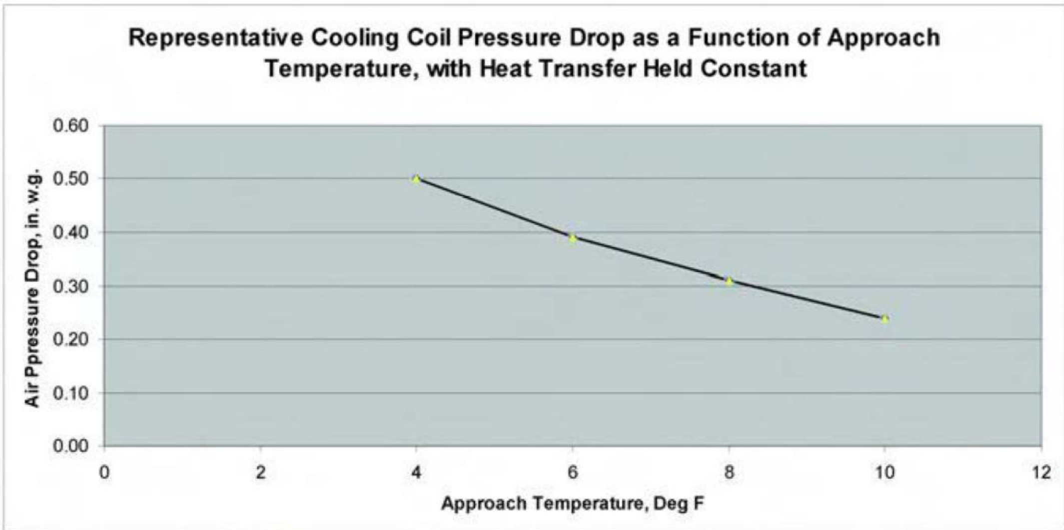


圖 3.5-1 空氣側之壓損與接近溫度之關係

2. 資料中心採用何種空調加濕系統比較節能

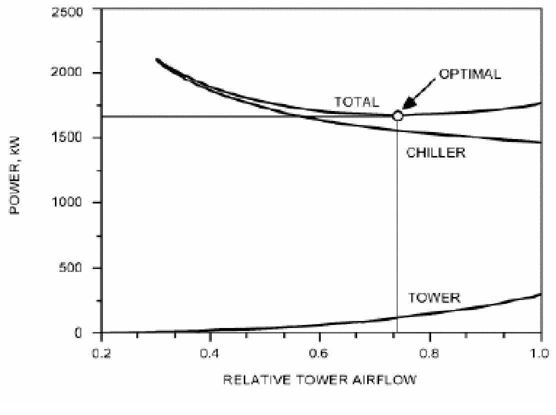
高能源效率的加濕系統是採用超音波加濕器，但前提是有去離子水可資應用。超音波加濕器除了低運轉成本之外，因為超音波加濕是一個絕熱冷卻過程，因此不會造成空調冷卻負荷之增加。在超音波加濕過程當中，每 0.45kg/hr 之加濕量，可產生 0.3kWh 之自然免費之冷卻效果，但需注意去離子水之對於整體擁有成本(TCO)之影響。

3. 資料中心之 CRAH 或 CRAC 是否須有再熱功能之設計

因為資料中心之空調負載主要是顯熱，因此資料中心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。

3.6 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 3.6-1 冷卻水塔耗能與冰水主機耗能之關係

3.7 資料中心之自然冷卻節能技術

根據前述關於資料中心可接受的環控條件之說明可知資料中心資訊設備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 3.7-1 所示)，全年外氣低於乾球溫度 26°C、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資訊設備之冷源，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，利用外氣作為資訊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。

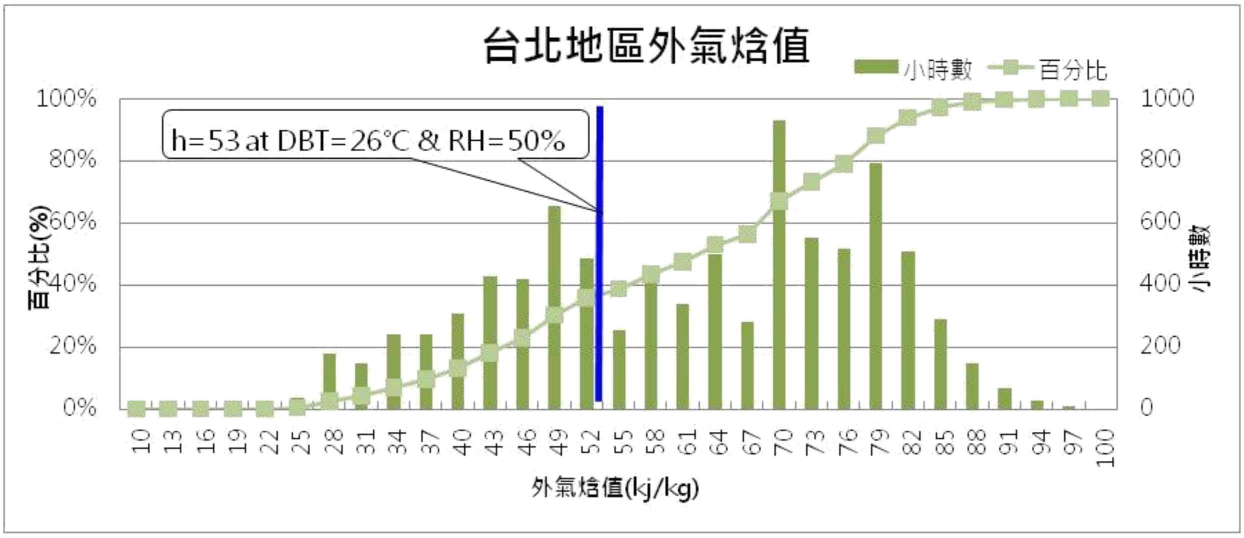


圖 3.7-1 台北市之全年外氣焓值分佈

1. 空氣側自然冷卻節能系統

利用風機將符合資料中心環控條件之大氣環境的冷空氣引入機房以提供部分或全負載之機房冷卻，如圖 3.7-2 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焓值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。

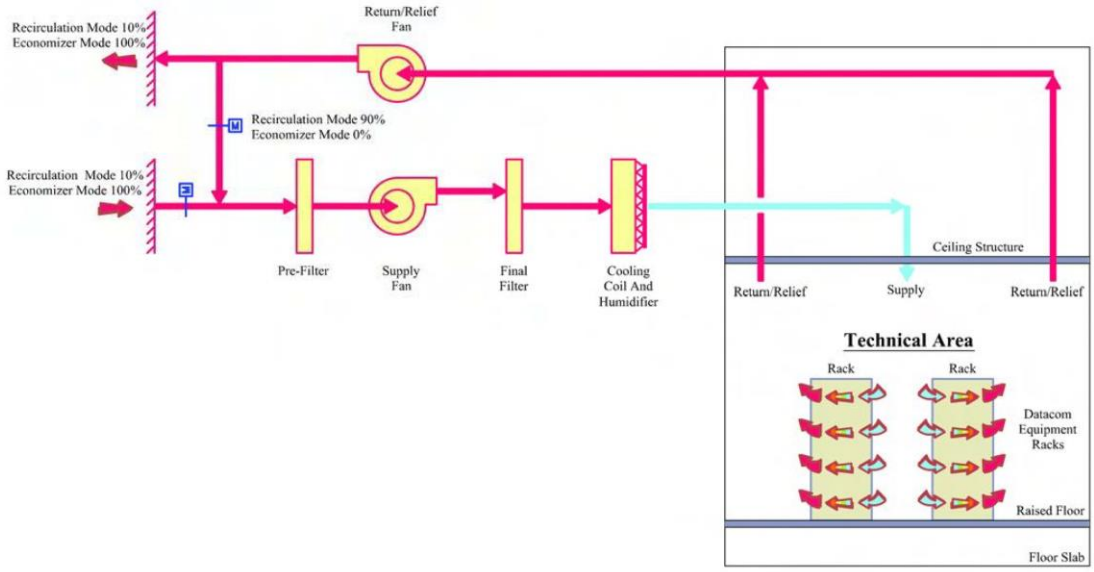


圖 3.7-2 空氣側自然冷卻節能系統流程

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 3.7-3 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 3.7-4 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 3.7-5 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。

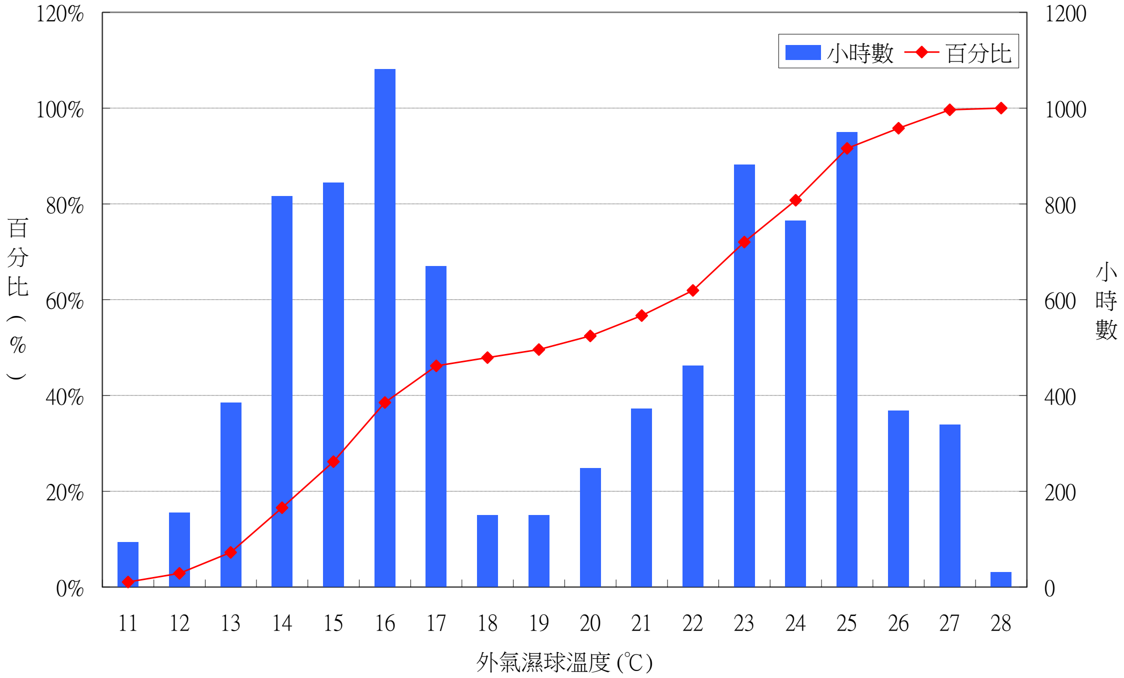


圖 3.7-3 台北市之全年外氣濕球溫度分佈

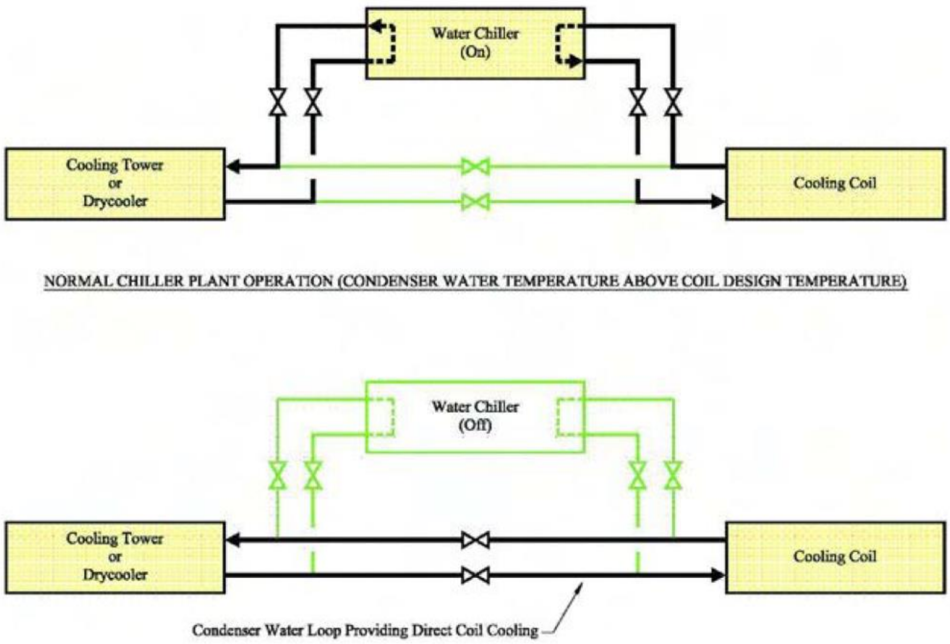


圖 3.7-4 水側直接自然冷卻節能系統流程

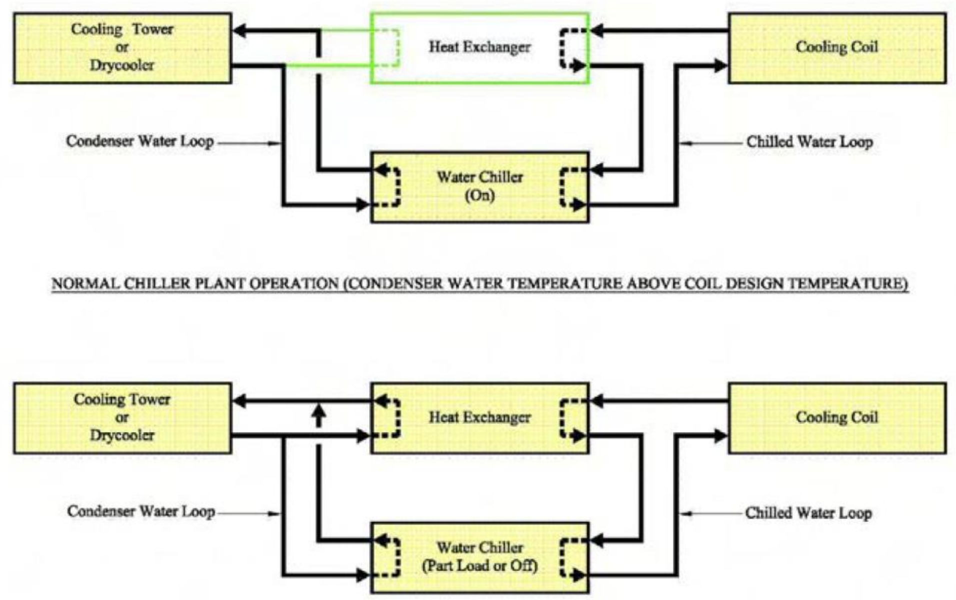


圖 3.7-5 水側間接自然冷卻節能系統流程

3.8 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 3.8-1)，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。

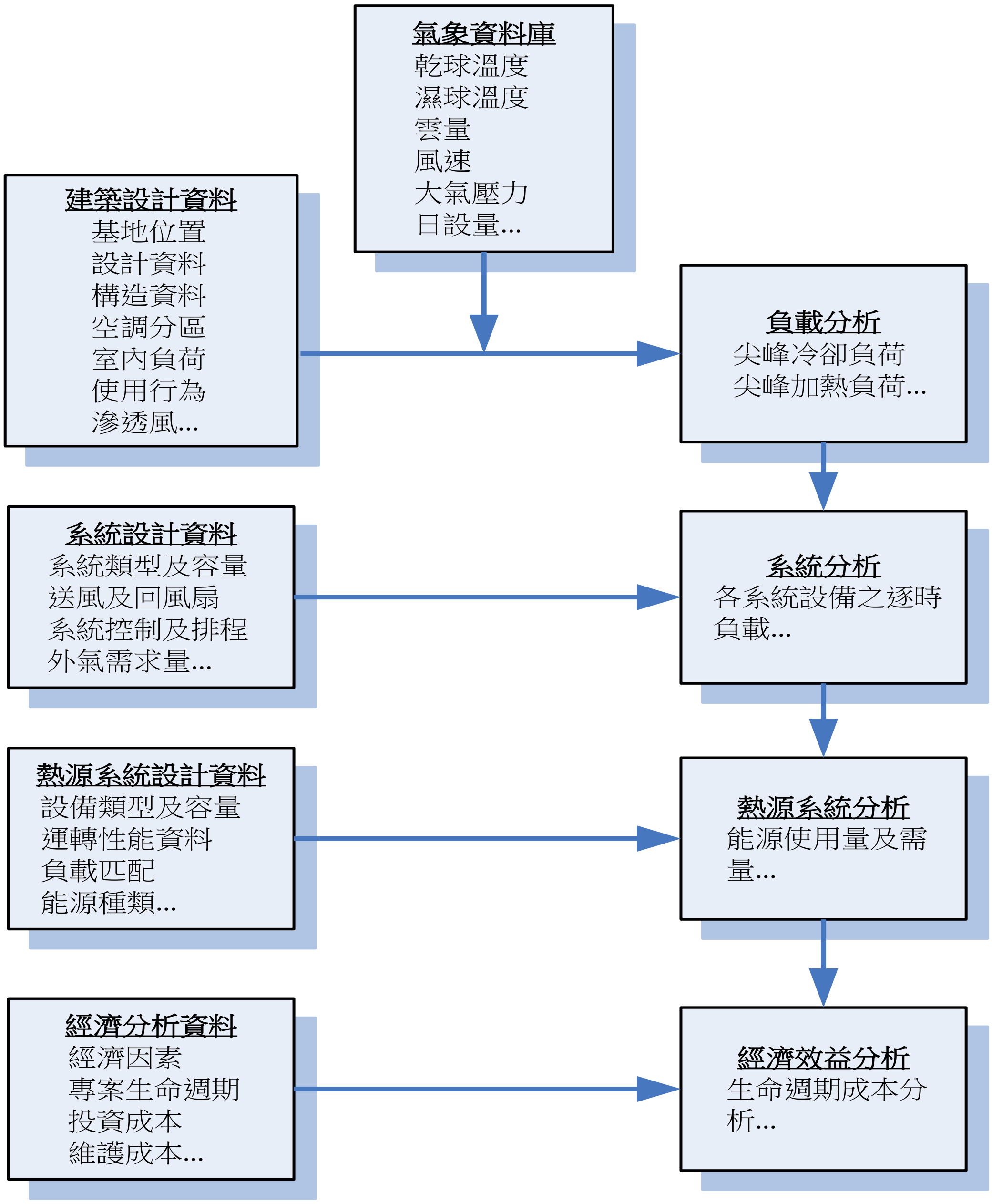


圖 3.8-1 機房建築整體節能設計之動態能源模擬性能評估流程

第四章 資料中心之氣流設計與管理

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，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。

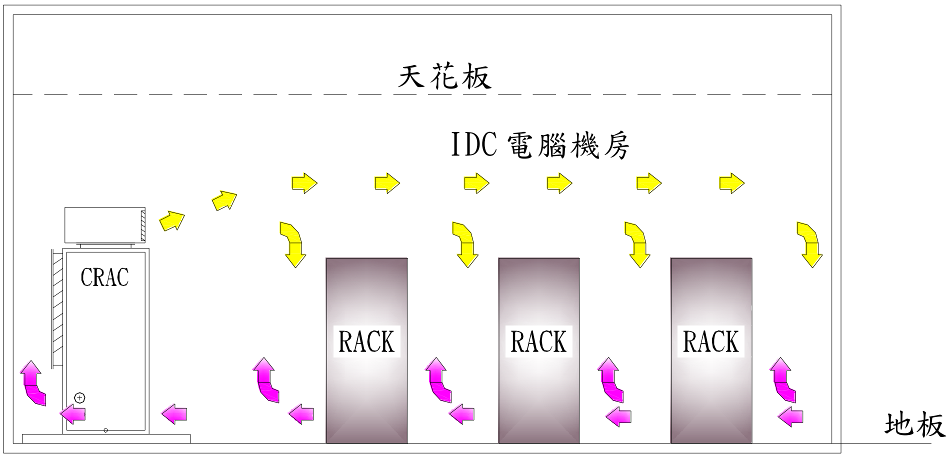


圖 4.1-1 落地直吹式 IDC 電腦機房示意圖

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。

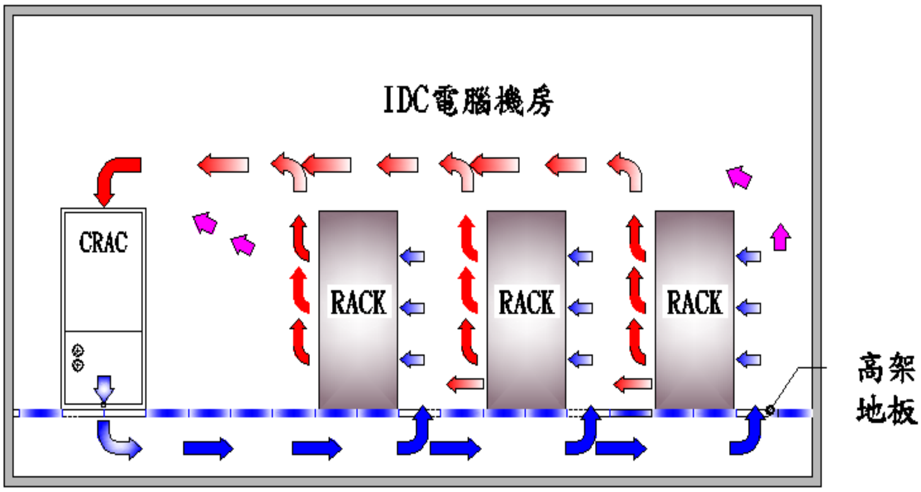


圖 4.2-1 IDC 電腦機房高架地板出風自然回風示意圖

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。

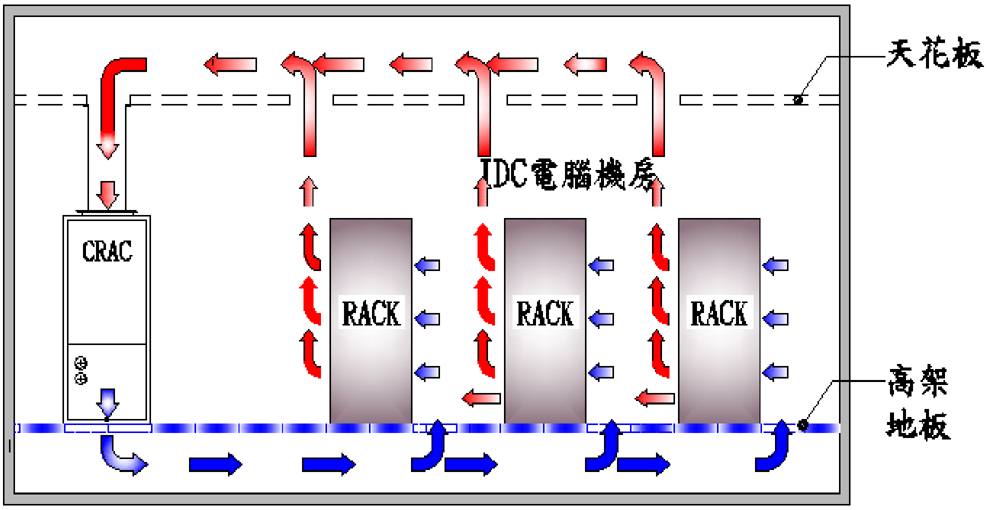


圖 4.2-2 IDC 電腦機房高架地板出風天花板回風示意圖

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。

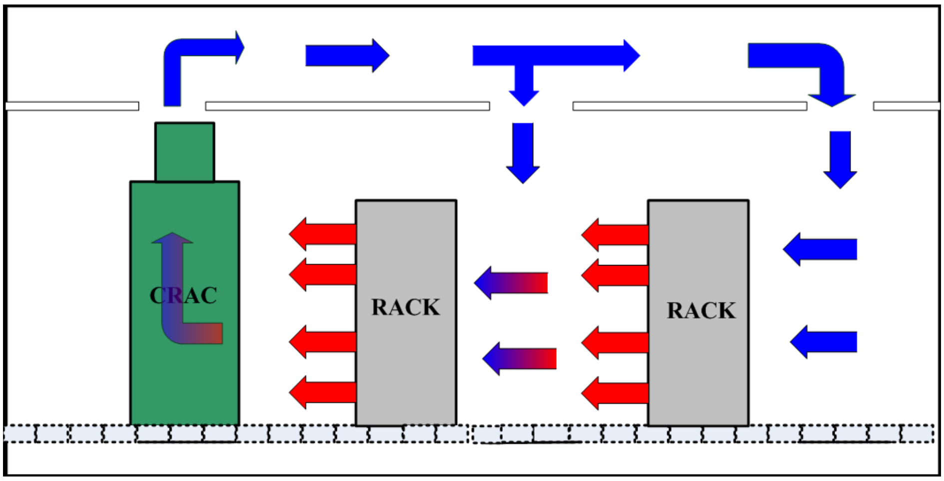


圖 4.3-1 IDC 電腦機房典型天花板送風方式示意圖

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。

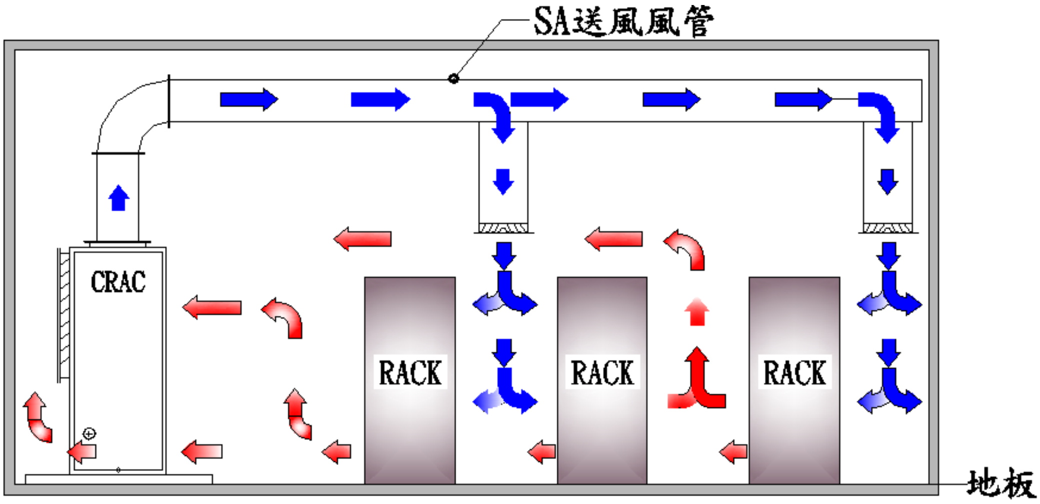


圖 4.3-2 IDC 電腦機房上出送風自然回風示意圖

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。

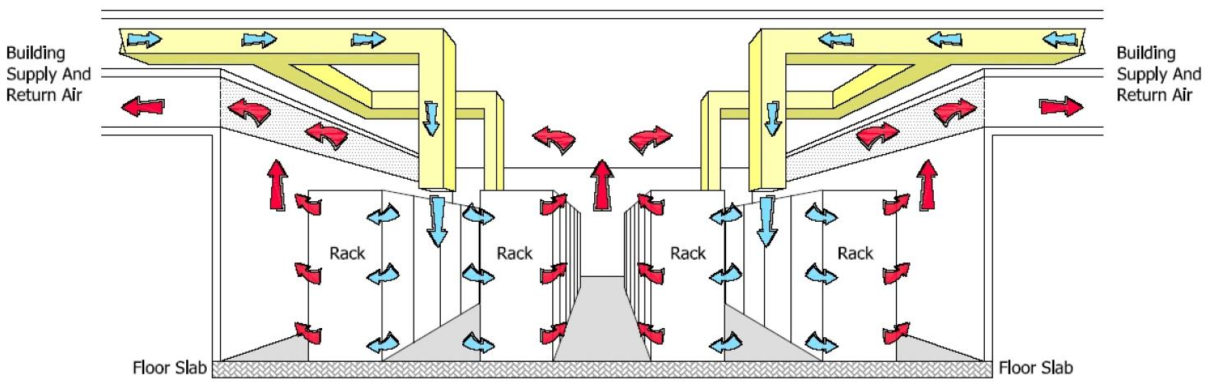


圖 4.3-3 頂板分配系統之送風方式

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將愈加普遍，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，導致下排機櫃

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°C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。

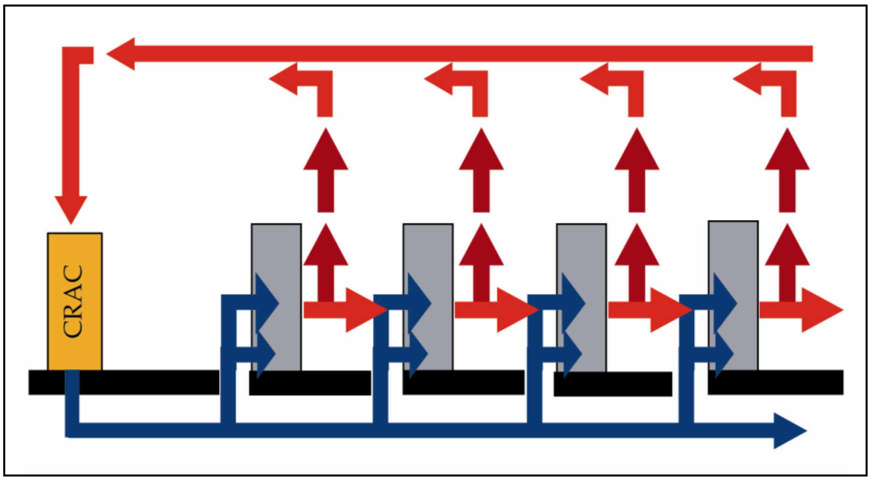


圖 4.5-1 典型 IDC 機房 IT 設備無冷熱通道擺設圖

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。

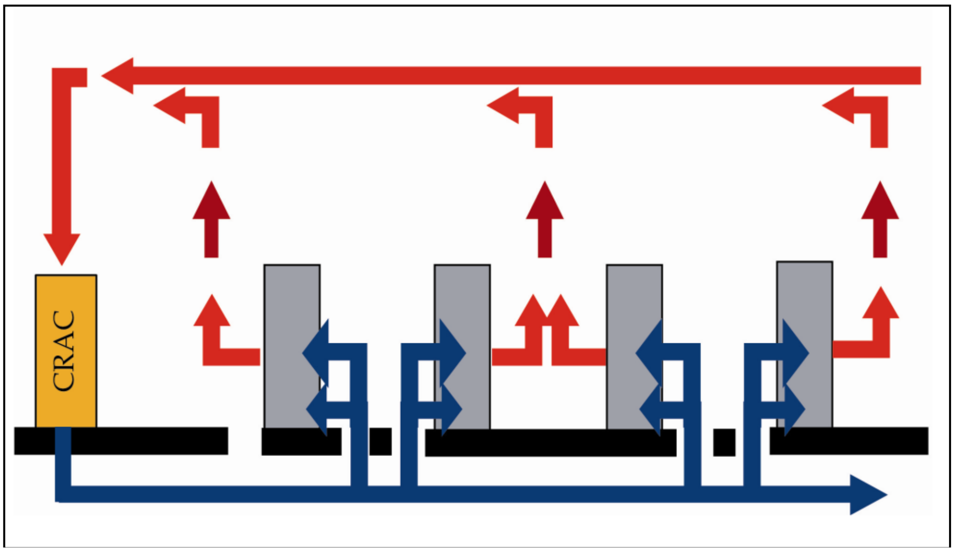


圖 4.5-2 典型 IDC 機房冷熱通道擺設示意圖

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[18]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 CRAH，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：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。

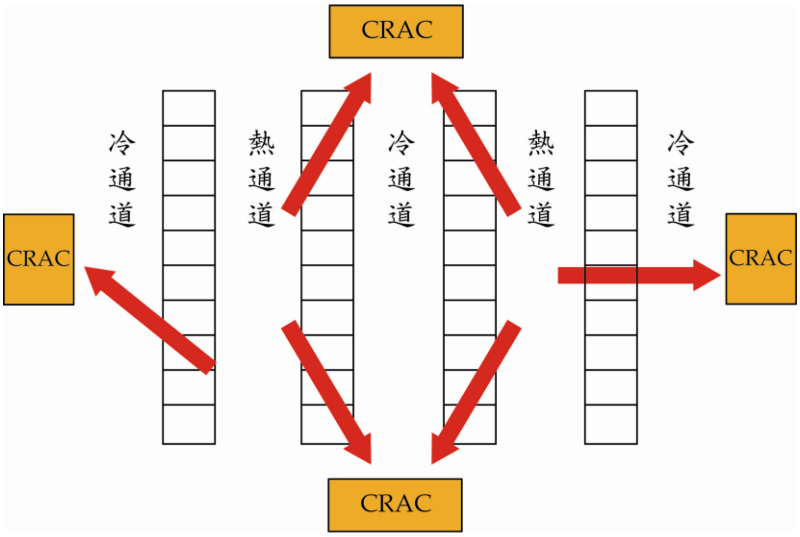


圖 4.5-3 箱型冷氣機置放於冷通道時兩端之熱氣流移動情形

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。

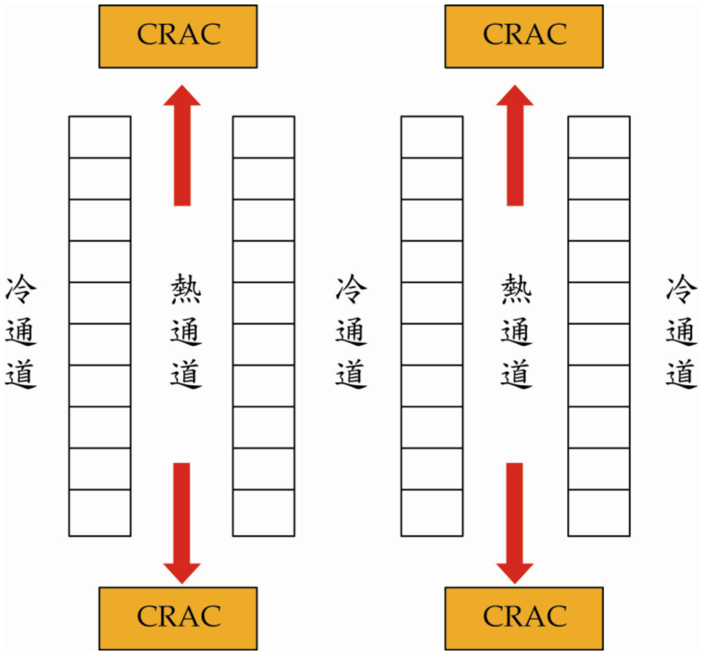


圖 4.5-4 箱型冷氣機置放於熱通道兩端時之熱氣流移動情形

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型態：

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(圖片來源：VERTIV)

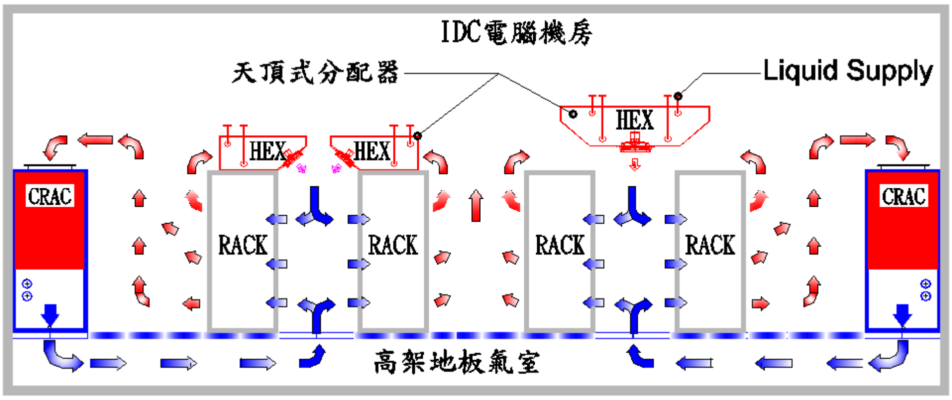


圖 4.6-2 天頂式冷卻分配器系統示意圖

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

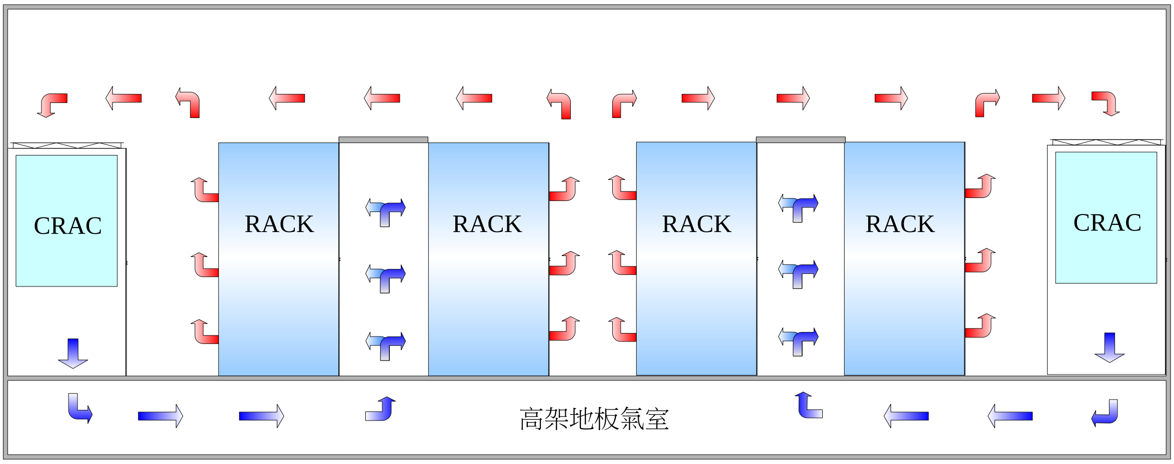


圖 4.6-4 冷通道封閉型態

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。

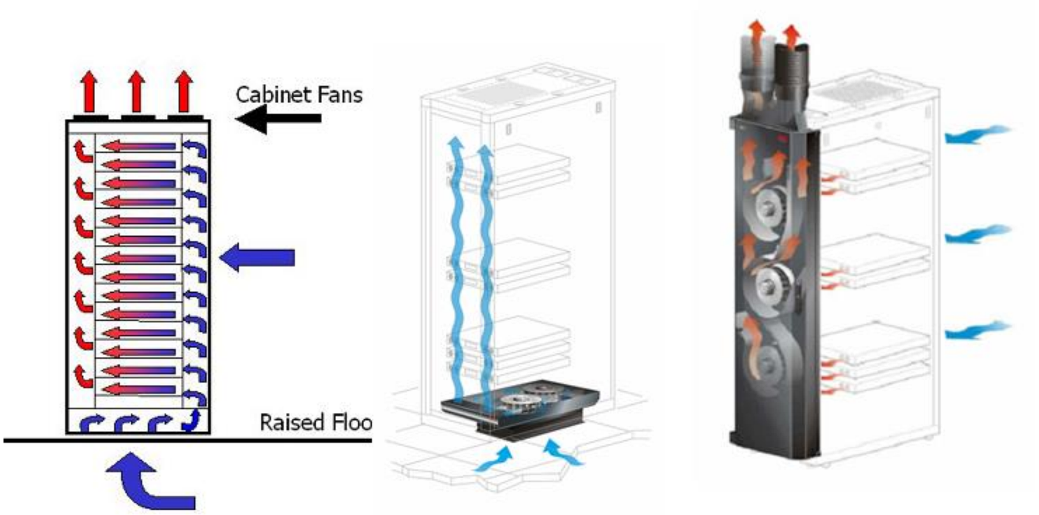


圖 4.6-5 冷熱空氣引導裝置(上、下、側) [APC]

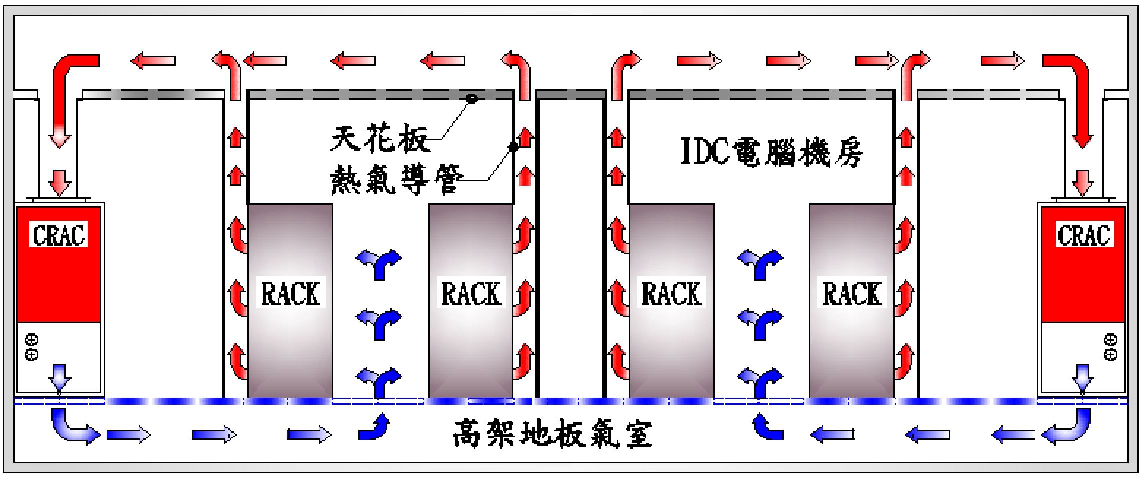


圖 4.6-6 機櫃加風扇誘導冷熱氣流系統示意圖

4.機櫃式空調型態：

機櫃式空調系統的主機是放在機櫃與機櫃間，主機的高度與深度都與標準機櫃一樣，但寬度只有標準機櫃的一半。此系統會將冷空氣平行送出，相鄰的伺服器就會將這些冷空氣吸入機櫃，以達冷卻效果。

圖 4.6-7 機櫃式空調[Delta]

圖 4.6-8 機櫃式空調搭配熱通道封閉

機櫃式空調系統，可讓冷熱通道在熱交換效果上更有效率，它會將熱通道的熱氣吸進空調機中，接著經過冰水或冷媒管路冷卻後，再將冷空氣由前方水平地吹出，相鄰機櫃的伺服器就能再吸入冷空氣，以此循環達到散熱效果。此種空調型態因為空氣的氣流路徑小，可以提升空調系統效率，改善傳統上吹或下吹式空調造成的冷熱不均狀況，例如同一機櫃上熱下冷，或同一排機櫃前冷後熱。

這種機櫃式空調系統另一個好處是，可視需求來擴充，亦可隨 IT 設備負載的高低，動態調整風速，當伺服器的溫度過熱時，可加大風扇轉速，解決熱源分佈不均勻、高熱功率密度等問題。此系統

也可適用在非高架地板設計的機房，降低整體機房建置費。

5.液冷卻系統冷卻型態：

液冷卻系統，如圖 4.6-9 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 Cooling System)”。

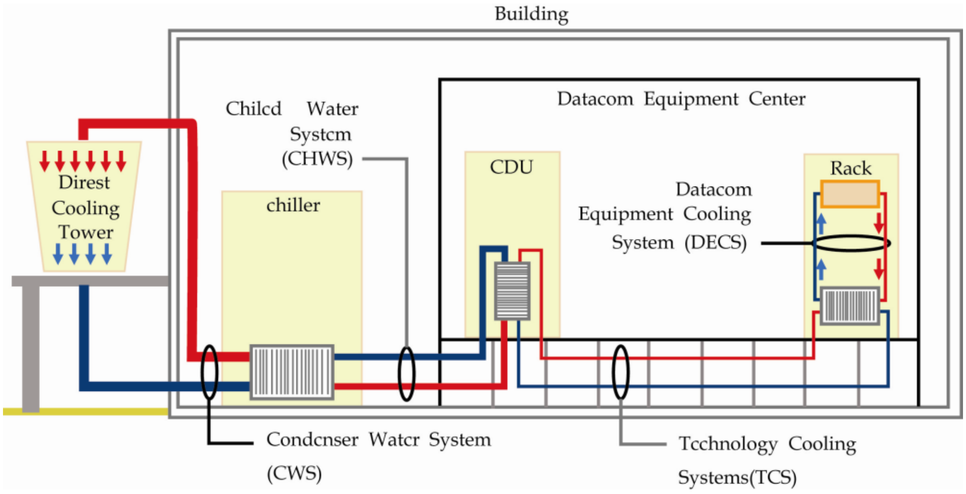


圖 4.6-9 液冷卻系統示意圖(Liquid Cooling System)

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 4.6-10 所示。

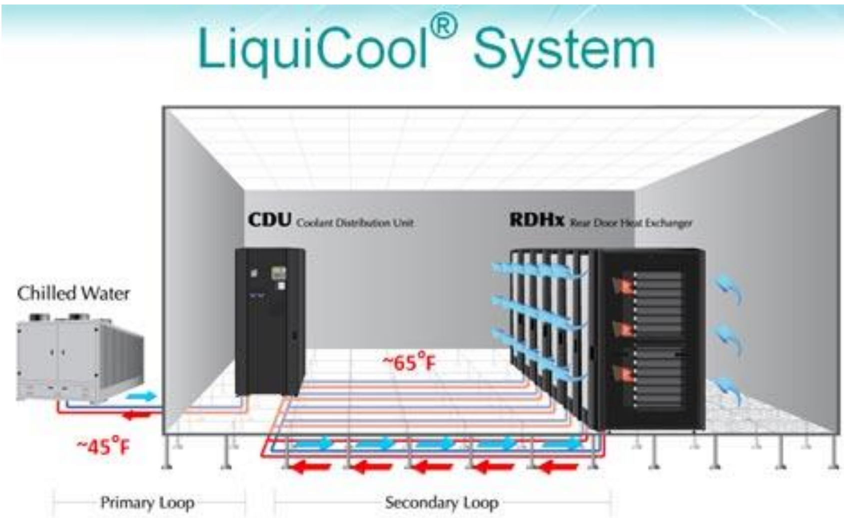


圖 4.6-10 背板式(RDHx)機櫃冷卻系統應用示意圖(圖片來源：Vette)

4.7 開放式與密閉式冷卻型態說明

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，空調系統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 4.6-10 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[11] 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 [20]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。

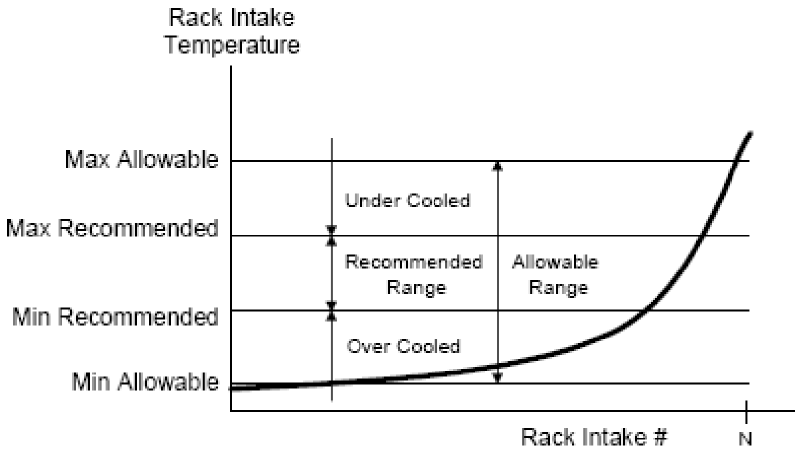


圖 4.8-1 操作溫度之建議、允許溫度範圍[11]

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

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 ℃

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

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 ℃

△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。

$$SHI = \left[\frac{\sum_j \sum_i ((T_{in}^r)_{i,j} - T_S)}{\sum_j \sum_i ((T_{out}^r)_{i,j} - T_S)}\right] \times 100\% \tag{4.4}$$

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 資料中心之能源效率評估與電力系統節能技術

5.1 評估資料中心能源效率指標

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，但各資料中心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，而資料中心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，較難客觀評估出資料中心能源使用的合理性。

目前國際間對於資料中心耗能評估基準，普遍是採用 Green Grid 協會所訂定之 PUE 能源評估指標。ISO/IEC 國際標準組織於 2016 年出版 ISO/IEC 30134-2:2016 正式將 PUE 量測方式制定成為規範。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

PUE 指標之設定目標可參考美國綠建築學會 LEED 綠建築評估系統之能源評估必要條件所要求，如表 5.2-1 所示(ASHRAE, 2016)。ASHRAE 之 PUE 規範包含評估尖峰電功率(kW)之 PUE0 與評估全年能源使用(kWh)之 PUE1，都不可大於表 5.2-1 所示之基準值。PUE0 之定義是指資訊機房的總消耗電功率(kW)除以 UPS 輸出電功率(kW)，ASHRAE 規範在冷卻設計的氣候條件下(1%的外氣乾球溫度極值典型氣候條件)，IT 設備分別在 100%負載及 50%負載時，最大 PUE0 都不可大於表 5.2-1 所示之基準值。PUE1 之定義是指資訊機房的全年總消耗電能(kWh)除以 UPS 全年總輸出值電能(kWh)。以台中以北氣候區(2A 氣候區)而言，PUE 值至少須達 1.49 以下，台中以南(1A 氣候區)須達

1.61 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 1.63 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 1.49 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 67%，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 8%，則該設施系統都有節能改善的空間。

表 5.2-1 美國冷凍空調學會訂定之全球氣候區 PUE 標準

Climate Zone	PUE[a]
0A	1.64
0B	1.62
1A	1.61
1B	1.53
2A	1.49
2B	1.45
3A	1.41
3B	1.42
3C	1.39
4A	1.36
4B	1.38
4C	1.38
5A	1.36
5B	1.33
5C	1.36
6A	1.34
6B	1.33
7	1.32
8	1.30

a. *PUE0* and *PUE1* shall not include *energy* for battery charging.

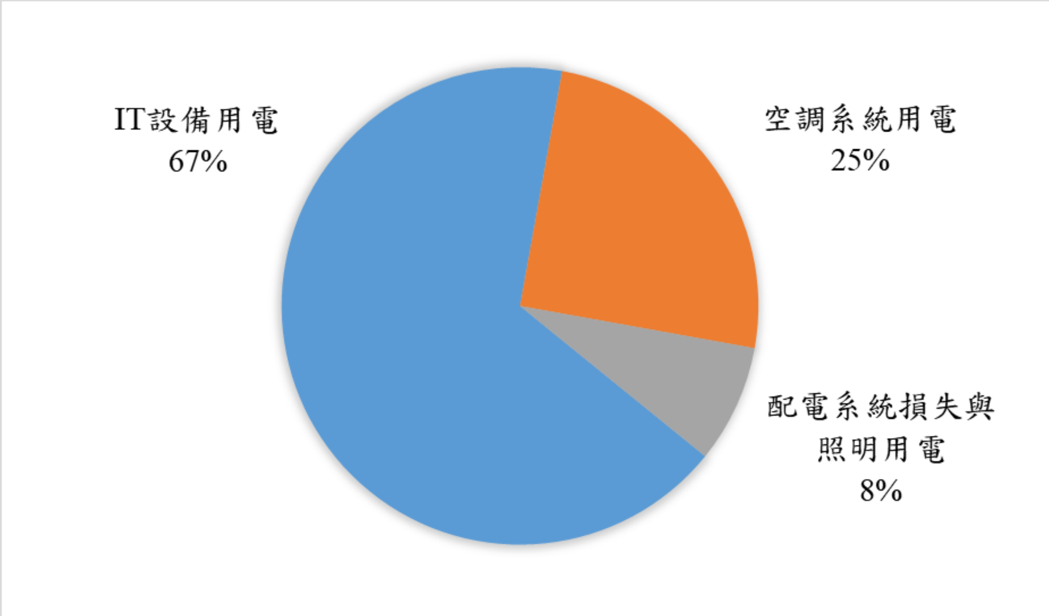


圖 5.2-1 資料中心合理的耗能分配比例

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。
6. IT 設備供電規格以採用 AC 380/220V 為主，減少電壓轉換損失。
7. UPS 之後所裝設之靜態自動切換開關(STS)宜越少越好，以減少該設備傳送損耗。

第六章 節能測試案例分析

6.1 資料中心節能測試案例分析

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(107)年度取樣七個空調設置狀況不同之機房案例進行量測，機房內各取樣一至三個機櫃以溫、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. 案例一

(1) 系統概述

A. 電力系統

設有 4 台 UPS(400KVA)，UPS-1 與 UPS-2 並聯，UPS-3 與 UPS-4 並聯，供應機房 IT 設備使用，UPS 容量合計 1,600KVA。

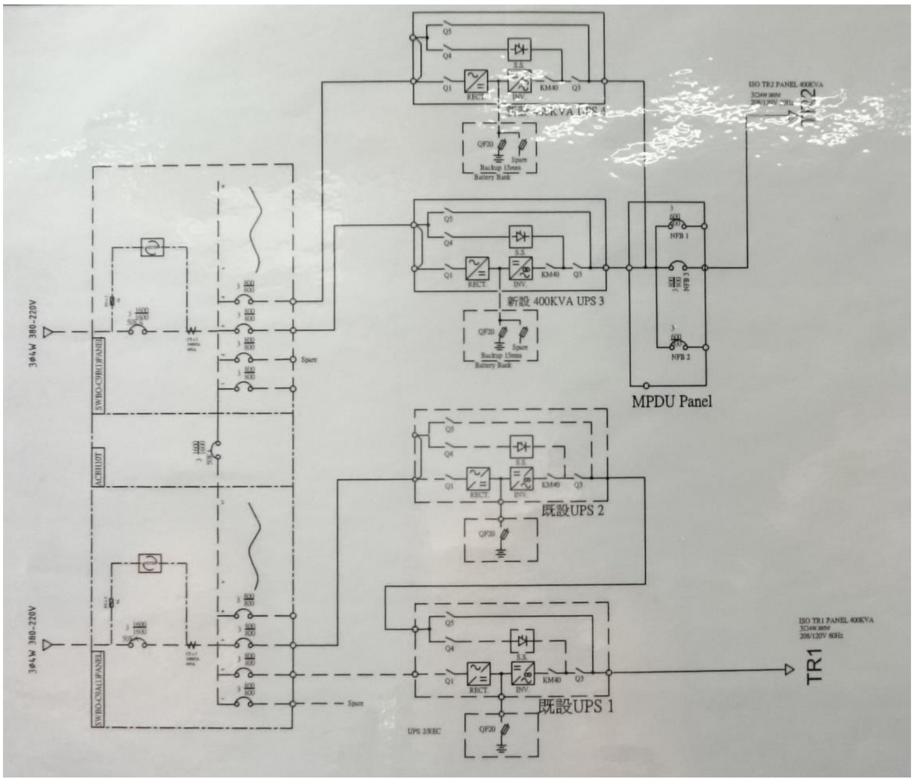


圖 6.1-1 案例一 UPS 系統單線圖

B. 空調系統

採用 2 台 248 RT 螺旋式冰水主機(額定耗電 190 kW，額定效率 0.77 kW/RT，2000 年製)，兩台主機互為備援，供應機房空調使用。平常開啟一台主機，兩台主機交替運轉，開機時間為 24 小時。空氣側部分採用電腦機房專用下吹式空調箱 20RT 10 台供應空調至現場使用。

C. 氣流管理模式

機房空調採高架地板送風，由電腦機房專用空調箱供應機櫃所需空調，目前機房內受限於多數機櫃已設置多年，機櫃位置與方向皆無法改變，無法有效分離冷熱氣流；部分區域雖有建置冷熱通道，但整體機房冷熱氣流分離效果有限。

圖 6.1-2 案例一機房機櫃配置

(2) 測試結果與分析

A. PUE 量測結果分析

測試期間針對機房耗電設備，以電力分析儀連續紀錄各設備的耗電功率與用電量，測試結果如表 6.1-1 與圖 6.1-3 所示。其中 IT 設備平均耗電 296.4kW，空調設備平均耗電 138.2kW，UPS 損失 35.5kW，其他設備 7.2kW。總耗電量以 IT 設備最高 35,565kWh，占 62.1%；空調 16,584kWh 次之，占 29.0%。

表 6.1-1 案例一設備耗電彙整表

設備名稱	功率 (kW)	耗電量 (kWh)	耗電量占比(%)
IT 設備	296.4	35,565	62.1%
空調設備	138.2	16,584	29.0%
UPS 損失	35.5	4,261	7.4%
其他	7.2	863	1.5%
量測期間 PUE 平均值：1.61			

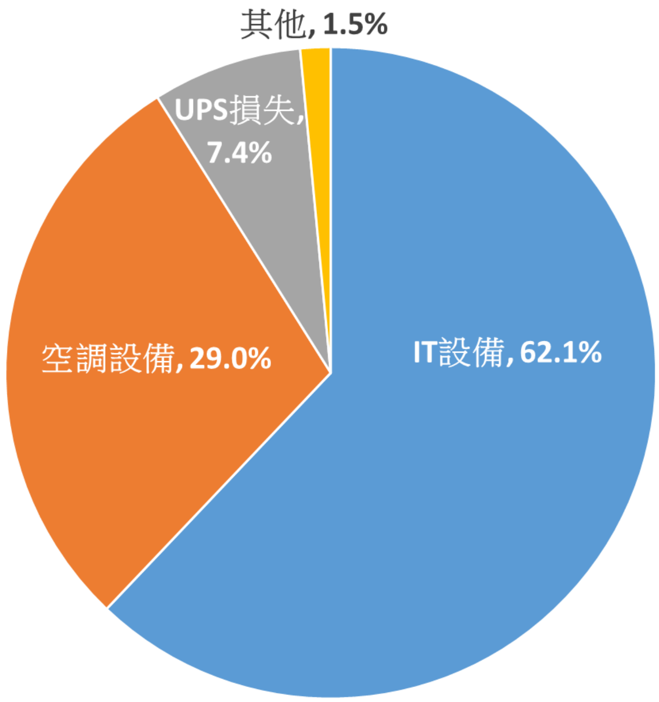


圖 6.1-3 機房設備耗電占比圖

針對不斷電系統(UPS)輸出端與輸入端耗電進行檢測，探討 UPS 的電力損耗、負載量及效率，測試結果如表 6.1-2 與圖 6.1-4。UPS-1 與 UPS-2 並聯系統輸入端平均 164.31kW、輸出端平均 146.8kW，損耗 17.5kW，平均負載率 21.7%，平均效率 89.3%；UPS-3 與 UPS-4 並聯系統輸入端平均 167.6kW、輸出端平均 149.6kW，損耗 18kW，平均負載率 21.9%，平均效率 89.3%。兩個 UPS 並聯系統負載率皆偏低，導致 UPS 效率較差。

表 6.1-2 UPS 運轉狀態數據彙整表

名稱	輸入(kW)			輸出(kW)			損耗 (kW)	負載率 (%)	效率 (%)
	Min	Max	ave	min	max	ave			
UPS-1&2	163.3	165.8	164.3	145.9	148.0	146.8	17.5	21.7%	89.3%
UPS-3&4	166.5	169.4	167.6	148.5	151.3	149.6	18.0	21.9%	89.3%

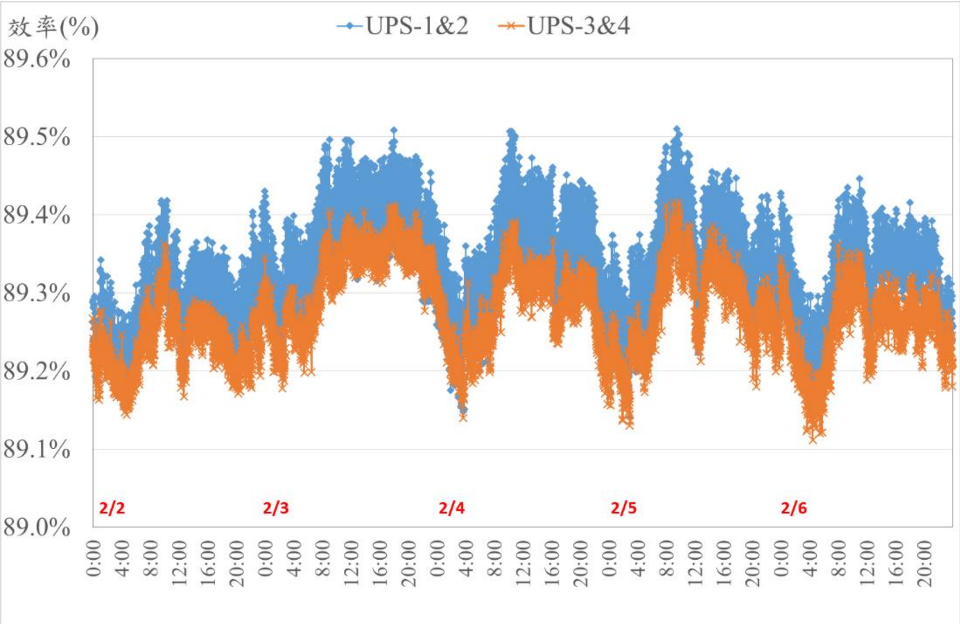


圖 6.1-4 UPS 效率變化曲線圖

PUE 指標以 IT 設備耗電、空調耗電、UPS 損失及其他耗電之和除以 IT 設備耗電計算，測試期間 PUE 指標平均 1.61，如圖 6.1-5。根據美國綠建築評估系統 LEED 之標準，使用 300RT 以上之中央空調冰水主機系統資訊機房，其 PUE 值至少須達 1.49 以下才符合申請 LEED 的基本門檻，因此目前 PUE 指標 1.61 雖低於國內平均值，但與國際標準相比，仍有改善空間。

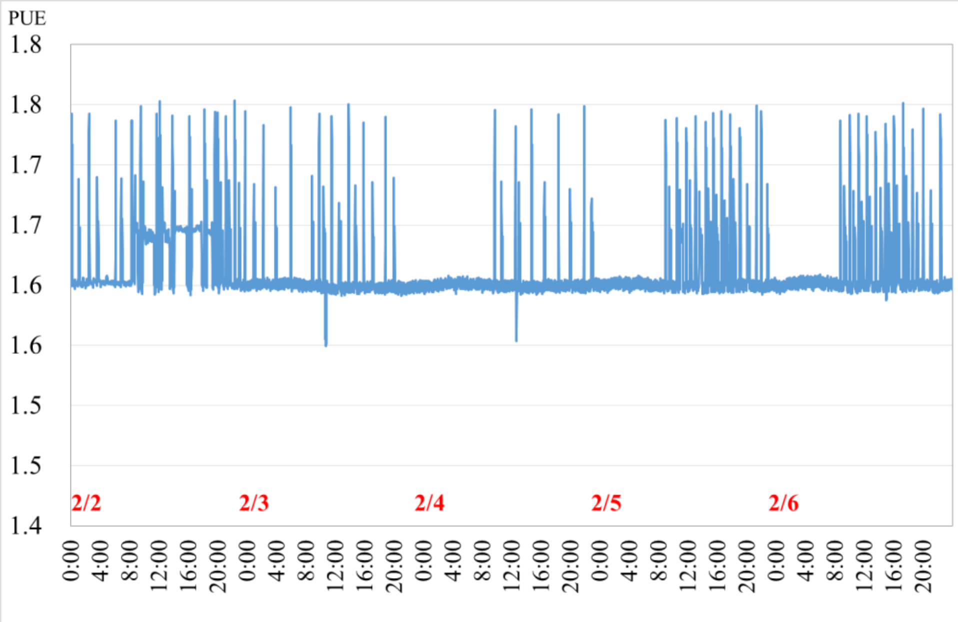


圖 6.1-5 案例一機房 PUE 變化曲線圖

B. 機櫃氣流分配冷卻效率

測試期間取樣一機櫃進行溫溼度量測與分析，並使用溫溼度紀錄器與紅外線熱顯像儀進行量測，測試結果如表 6.1-3 與圖 6.1-6。由測試結果得知，機櫃之 RCI_{HI} 為 68.7%，顯示機櫃進風端溫度超過 ASHRAE 建議 18~27℃範圍；RTI 指標為 205%，代表有熱空氣回流的情形；SHI 指標為 67%，顯示機房氣流混合情形，機櫃進風端之冷空氣受熱氣流影響顯著。

表 6.1-3 案例一溫溼度測試

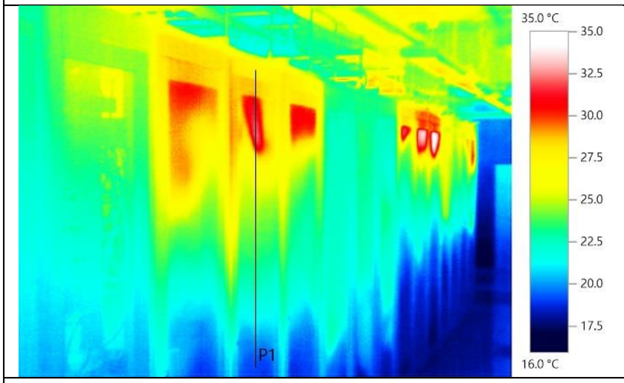
測試機房	案例一		
測試時間	2018/2/7		
測試點	測試位置	db Temp(℃)	RH(%)
1	SA	17	60.4
2	RA	23.9	40.2
3	機櫃下方進風口	17.5	-
4	機櫃中間進風口	22.3	-
5	機櫃上方進風口	31.7	-
6	機櫃下方出風口	18.3	-
7	機櫃中間出風口	29.9	-
8	機櫃上方出風口	33.4	-

ΔT_{RACK}	3.37℃
RCI_{LO}	94.4%
RCI_{HI}	68.7%
RTI	205.0%
SHI	67.0%

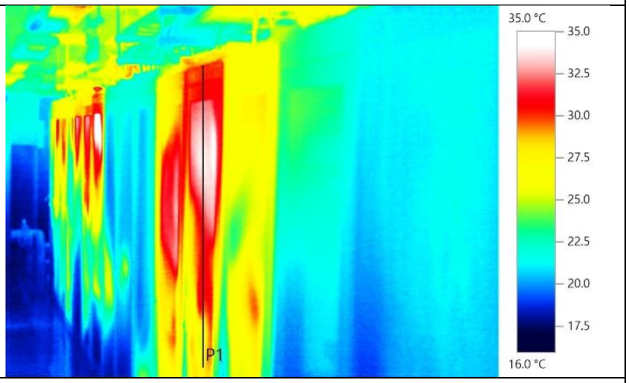
由圖 6.1-6 機櫃溫度分布圖可知，此機櫃在冷通道進風端溫度剖面之平均溫度為 25.2℃，熱通道出風端平均溫度為 30.9℃，冷通道進風端最高溫度仍有 32.1℃，顯示部分熱空氣透過機櫃內部直接回流至進風端，造成進風溫度上升，導致空調送風效率低。

機櫃 N19-冷通道

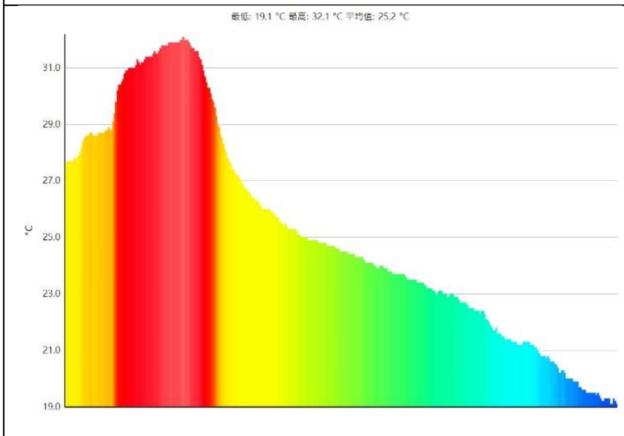
機櫃 N19-熱通道



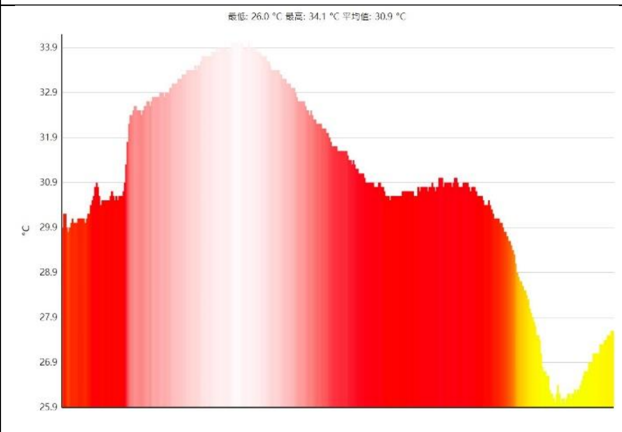
機櫃 N19-冷通道溫度分布



機櫃 N19-熱通道溫度分布



機櫃 N19-冷通道溫度剖面



機櫃 N19-熱通道溫度剖面

圖 6.1-6 機櫃溫度分布圖

(3) 結論與建議

A. 結論

在 PUE 指標分析部分，測試期間 PUE 指標平均 1.61，雖低於國內平均值，但與國際標準 1.49 相比，仍有改善空間。在機櫃氣流分配冷卻效率指標分析部分，機櫃之 RCI_{HI} 為 68.7%、RTI 指標為 205%、SHI 指標為 67%，顯示機櫃有熱空氣回流的情形

產生，且機櫃進風端之冷空氣受熱氣流影響顯著，機櫃內部因熱氣回流導致部分進風端溫度超過 ASHRAE 建議範圍。

B. 建議

a. UPS1&UPS2 並聯系統負載率平均 21.7%，效率 89.3%；UPS3&UPS4 並聯系統負載率平均 21.9%，效率 89.3%，負載率偏低，效率較差，建議未來可評估合併負載，提升 UPS 效率。

b. 目前機房有部分區域有建置冷熱通道，但部分熱通道處之地板仍有配置冷氣出風口，導致氣流分配不均勻與氣流洩漏，建議移除熱通道之冷氣出風口。

c. 由熱顯像儀量測結果得知，部分發熱量較大之機櫃，熱空氣直接由機櫃內部短循環至機櫃進風端，導致機櫃進風溫度上升，產生局部熱點，造成內部 IT 設備散熱不良，建議於機櫃空格處加裝封板，減少熱氣短循環情形。

2. 案例二

(1) 系統概述

A. 電力系統

共設有 4 台 UPS(60kVA)，UPS-1 與 UPS-2 並聯，UPS-3 與 UPS-4 並聯，於資訊機房中另有 1 台模組化 UPS_1 (150kVA)供應機房 IT 設備使用，UPS 總容量合計為 390kVA，量測期間 UPS-2 以及 UPS-3 未啟用。

B. 空調系統

採用 1 台 20 RT 電腦室箱型機(額定耗電 18.5 kW，額定效率 0.93 kW/RT)、2 台 15 RT 電腦室箱型機(額定耗電 13.2 kW，額定效率 0.88 kW/RT)、1 台 7.5 RT 水冷式箱型機、2 台 18 RT 氣冷式箱型機，供應資訊機房空調使用。運轉模式：平常開啟 1 台 20 RT 主機、2 台 15 RT 主機及 1 台 7.5RT 水冷式箱型機，夏季負載升高時開啟氣冷式箱型機，開機時間為 24 小時。

C. 氣流管理模式

機櫃排熱回風通道與機房內其餘空間隔離，空調採高架地板送風，冷空氣吸入機櫃後經過天花板回風，由電腦室箱型機供應機櫃所需空調。

圖 6.1-7 案例二機房機櫃配置

(2) 測試結果

A. PUE 量測結果分析

測試期間針對案例二耗電設備，以電力分析儀連續紀錄各設備的耗電功率與用電量，測試結果如表 6.1-4、圖 6.1-8 及圖 6.1-9 所示。其中 IT 設備平均耗電 56.04kW，空調設備平均耗電 30.74kW，UPS 損失 7.69kW，其他設備 0.54kW。總耗電量以 IT 設備最高 6,725kWh，占 59.0%；空調設備耗電 3,688kWh 次之，占 32.4%。

表 6.1-4 資訊機房設備耗電彙整表

項目	平均耗電 (kW)	耗電量 (kWh)	占比(%)
IT 設備	56.04	6,725	59.0%
空調設備	30.74	3,688	32.4%
UPS 損失	7.69	923	8.1%
其他	0.54	65	0.6%
量測期間 PUE 平均值：1.70			

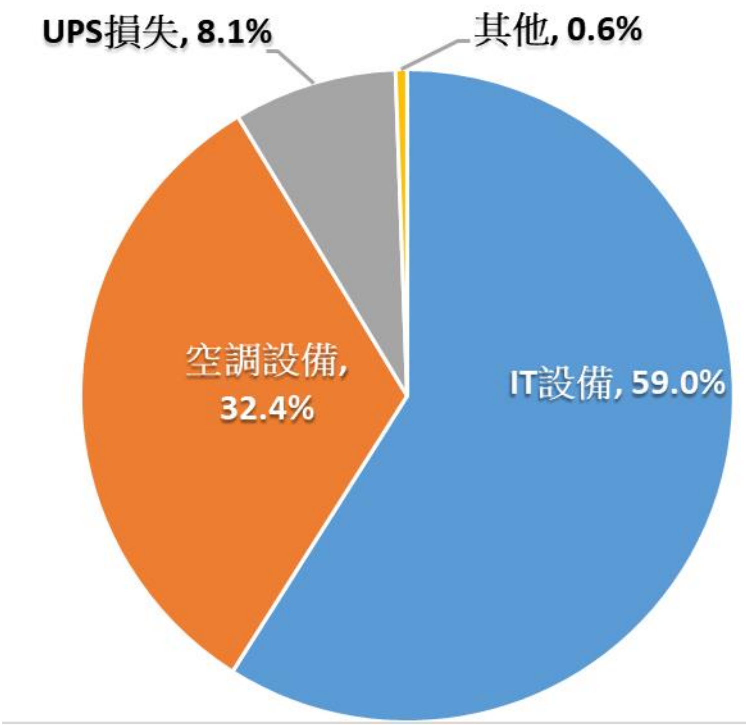


圖 6.1-8 案例二設備耗電占比圖

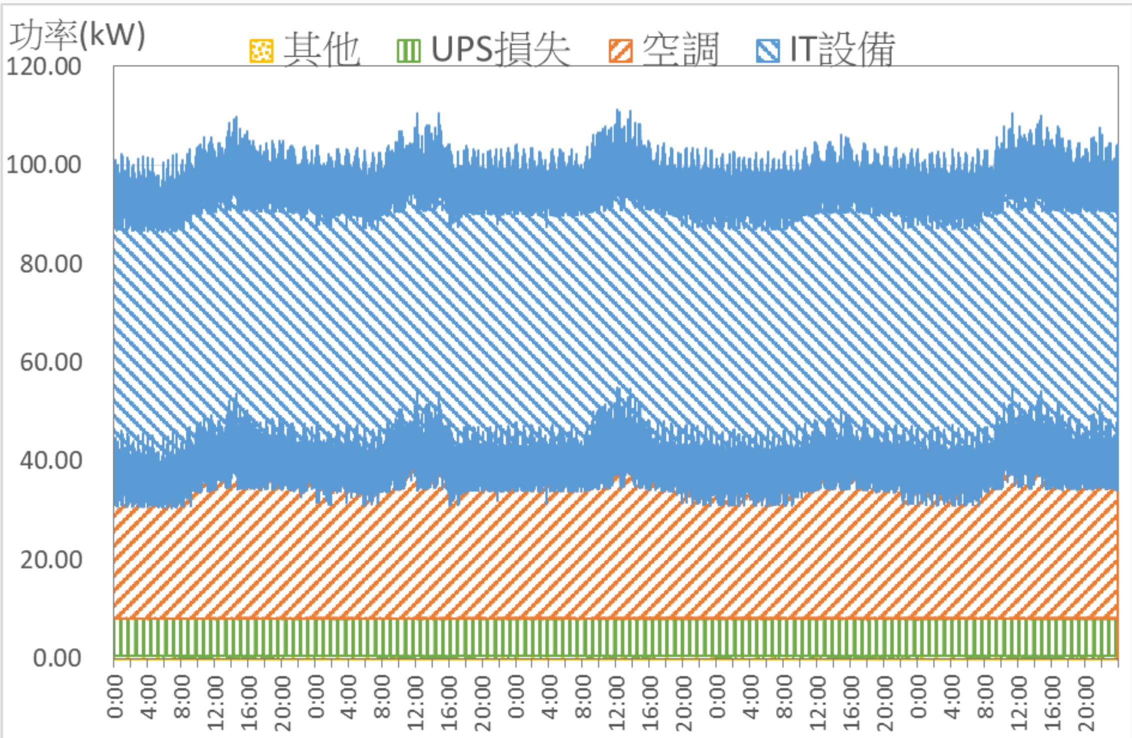


圖 6.1-9 資訊機房設備耗電堆疊圖

B. 機櫃氣流分配冷卻效率

測試期間針對案例二取樣 3 座機櫃(RACK-B7, RACK-C7, RACK-P3)進行溫溼度量測與分析，並使用溫

溼度紀錄器與紅外線熱顯像儀進行量測，測試結果如表6.1-5~表6.1-7與圖6.1-10~圖6.1-11。由測試結果得知，機櫃之 RCI_{HI} 分別為57.4%、87.2%、84.0%，顯示機櫃進風端之部分溫度超過ASHRAE建議18~27℃範圍，SHI指標分別為0.54、0.51、0.38，顯示機櫃B7、C7有氣流混合情形，機櫃進風端之冷空氣受熱氣流影響顯著。RTI指標分別為131.7%、177.0%、148.9%，代表有熱空氣回流的情形。

表 6.1-5 案例二溫溼度測試 RACK-B7

測試機房	案例二		
機櫃編號	RACK-B7		
測試時間	2018/3/13		
測試點	測試位置	DB Temp(℃)	RH(%)
1	SA	20.28	71.33
2	RA	28.26	62.76
3	機櫃下方進風口	24.23	62.76
4	機櫃中間進風口	24.23	52.54
5	機櫃上方進風口	33.38	32.41
6	機櫃下方出風口	29.91	43.67
7	機櫃中間出風口	33.72	34.11
8	機櫃上方出風口	36.4	29.38
ΔT_{RACK}	6.06		
RCI_{LO}	100.00%		
RCI_{HI}	57.40%		
RTI	131.70%		
SHI	0.54		

表 6.1-6 溫溼度測試 RACK-C7

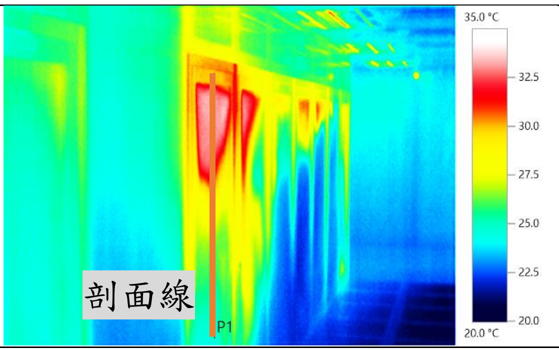
測試機房	案例二		
機櫃編號	RACK-C7		
測試時間	2018/3/13		
測試點	測試位置	DB Temp(℃)	RH(%)
1	SA	20.28	71.33
2	RA	28.26	43.98
3	機櫃下方進風口	22.5	66.2
4	機櫃中間進風口	23.47	62.34
5	機櫃上方進風口	28.92	43.43
6	機櫃下方出風口	23.52	58.92
7	機櫃中間出風口	33.16	35.76
8	機櫃上方出風口	31.74	37.54
ΔT_{RACK}	4.51		
RCI_{LO}	100.00%		
RCI_{HI}	87.20%		
RTI	177.00%		
SHI	0.51		

表 6.1-7 資訊機房溫溼度測試 RACK-P3

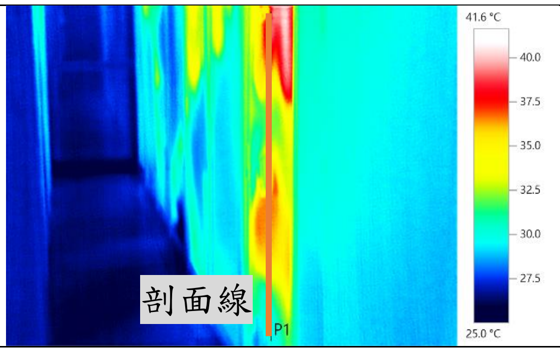
測試機房	案例二		
機櫃編號	RACK-P3		
測試時間	2018/3/13		
測試點	測試位置	DB Temp(℃)	RH(%)
1	SA	20.28	71.33
2	RA	28.26	43.98
3	機櫃下方進風口	29.4	37.99
4	機櫃中間進風口	20.55	71.64
5	機櫃上方進風口	20.71	71.78
6	機櫃下方出風口	30.6	38.01
7	機櫃中間出風口	26.74	47.82
8	機櫃上方出風口	29.4	37.99
ΔT_{RACK}	5.36		
RCI_{LO}	100.00%		
RCI_{HI}	84.00%		
RTI	148.90%		
SHI	0.38		

機櫃 RACK B7-冷通道

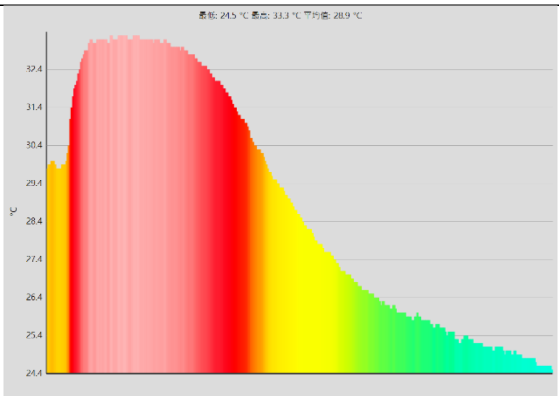
機櫃 RACK B7-熱通道



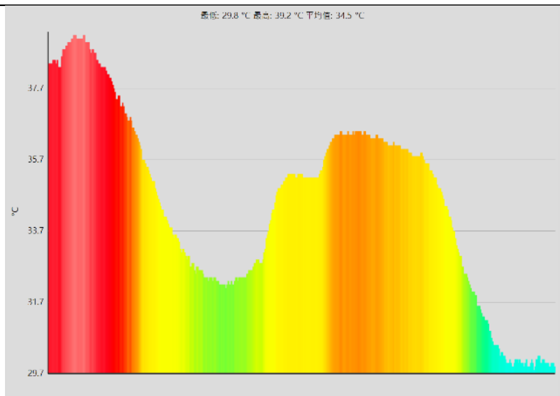
機櫃 RACK B7-冷通道溫度分布



機櫃 RACK B7-熱通道溫度分布



機櫃 RACK B7-冷通道溫度剖面



機櫃 RACK B7-熱通道溫度剖面

圖 6.1-10 案例二機櫃 RACK B7 溫度分布圖

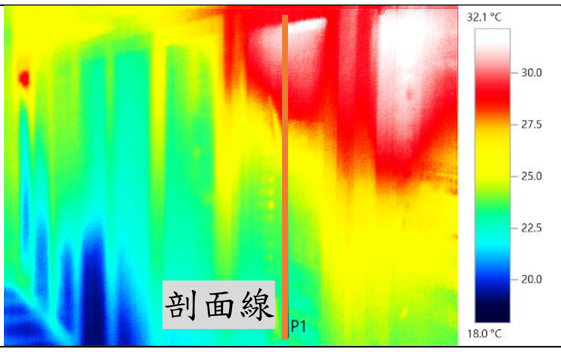
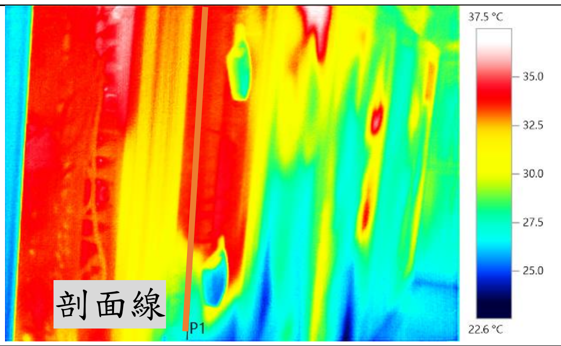
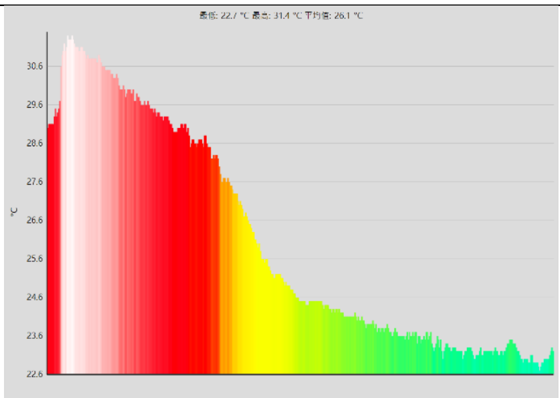
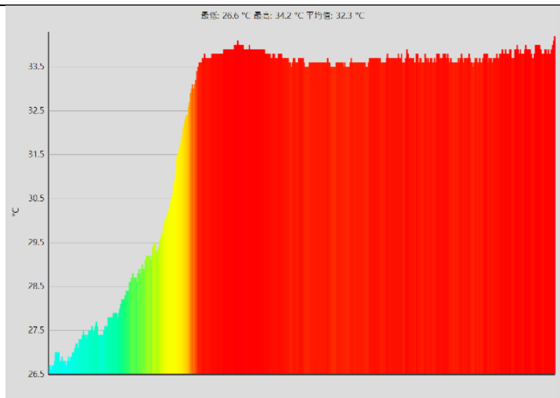
	
機櫃 RACK C7-冷通道	機櫃 RACK C7-熱通道
	
機櫃 RACK C7-冷通道溫度分布	機櫃 RACK C7-熱通道溫度分布
	
機櫃 RACK C7-冷通道溫度剖面	機櫃 RACK C7-熱通道溫度剖面

圖 6.1-11 案例二機櫃 RACK C7 溫度分布圖

由圖 6.1-10 機櫃溫度分布圖可知，RACK-B7 機櫃在冷通道進風端溫度剖面之平均溫度為 28.9℃，熱通道出風端平均溫度為 34.5℃，冷通道進風端最高溫度仍有 33.3℃；RACK-C7 機櫃在冷通道進風端溫度剖面之平均溫度為 26.1℃，熱通道出風端平均溫度為 32.3℃，冷通道進風端最高溫度仍有 31.4℃，以上數據顯示部分熱空氣透過機櫃內部直接回流至進風端，造成進風溫度上升，空調

送風效率低落。

(3) 結論與建議

A. 結論

在 PUE 指標分析部分，測試期間 PUE 指標平均 1.70，與國際標準 1.49 相比，仍有改善空間。

在機櫃氣流分配冷卻效率指標分析部分，RCI_{HI} 指標低於 90%顯示機櫃有熱空氣回流的情形產生，且機櫃進風端之冷空氣受熱氣流影響顯著，機櫃內部因熱氣回流導致部分進風端溫度超過 ASHRAE 建議範圍。RTI 指標高於 100%表示機房空調氣流分佈有熱空氣回流的狀況，本次量測中以 RACK-C7 機櫃位置最為明顯。

目前部分負載較高之機櫃上方有熱點現象產生，可能原因有：1.機櫃內伺服器設備擺放方向與氣流方向不同。2.地板送風之冷空氣氣流不平衡，或高架地板下空氣流道堵塞、壓損較高，風機靜壓不足而無法抵達機櫃高處。

B. 建議

a. UPS-1&UPS-2 並聯系統負載率平均 39.3%，效率 85.9%；UPS-3&UPS-4 並聯系統負載率平均 40.4%，效率 84.6%，負載率偏低，效率較差，建議未來可評估合併負載，或於未來擴充時改採小型、模組化設計以靈活應對負載擴充的需求，盡可能提高 UPS 負載率運轉於效率最高點。

b. 以環境控制的角度而言，應盡量將高負載設備集中管理，最佳化控制冷卻區域。機櫃內閒置插槽應以擋板隔離，減少氣流短循環的情形發生。

c. 機房空調建置冷熱通道並採用高架地板出風、天花板風管回風設計，以紅外線熱顯像儀量測結果得知，部分熱點集中於機櫃高處，建議檢查機櫃內伺服器等設備擺放方向是否一致、閒置插槽是否封閉隔離、高架地板是否有堵塞情形影響靜壓。

另可透過適度減少靠近高架地板冷通道前端的出風口密度，針對氣流作平衡調整，以確保流道末端也有足夠的風量供應。

3. 資料中心能源效率取樣調查結果

(1) 101~102 年取樣測試結果

針對 10 家既設資料中心進行能源使用效率訪查，分析各機房 PUE 指標及機房內溫度分布狀況，探討現場問題以及可行之節能技術及改善措施。資料中心機房用途以及氣流設計類型如表 6.1-8，調查發現多數機房無冷熱氣流隔離設計，造成機房溫度、氣流場混亂。彙整能源使用效率指標 PUE 值量測結果為 1.70 ~ 2.14，平均值為 1.84，如圖 6.1-12 所示。

表 6.1-8 10 家資料中心量測資料表（101 年至 102 年）

編號	分類	機房類型	空調型式	氣流設計類型	能效指標(PUE)
1	政府機關	複合用途	電腦室箱型機	高架地板送風/熱通道自然回風	2.06
2	政府機關	資料中心	混合空調系統	高架地板送風/無冷熱通道隔離	1.70
3	政府機關	資料中心	電腦室箱型機	高架地板送風/無冷熱通道隔離	1.78
4	政府機關	複合用途	冰水共用/電腦室箱型機	高架地板送風/熱通道自然回風	1.84
5	電信公司	資料中心	室內箱型主機	無冷熱通道隔離	1.80
6	政府機關	資料中心	電腦室箱型機	高架地板送風/熱通道隔離	1.78
7	政府機關	複合用途	電腦室箱型機	高架地板送風/無冷熱通道隔離	1.77
8	政府機關	資料中心	機房專用機櫃式空調箱/分離式冷氣	無冷熱通道隔離	2.14
9	政府機關	複合用途	室內箱型主機/分離式冷氣	高架地板送風/無冷熱通道隔離	1.75
10	電信公司	資料中心	電腦室箱型機	高架地板送風/熱通道自然回風	1.77

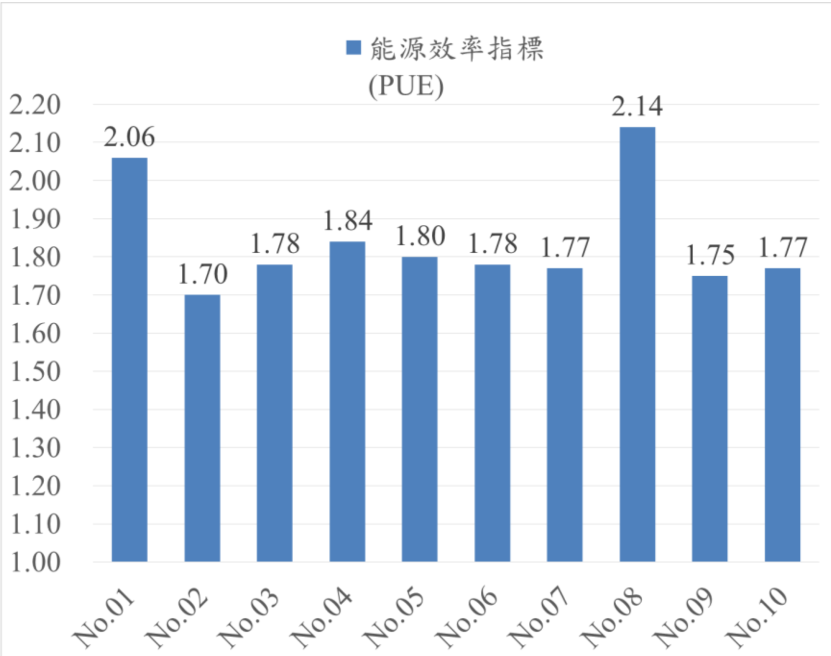


圖 6.1-12 10 家資料中心量測 PUE 值（101 年至 102 年）

統計資料中心取樣測試常見空調回風設計採用無風管自然回

風，且出、回風口距離太接近，造成氣流短循環，無法有效率的冷卻機櫃。另空調無冷熱通道氣流隔離設計，造成機房溫度場混亂，產生局部熱點，空調之溫控感測點規劃設置不易，空調箱及空調主機頻繁切換，導致系統不穩定。在空調氣流出口處不適當之高架地板開口，造成各出風口氣流分配不均勻，氣流洩漏嚴重。

在設備側常見空調冰水主機老舊效率不佳，或容量超量設計，導致主機冰水進出口溫差過小，設備啟停頻繁。在資料中心高顯熱比的空調環境中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。電力部分則常見 UPS 及配電系統過大設計，造成電力系統低負載、運轉於低效率點。現場資訊設備配線系統雜亂阻礙氣流，亦造成系統更新不易等維運上的困難。

(2) 107 年取樣測試結果

針對影響 PUE 指標的空調系統效率、機櫃氣流分配情形以及 UPS 損耗進行實際量測，分析各項設備耗電占比與 PUE 值變化的可能原因，彙整量測結果如表 6.1-9。

表 6.1-9 107 年度資料中心取樣測試資料表

編號	分類	機房類型	空調型式	氣流設計類型	能效指標 (PUE)
11	電信公司	電信機房	冰水共用/ 電腦室箱型機	高架地板送風/ 熱通道自然回風	1.61
12	學校	資料中心	電腦室箱型機	高架地板送風/ 熱通道隔離	1.70
13	辦公大樓	資料中心	機房專用機櫃式空調箱	高架地板送風/ 熱通道隔離	1.53
14	電腦機房	資料中心	電腦室箱型機	高架地板送風/ 冷通道隔離	1.71
15	電信公司	電信機房	電腦室箱型機	高架地板送風/ 無冷熱通道隔離	1.56
16	銀行	資料中心	電腦室箱型機	高架地板送風/ 無冷熱通道隔離	1.90
17	電信公司	電信機房	冰水共用/ 電腦室箱型機	高架地板送風	1.42

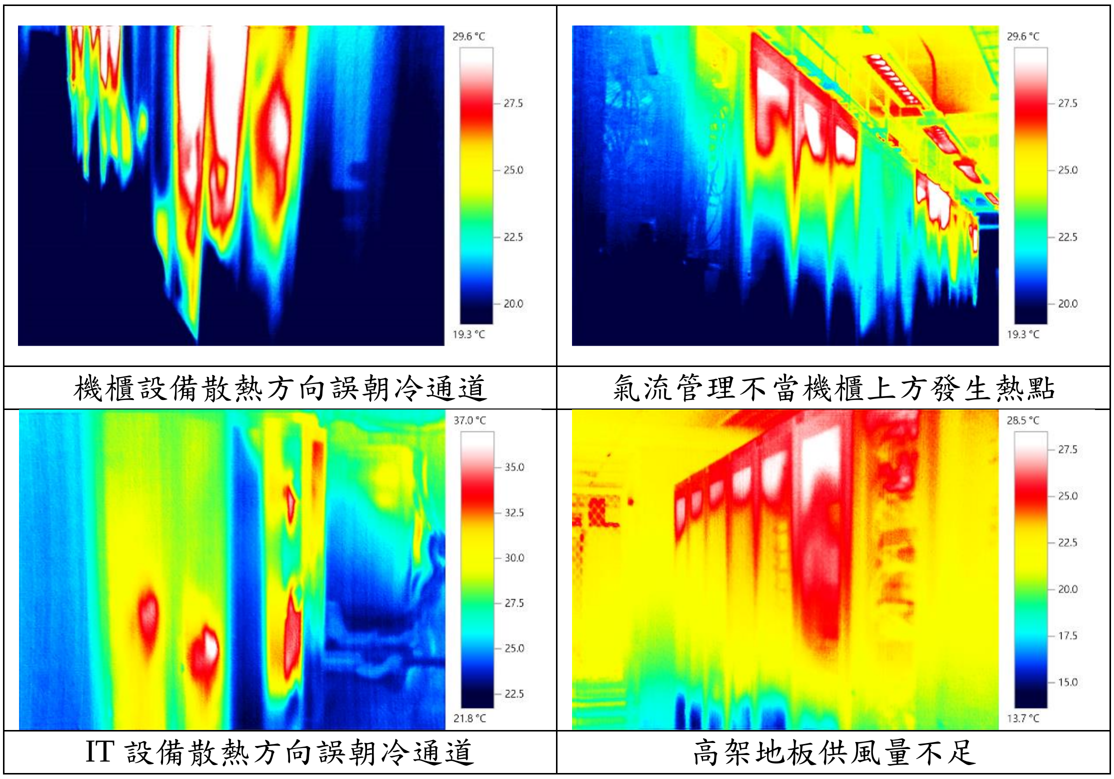
調查 7 座既設資料中心量測 PUE 指標為 1.42～1.90，平均值為 1.63，皆未超過 2.0，優於 101 年至 102 年 10 家資料中心量測平均值 1.84。但仍發現機櫃氣流管理不當的問題，如表 6.1-10 所示，另外以申請 LEED 認證的基本門檻 1.49 來看，尚有節電優化空間。

表 6.1-10 資料中心取樣測試現況問題

編號	分類	能效指標 (PUE)	現況問題
11	電信公司	1.61	1. 機櫃內部短循環，應加裝盲蓋板引導氣流。 2. 熱通道之高架地板誤開送風口導致混風。 3. UPS 平均負載率僅 21.9%(效率 89.3%)，建議整併負載或改用高效率設備或以小型模組化設計提高效率。
12	學校	1.70	氣流分布不均，機櫃有熱氣回流，且上方有熱點產生，應加裝盲蓋板並檢討機櫃內 IT 設備安裝散熱方向正確性。
13	辦公大樓	1.53	1. 機櫃有進風溫度過低、冷空氣旁通問題，建議提高空調設定溫度。 2. 中央冰水系統供應各層樓之冰水有混水現象且過量供應，監控無進出水溫供讀取，無法判讀水系統問題，建議各樓層幹管加裝電磁閥和溫度感測器加以監控。
14	電腦機房	1.71	機房冷熱通道隔離不完全，機櫃進風溫度較低(最低 14℃)且有混風情形，高架地板下線路複雜造成氣流堵塞情形，現場採用通風扇於地板出風口提高終端送風量。
15	電信公司	1.56	機櫃氣流有短循環和熱氣混風回流問題，應於機櫃閒置層加裝盲封蓋板引導氣流改善。
16	銀行	1.9	1. 冷熱氣流未明確隔離導致機房溫度場較混亂，空調氣流有短循環和熱氣回流混風問題，應於機櫃閒置層加裝盲封蓋板引導氣流改善。 2. 高架地板出風量不平衡，風道末端送風靜壓及風量不足。
17	電信公司	1.42	大部分未出租使用之機櫃散熱通道無封閉，導致冷通道氣流直接旁通。

分析本(107)年度量測結果，能源使用效率提高之原因，包含現今機房普遍已有冷熱氣流管理概念，以及空調設備運轉效率的提升。尤其主機側本身耗電平均約占空調系統耗電 60%，由此可見機

房環境氣流管理和設備效率的提升對於能源使用效率影響甚鉅。如圖 6.1-13 所示，機房取樣測試常見機櫃內設備散熱方向擺設與氣流方向不同，且閒置空機架未封閉，導致氣流短循環，有熱氣回流情形，嚴重影響散熱效果，建議應加裝盲蓋板引導氣流。另常見高架地板送風系統，因地板下方佈線複雜阻塞氣流，或未注意氣流平衡導致末端送風口風量及靜壓不足以供應至機櫃高層數區域，於機櫃上方出現熱點現象。



機櫃設備散熱方向誤朝冷通道

氣流管理不當機櫃上方發生熱點

IT 設備散熱方向誤朝冷通道

高架地板供風量不足

圖 6.1-13 資料中心現況問題

除此之外，在電力系統的部分也常見 UPS 設備因過量設計而處於低負載、低效率狀態運轉，產生不必要的功率損失。建議使用單位於未來規劃新建或汰換設備時可考慮採用小型、模組化設計，以靈活應對用電負載需求，另外目前市售 UPS 設備大多有提供節電運轉模式，亦可針對其節能率、侷限性及適用情況進行採納評估。

若使用單位能改善機房氣流場之冷熱氣流混合問題，將有機會依 ASHRAE 建議的機房溫度範圍設定，提高機櫃吸入端空調溫度，進一步節省空調耗能。

6.2 資料中心節約能源案例介紹

1. 和宇寬頻網路股份有限公司

和宇寬頻網路(股)公司為地上 5 層地下 2 層之建築，該單位秉持永續經營、愛護環境的社會責任，多年來不斷推行各項節能及綠化措施：成立環境暨能源管理委員會，進行年度目標及行動計畫追蹤；導入 ISO50001 能源管理系統及 ISO14001 環境管理系統，並通過外部驗證完善能源管理組織及常態運作。相關人員均受完整訓練，並設置超越法規規定人數之合格能源管理人員。

機房每年皆會訂定年度節能目標，目前已執行之節能改善可分為電力系統改善、空調系統改善及建置智慧化能源管理系統等，各系統之節能改善手法說明如下：

圖 6.2-1 和宇寬頻網路(股)公司大樓外觀

(1) 電力系統節能改善

A. 閒置機櫃清理：根據國際資料中心營運研究機構(Uptime Institute)統計，在全美資料中心運算利用率，有高達百分之三十的機櫃是送電中，但沒有提供服務，造成機房空間、空調及電力的三重浪費。和宇寬頻擬定退役機櫃清理計畫，並透過調查、討論及執行，清理機房中已無服務、低服務量及可整併但

送電中的設備，並配合機櫃虛擬化措施降低電力負載。

B. UPS 容量調整：既設 UPS 原為 1,200kVA，功率因數為 0.8，原 UPS 總消耗功率約 350kW。改善後調整 UPS 容量，汰換為 1,000kVA 之 UPS，提高 UPS 負載率，改善後功率因數提高為 0.9，汰換後總消耗功率約 333kW，減少 UPS 電力損耗。

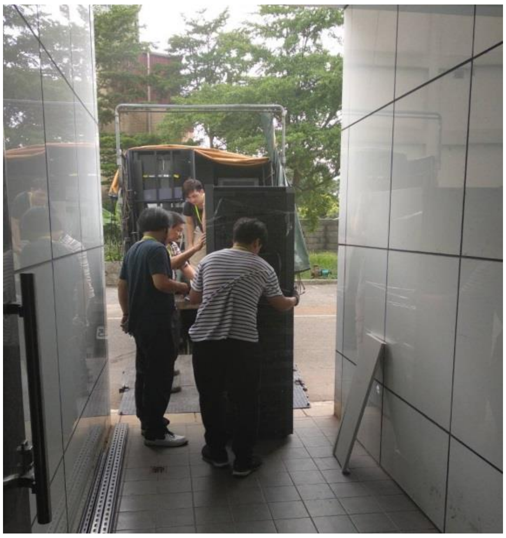
	
IT 設備清理下線	UPS 容量調整汰換

圖 6.2-2 電力系統節能改善措施

(2) 空調系統節能改善

A. 冰水主機汰換：原空調系統採用氣冷式冰水主機，散熱鰭片已鏽蝕，導致冰水主機散熱效果不佳，主機運轉效率低。改善後汰換為 1 台滿液螺旋式冰機與 1 台磁浮變頻離心式冰機，滿液螺旋式冰機作為基載使用，搭配磁浮冰機供應系統所需冰水。磁浮離心機體積小、重量輕、噪音減少 20%，且於部分負載時運轉效率佳。

磁浮變頻離心式冰水主機

滿液螺旋式冰水主機

圖 6.2-3 汰換磁浮變頻式冰機與滿液螺旋式冰機

B. 冷卻水塔改善：空調系統有冷卻水塔 1,000RT×4 座，供應水冷式冰水主機與水冷式箱型冷氣機使用，每座水塔有 2 組 15hp 風扇馬達共計 8 只，現場實際負載約 1,500RT。改善措施先針對水塔散熱鰭片進行汰換，提升冷卻水塔散熱效率；並於 8 只冷卻水塔風扇馬達裝設變頻器，配合外氣濕球溫度調整水塔風扇運轉頻率，節省水塔與冰機耗電。

更換水塔散熱鰭片

冷卻水塔加裝變頻器

圖 6.2-4 冷卻水塔節能改善措施

C. 更換高顯熱空調箱：老舊機房原使用一般空調箱，常見加濕加熱後再降溫除濕的運轉模式，相當耗能，且空調箱已使用超過 15 年，板式熱交換器堵塞造成空調效率不佳。目前已更換為高顯熱機房專用空調箱，顯熱比達 0.9，風量可隨負載調整，藉此提升出風溫度降低空調用電。

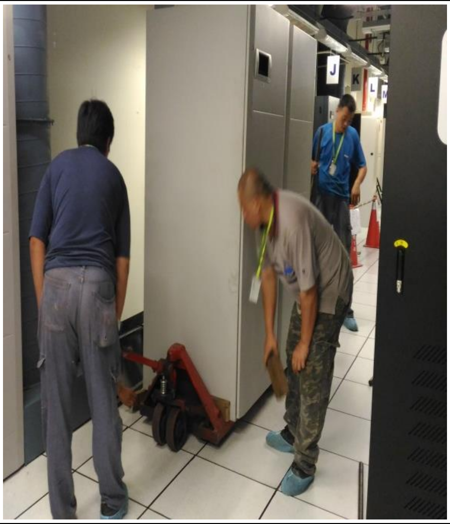
	
舊空調箱拆除作業	高顯熱電腦機房專用空調箱

圖 6.2-5 機房更換為高顯熱空調箱

D. 機房冷熱通道建置：傳統 IDC 機房因混風嚴重，出風溫度需調低，改善後於機房中建置冷熱通道，並採用冷通道封閉，減少冷風外流，相較於傳統 IDC 機房可節能 15%。

	
機櫃冷通道封閉	

圖 6.2-6 機房冷熱通道建置

(3) 建置智慧能源監控系統

建置智慧能源監控系統，統計各機房人員進出數量，定時關閉無使用機房照明燈具，並監控主要耗能設備及各樓層用電量，調整設備用電達最佳化。

	
各樓層機房照明與人流控制	各設備能源監控

圖 6.2-7 智慧能源監控系統

2. 台達電子瑞光大樓綠色機房

台達電子(Delta)瑞光大樓綠色機房是由原本 2 樓展示空間改建而成，從機房設計到機櫃、配電、空調、UPS 及管理平台導入，皆由台達自行升級改造，從規畫、建置到完工僅花不到 1.5 個月就全部完成，比起一般企業機房建置快上許多。主要是因為所有機房設備，除了伺服器和網路設備外，幾乎都是採用標準化設備，減少客製生產的時間。

機房整合自家新一代資料中心基礎設施解決方案(InfraSuite)，以達到高效節能為目標，並依使用需求分別設計 Tier 2 及 Tier 3 兩種等級的機房可靠度，提供台達 IT 設備進駐使用。另外機房外也加裝了即時監控的電視牆，讓管理人員能以視覺化方式查看機房設備使用狀況，自啟用後已陸續將內湖兩棟大樓資料中心的主要 IT 設備及系統遷入。此機房主要特色說明如下：

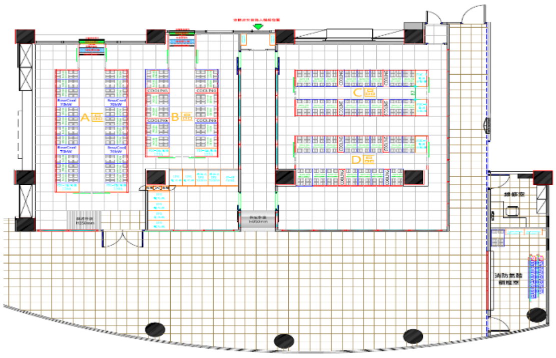
	
機房配置平面圖	機房入口監控電視牆

圖 6.2-1 瑞光大樓綠色機房

(1) 機房 PUE 指標

台達關鍵基礎架構事業部業務經理林士基表示，經過模擬計算後，此機房年度 PUE 值預估可以達到 1.43，相較於業界平均 1.63 表現還要更好，甚至依照目前實際運作於新機房 IT 設備，透過搭配大樓本身的冰水系統，白天 PUE 值也能測得 1.38 的數值，即便是夏天沒有開啟自然冷卻功能，機房的 PUE 值也能維持在 1.5 左右。

(2) 可靠度需求

機房共可容納 63 個機櫃，並依照不同的使用可靠度將機房區分為 AB 區及 CD 區兩個區塊，其中 AB 區機房採用的是 Tier 2 等級可靠度設計，共配置了 32 個機櫃，相較於一般 IDC 機房機櫃僅提供約 2 kW 至 3kW 用電量，在 AB 區每個機櫃可提供約 11kW 用電量，幾乎是一般機房的 4 倍。此外，機櫃採用模組化設計來提升機櫃內的使用空間，機櫃面板則採用蜂巢式開孔，通孔率達七成，有助於機櫃設備散熱冷卻。

CD 區機房採用的是可靠度更高的 Tier 3 等級設計，電力系統為雙迴路供電，空調冰水系統採用雙系統環形迴路供應，就算一端的冰水管發生故障也能夠利用環形迴路的另一側維持冰水輸送。空間配置最多可安裝 31 個機櫃，每個機櫃則可供給約 6kW 用電量。

在備援機制上，AB 區及 CD 區機房皆採用 2N+1 雙迴路供電，在每排機櫃前方各設有一台精密配電櫃(PDC)分配電力使用，另外配置了 2 台模組化 UPS 不斷電系統，每組可提供約 200kW 用電量，並可靈活應對用戶需求擴充容量。

圖 6.2-2 模組化 UPS 系統

圖 6.2-3 精密配電櫃

(3) 氣流管理

A. 冷通道封閉：AB 區採用的是冷通道封閉，透過在機櫃列前後兩端安裝封閉自動門，將空調冷風限縮在機櫃區域內，讓冷熱氣流

確實區隔以增加空調使用效率。機櫃與機櫃之間配置機櫃式空調並搭配台達冰水空調系統，經由水平式送風將冷空氣送至 IT 設備。另外全區機房內都設有自然冷卻機制，可於冬季外氣溫度條件達到設定值時，引入室外冷空氣進行自然冷卻以節省空調系統耗能。

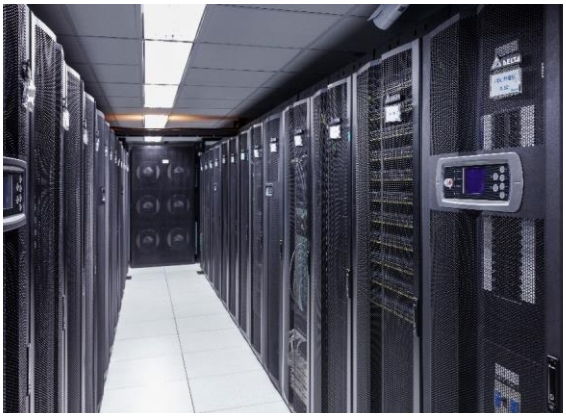
	
機櫃列前後兩端安裝封閉自動門	冷通道內部

圖 6.2-4 AB 區機櫃配置採冷通道封閉

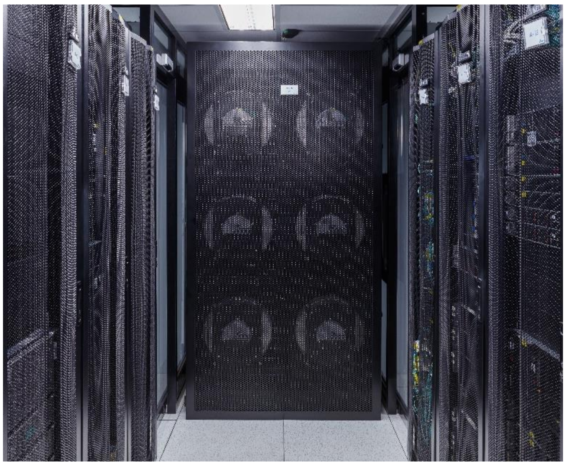
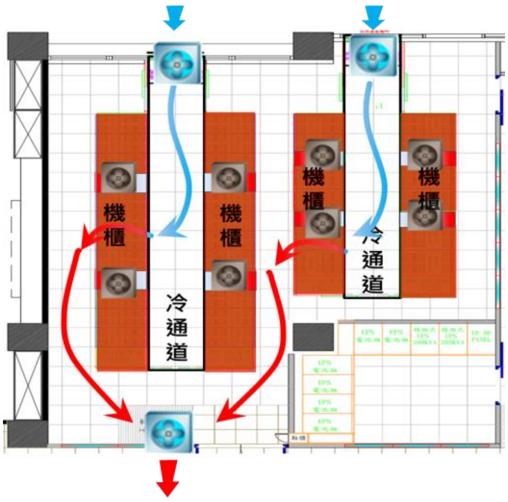
	
自然冷卻系統換氣風扇	自然冷卻系統氣流分佈方向

圖 6.2-5 自然冷卻系統

B. 熱通道封閉：CD 區採用的是熱通道封閉，透過將兩排背面相對的機櫃上方封閉起來，讓熱空氣可透過機櫃上方通道回到空調箱處理降溫以後，再回到 IT 設備前端循環。因為 CD 區進駐的設

備，規劃上多以 24 小時不間斷運作的資訊設備為主，如 ERP 系統、資料庫系統等，故採用熱通道隔離設計，若遭遇空調或電力系統無法使用等緊急情況時，可即時引出機房內的熱空氣來延遲 IT 設備的熱當時間。另外機房也可透過自然冷卻系統作為機房的緊急散熱之用。

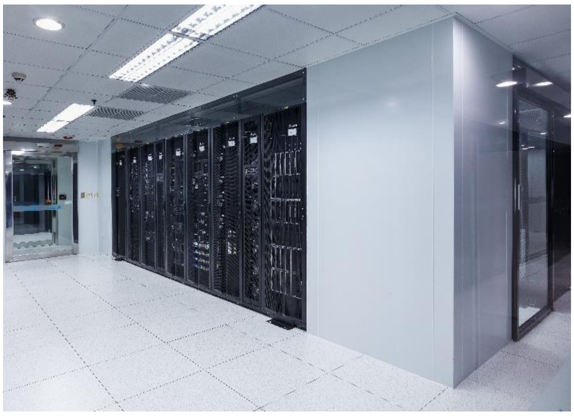
	
CD 區冷通道	CD 區採用熱通道封閉

圖 6.2-6 CD 區機櫃配置採熱通道封閉

(4) 資料中心 DCIM 管理平台

機房採用了台達資料中心基礎設施管理平台(Data Center Infrastructure Management，DCIM)，可提供完整的即時監控，包括基礎設施、能源管理、電力系統、製冷系統、環境監控及保全系統。這套 DCIM 管理平台，可以容許最多 64 位管理者同時上線管控，於 DCIM 輔助監控畫面上可即時顯示目前 IT 設備的運行狀況，如主機運作是否正常、CPU 與記憶體使用率及磁碟機剩餘容量等，並分別以不同顏色標示，提供包括健康、警告、嚴重、離線及維護等設備使用狀況。

DCIM 主畫面則將各個機房設備的分布和監控狀況，透過實體圖形及數字以視覺化的方式呈現。在能源管理方面，可以即時顯示全區機房每小時、每天、每月及每年度的 PUE 值大小，供管理人員評估機房的用電情況。在環境監控上，也能即時顯示出機櫃通道裡的當前

溫濕度、漏水情況，甚至提供消防系統和人員闖入的示警機制等。在保全系統則整合網路數位監控 (NVR)和類比監控系統(DVR)，提供更安全的影像監控保護。

圖 6.2-7 機房設備配置監控儀表板

現階段於 CD 區的設備使用密度最高，大多是存放台達既有的主要資訊系統，如 ERP 系統、資料庫系統等，至於 AB 區機房設備目前使用量較少，未來則規劃作為公司內部模擬設備進駐或提供開發設計使用。

瑞光大樓綠色機房將整合台達總公司及各廠區的資訊機房，成為台達主要 IT 資料中心，未來除了提供統一集中管理，也將達到更好的節能效果。

結語

隨著現今資訊和通訊應用深度與廣度逐年擴大，資料中心之耗能將以幾何級數繼續成長，能源使用成本亦逐年提升，業界對於機房節能解決方案的需求愈加殷切，IT 機房綠化已然成為一門顯學。經取樣調查得知，目前台灣機房 PUE 平均高達 1.63，說明有大量的電實際都被電源供應、UPS、製冷、散熱這些設備給消耗了，而真正用於 IT 設備中的電能很少，改善空間高達 30%以上，因此推動機房之節約能源工作刻不容緩。

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。機房在規劃設置時的 9 項節能重點為(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。尤其主機側本身耗電平均約占空調系統耗電 60%，由此可見機房環境氣流管理和設備效率的提升對於能源使用效率影響甚鉅。

若各機房都能運用以上節能改善重點，透過節約能源降低營運成本，不但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的推動做出貢獻，在環境保護的層面上，亦可減少因能源消耗造成的外部環境成本，減小地球暖化帶來的衝擊，為環境資源的永續利用盡一份心力。

參考文獻

[1] 2009 The Green Grid“Proxy Proposalsfor Measuring Data Center Productivity contributors “，Jon Haas.

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

[3] ASHRAE, ANSI/ASHRAE/IES STANDARD 90.1-2016 – Energy Standard for Buildings.

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

[5] ASHRAE, ASHRAE Datacom Series – Thermal Guidelines for Data Processing Environments –4th Edition, 2015

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

[7] Beaty, D.L. Internal IT load profile variability. ASHRAE J. 2013, 55, 72–74.

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

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

[10]Don Beaty and Tom Davidson, “New Guideline for Data Center Cooling,”

[11]ISO/IEC 30134-2:2016 Information technology -- Data centres -- Key performance indicators -- Part 2: Power usage effectiveness (PUE)

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

1083.

[13]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.

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

[15]Ni, J.; Bai, X. A review of air conditioning energy performance in data centres. Renew. Sustain. Energy Rev. 2017, 67, 625–640.

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

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

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

[19]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.

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

[21]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.

[22]Sadler, R. Video Demand Drives up Global CO2 Emissions. Available

online: http://climatenewsnetwork.net/video-demand-drives-global-co2-emissions/ ,2017).

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

[24]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.

[25]UNFCCC, 2017, ICT Sector Helping to Tackle Climate Change. Available online: https://unfccc.int/news/ict-sector-helping-to-tackle-climate-change, 2017).

[26]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.

[27]Whitehead, B.; Andrews, D.; Shah, A.; Maidment, G. Assessing the environmental impact of data centres Part 1: Background, energy use and metrics. Build. Environ. 2014, 82, 151–159.

[28]台灣綠色生產力基金會, 2017非製造業能源查核年報

[29]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

[30]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。

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

[32]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。

[33]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。

[34]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

[35]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。

[36]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。

[37]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。

[38]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。

[39]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

[40]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。

[41]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。

[42]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

[43]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

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「資料中心節能應用技術指引」之編撰，希望提供業界管理者相關經驗及技術，自我評估節能潛力，進而自發性導入改善工作，藉此加強節約能源教育宣導，提升資料中心能源使用效率，落實全民節約能源共識。

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副教授主筆，及本會陳益祥副理、張誠華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，聘請國立台灣大學 陳希立教授、台北市冷凍空調工程技師公會 鄭正仁技師、遠傳電信股份有限公司高連華副理為審查委員，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，得以使本手冊更加充實和完備。