服務業專屬外氣空調系統
節能技術手冊

經　濟　部　能　源　署　指導

財團法人台灣綠色生產力基金會 編印

中 華 民 國 114 年 11 月

目錄

目錄.....i

圖目錄.....iv

表目錄.....vi

前言.....1

一、專用外氣空調系統特徵.....3

1.1 台灣氣候特性.....3

1.2 服務業傳統空調問題解析.....5

1.3 專用外氣空調系統.....6

1.4 專用外氣空調相關文獻與研究.....8

二、計算與設計方法.....12

2.1 前言.....12

2.2 新鮮風量評估.....13

2.3 設計方法.....18

2.3.1 應用於直膨系統.....19

2.3.2 應用於冰水系統.....24

2.3.3 DOAS 結合 AHU.....27

2.3.4 DOAS 結合風機盤管.....31

2.3.5 實務建議.....34

2.3.6 DOAS 單元常見系統類型.....36

三、控制方法.....43

3.1 DOAS 運行模式.....43

3.2 濕度控制.....44

3.3 溫度控制.....45

3.4 室外氣流控制.....46
3.5 建築壓力控制.....46
3.6 全熱交換器之能源回收.....50
3.7 顯熱交換器.....52
四、維護與管理.....53
五、營業場所量測輔導及問題歸納分析.....55
5.1 案例一.....55
5.1.1 案場概況簡介.....55
5.1.2 案場環境使用情形之分析與歸納.....61
5.2 案例二.....63
5.2.1 案場概況簡介.....63
5.2.2 案場環境使用情形之分析與歸納.....66
5.3 案例三.....68
5.3.1 案場概況簡介.....68
5.3.2 案場環境使用情形之分析與歸納.....72
5.4 案例四.....74
5.4.1 案場概況簡介.....74
5.4.2 案場環境使用情形之分析與歸納.....78
5.5 案例五.....79
5.5.1 案場概況簡介.....79
5.5.2 案場環境使用情形分析與歸納.....86
5.6 建議與總結.....88
六、專用外氣空調實際案場節能效益分析.....90
6.1 案場模型建立.....90
6.2 節能措施方案一：DOAS 導入變頻.....95

6.3 節能措施方案二：DOAS 導入 DCV 控制 98
6.4 模擬結果總結.....102
6.5 與營業場所應用建議.....103
6.6 投資成本與回收年限.....104
參考文獻.....105

圖目錄

圖 1 DOAS 系統基礎流程圖.....7
圖 2 DOAS 系統內部示意圖.....7
圖 3 DOAS 之基本配置.....18
圖 4 DOAS+ERV 結合 VRF 室內機運轉案例.....23
圖 5 DOAS 結合獨立空調單元配置.....23
圖 6 DOAS 結合中央空調箱.....30
圖 7 DOAS 結合風機盤管送風側.....32
圖 8 DOAS 結合風機盤管回風側.....33
圖 9 DOAS 供氣直送天花板空間.....35
圖 10 DOAS 與末端系統協同運作.....36
圖 11 DOAS 結合全熱交換器.....38
圖 12 DOAS 搭配除濕轉輪與全熱交換器.....41
圖 13 DOAS 運行模式圖.....43
圖 14 案例一 B1F 量測點位.....56
圖 15 案例一 1F 量測點位.....56
圖 16 案例一 2F 量測點位.....57
圖 17 案例一 3F 量測點位.....57
圖 18 案例一 4F 量測點位.....58
圖 19 案例一熱環境量測.....58
圖 20 案例一 PMV 與溫濕度關係圖.....60
圖 21 案場二量測點位.....64
圖 22 案例二舒適度量測.....64
圖 23 案例二 PMV 與溫濕度關係圖.....65

圖 24 B1F 量測點位.....69
圖 25 B2F 量測點位.....69
圖 26 案例三現場量測點位.....70
圖 27 案例三 PMV 與溫濕度關係圖.....70
圖 28 案例四量測點位.....76
圖 29 案例現場量測照片.....76
圖 30 案例 PMV 與溫濕度關係圖.....77
圖 31 案例五量測點位.....83
圖 32 案例五現場量測照片.....83
圖 33 案例五 PMV 與溫濕度關係圖.....84
圖 34 VAV AHU+DOAS 系統.....90
圖 35 標準建築模型.....91
圖 36 能源模擬建築模型.....91
圖 37 乾球溫度與 PMV 趨勢圖.....95
圖 38 方案一冰機逐月耗電.....96
圖 39 方案一泵浦逐月耗電.....96
圖 40 方案一風機逐月耗電.....97
圖 41 乾球溫度與 PMV 趨勢圖.....98
圖 42 方案二冰機逐月耗電.....99
圖 43 方案二風機逐月耗電.....100
圖 44 方案二泵浦逐月耗電.....100
圖 45 方案二各項設備耗電占比.....101
圖 46 方案二各項耗電比較.....101

表目錄

表 1 文獻彙整表.....11
表 2 名詞與符號.....14
表 3 空間類型換氣率對照表.....15
表 4 DOAS 常見系統比較.....42
表 5 DOAS 控制條件表.....44
表 6 壓力控制法比較表.....47
表 7 全熱交換器與顯熱交換器比較表.....52
表 8 案例一各區域量測數值之一.....59
表 9 案例一各區域量測數值之二.....59
表 10 案例二用餐區量測數值.....65
表 11 案例三量測數值.....71
表 12 案例四量測數值.....77
表 13 案例五量測數值.....84
表 14 離心式冰水機組規格表.....92
表 15 循環水泵規格表.....92
表 16 冷卻水塔規格表.....93
表 17 組合式空調箱規格表.....93
表 18 總耗電量比較.....97
表 19 空調系統耗電量比較.....97
表 20 方案二各設備節能率.....102
表 21 估價表.....104

前言

對服務業而言，創造一個舒適、健康且具吸引力的室內環境，是確保顧客滿意度與營運成功的基石。在全球能源轉型與我國淨零排放的雙重壓力下，如何在提升室內空氣品質（IAQ）的同時，有效降低營運成本與碳足跡，已成為所有經營者必須正視的關鍵課題。

傳統空調箱(AHU)空調系統將外氣與回風混合後一併進行冷卻除濕處理，在熱濕氣候中，由於外氣具有高潛熱，在低顯熱之部分負載時，常導致傳統 AHU 除濕能力不足，使室內濕度升高、悶熱，並增加黴菌滋生風險。為提升建築空調系統之能源效益，「專用外氣空調系統」（Dedicated Outdoor Air System，簡稱 DOAS）近年來逐漸受到重視。DOAS 可以將外氣處理與室內顯熱負荷調節功能分離，透過專用的外氣處理機組精確控制室外空氣引入之溫濕度，並結合區域性空調末端設備，例如：可變冷媒流量系統（VRF）室內機、風機盤管機組（FCU）或輻射冷卻板等，以負責室內顯熱負荷調節。此設計不僅可有效改善室內熱舒適性及空氣品質，亦能顯著降低整體系統能耗。此外，DOAS 可進一步與多種節能技術結合，如全熱交換器、熱回收輪、能源回收式通風（ERV）及冷卻除濕輪等，以強化整體能源效益與環境可持續性。

有鑑於此，經濟部能源署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，由本會委請國內在服務業專用外氣空調系統節能技術研究與推廣推廣上，有專精之專家學者，即國立臺北科技大學能源與冷凍空调工程系李魁鵬教授及其研究團隊，協助執筆及搜集實際相關的節能技術資料與分析，編撰本「服務業專用外氣空調系統節能技術手冊」。手冊內容涵蓋了專用外氣空調系統在台灣氣候背景下的特徵解析、設計計算、控制方法、維護管理，並彙整多個國內服務業的實際量測案例與能源模擬分析，期能提供一套兼具理論與實務的參考指南。本手冊旨在為國內服務業的空調系統設計與管理

人員，提供實用的節能技術資料與優化策略，共同邁向建築淨零的永續目標。

內容編撰力求詳實，然疏漏之處在所難免，尚祈各界先進不吝指正。

一、專用外氣空調系統特徵

1.1 台灣氣候特性

台灣位處北緯 21.5°至 25.5°之間，屬於亞熱帶至熱帶交界地帶，四面環海且受季風及地形影響，氣候型態具高度濕熱特徵。依中央氣象署統計，台灣全年平均氣溫約 22～25 °C，年平均相對濕度約 75～85%，遠高於全球平均水準。夏季（5 至 9 月）受太平洋高壓及西南季風控制，戶外日間氣溫常達 35 °C 且相對濕度可達 90% 以上；冬季（12 至 2 月）則受東北季風影響，北部與東部地區長期處於 15～18 °C 的濕冷陰雨天氣，雖氣溫較低但濕度依舊維持在 80% 以上。此種典型熱濕氣候造成建築空調系統必須同時面對高顯熱與高潛熱的複合負荷，全年冷房與除濕需求皆顯著偏高，且都市熱島效應進一步延長空調運轉時數，導致基準能耗長期維持於高位。

在此氣候背景下，服務業類建築（如餐廳、飯店、百貨、展場、辦公空間等）因人流密集、營業時間長，為維持室內熱舒適性需長時間運轉空調系統，耗能極大。另一方面，在高濕環境下進行空調除濕，需將空氣冷卻至其露點溫度以下方能使水氣凝結排除。例如夏季室外空氣狀況約為 35 °C、60%RH，其露點約為 27 °C，若欲將室內維持在 24 °C、60%RH，送風需經盤管冷卻至約 16～18 °C 才能有效去除部分潛熱並降低顯熱負荷。若將空氣進一步降至 10～12 °C，雖能去除更多水氣，但送風將過冷，必須透過再熱盤管加熱回至舒適溫度，形成「過冷—再熱」的除濕流程。

然而，台灣絕大多數服務業建築在實務上極少配置再熱盤管。主要原因包括：

1. 能源效率考量：

   過冷—再熱流程同時增加冷卻與加熱能耗，導致總冷房負荷上升，在本就冷房負荷極高的台灣環境中顯得不經濟。

2. 濕度控制精度需求低：

   多數服務業場所對濕度控制容忍範圍較寬，對相對濕度並無嚴格控制，大多維持在 60～~70%RH 以下即可，無須達到醫療院所或博物館等乾燥要求。

3. 設備形式限制：

   台灣常見的 VRF 系統、分離式冷氣、多聯機與簡易 AHU 並無內建再熱盤管模組，若額外加裝再熱盤管須增加風管空間與控制系統，初期投資及維護複雜度高，實務上難以推行。

因此，台灣多數空調系統為降低能耗，多採用將盤管冷卻溫度控制在 16~18 °C，搭配風量變化、回風混風比調整或區域分區送風等方式，達成基本的除濕與溫度控制；僅在少數對濕度控制有嚴格要求的特殊用途空間（如實驗室、醫療院所或博物館）才會配置真正的再熱盤管系統。然而，此種無再熱的控制策略在高人流或高潛熱條件下，容易出現濕度上升、室內舒適度惡化、冷凝結露與黴菌風險增加等問題，且因必須長時間維持較低送風溫度，也使得冷凍主機與盤管全年負載偏高，導致能源消耗大與設備壽命縮短。

綜上所述，台灣熱濕氣候造成服務業建築空調系統長期處於高濕高負荷環境，雖以節能為考量多不採用再熱流程，但現行的低送風溫度運轉策略存在濕度控制不足與能效不彰等隱憂。因此，如何在兼顧能源效率與熱舒適的前提下，針對台灣熱濕氣候條件優化空調系統設計與控制策略，已成為提升服務業建築永續營運的關鍵課題。

1.2 服務業傳統空調問題解析

台灣多數服務業類建築（如百貨商場、餐廳、飯店、辦公空間等）常見之空調系統，如百貨商場多採用定風量空調箱系統、餐廳多採用定風量空調箱系統或小型冷風機系統、飯店大廳與活動空間多採用定風量空調箱系統、客房採用小型冷風機系統、小區域辦公空間多採用小型冷風機系統，高級商辦大樓多採用變風量空調箱系統。以上仍存在多項先天性限制。

首先，高濕外氣潛熱負荷集中於主系統，當外氣混入回風後將使冷卻盤管瞬時負荷顯著增加，冷凍主機須長時間維持低盤管溫度運轉，導致整體冷房能耗升高並加速設備老化。當負載降低而調降冰水盤管冷卻能力時，盤管表面溫度易升高、無法達露點，致使除濕能力下降，室內相對濕度上升，甚至造成黴菌滋生與室內空氣品質（IAQ）惡化。

此外，多數 系統並未配置再熱盤管，在低風量運轉下更難同時兼顧溫濕控制，容易出現局部空間濕度偏高、PMV/PPD 熱舒適度惡化、冷凝結露等問題。再者，傳統混風設計多採固定外氣比例，無法依室內人流變化與外氣條件動態調整，低負載時仍引入過量外氣，造成冷卻能耗無謂增加，與服務業高變動性人流特性不符。

1.3 專用外氣空調系統

如圖 1 及圖 2 所示之專用外氣空調系統（Dedicated Outdoor Air System, DOAS）是解決傳統空調限制的有效策略，尤其是在應對台灣高濕氣候的挑戰上。傳統變風量（VAV）混風式空調將外氣與室內回風混合後再處理，這使得高濕外氣的潛熱負荷直接衝擊主系統，不僅加重冷凍主機負擔，更在空間處在部分負載、末端風量降低時導致除濕能力下降，造成室內濕度過高、體感悶熱甚至引發黴菌問題。

為此，DOAS 採取將外氣處理與室內回風分離調控的設計理念。它會將100%的室外空氣，經常先透過全熱交換器（ERV）進行能源回收以預先處理，再經由獨立的處理機組冷卻至接近露點溫度後進行濕度控制。之後，再透過再熱或混風將空氣升溫至舒適溫度後送入室內，以提供乾燥且品質穩定的外氣。

室內冷房則交由末端系統（如 FCU、VAV、輻射板等）專職負責顯熱負荷，無須再承擔外氣潛熱處理。此種「乾濕分離」的配置可有效降低主冷凍機負荷、提升能效、減少結露風險，並顯著提升室內濕度控制能力與熱舒適度。此外，DOAS 屬低風量高除濕設計，能與各類末端系統靈活整合，並在部分負載條件下保持良好效率，更符合服務業建築高變動性的人流特性。

綜上所述，DOAS 透過將外氣之潛熱除濕負荷獨立化，能有效克服傳統回風與外氣混風式冷卻除濕空調在台灣熱濕氣候下的溫濕控制困境，降低能耗與設備負荷，同時提升室內熱舒適性與空氣品質。國際上已有諸多研究及實際案例證實，DOAS 系統在達成高品質通風與顯著節能上具有雙重目標，為改善服務業建築空調系統能效之可行方案。

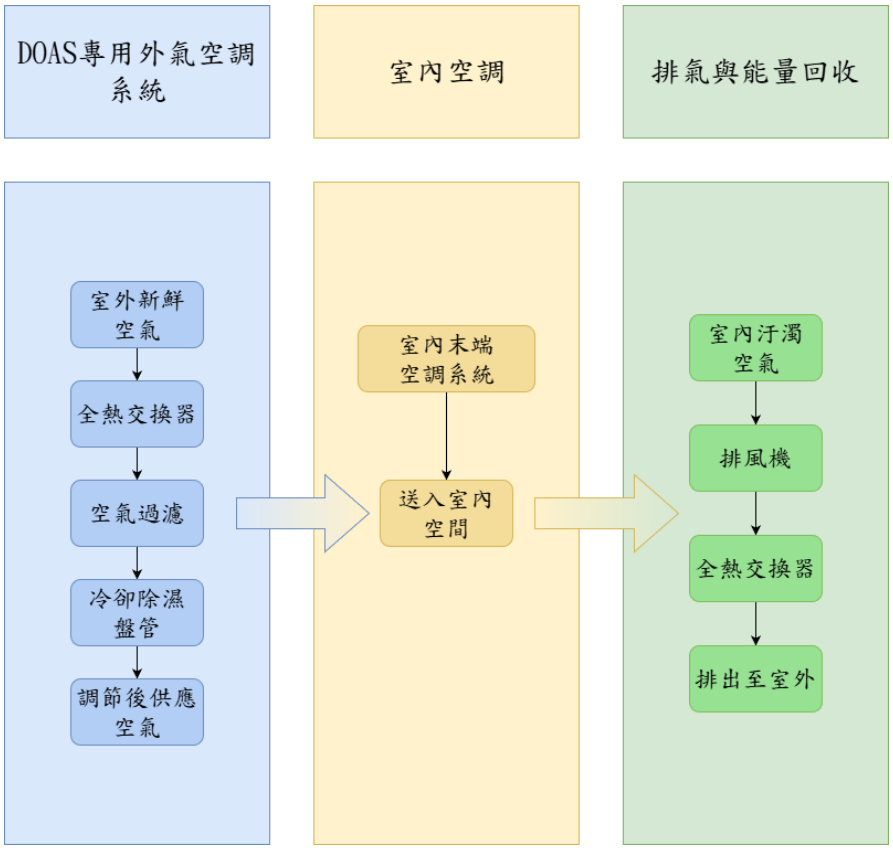


圖 1 DOAS 系統基礎流程圖

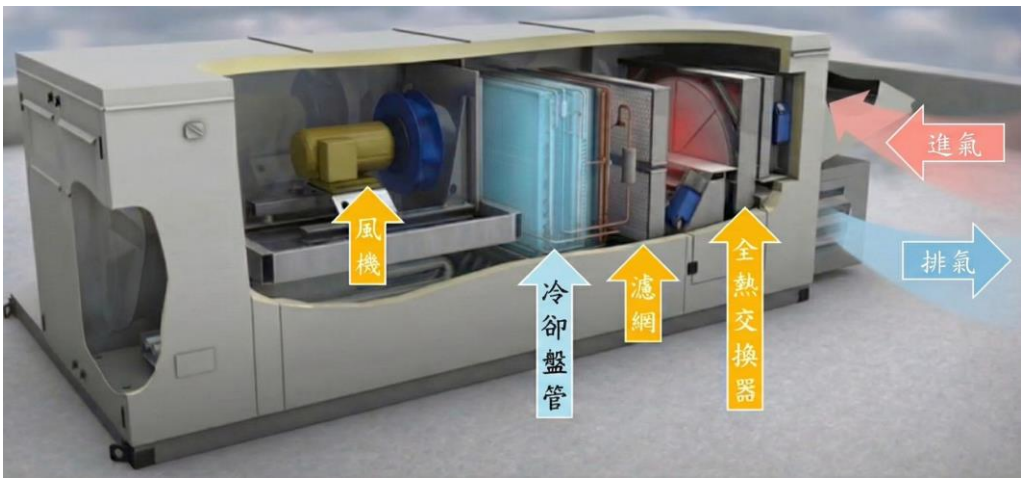


圖 2 DOAS 系統冷氣運轉模式之內部示意圖

(改繪自: Johnson Controls,2016)

1.4 專用外氣空調相關文獻與研究

如表 1 所示，DOAS 空調系統在國際上受到廣泛關注，被視為應對熱濕氣候地區濕度控制困難與空調能耗偏高問題的一種有效作法。DOAS 與傳統混風式空調最大的差異，在於它會先將外氣單獨處理，把空氣冷卻到接近露點溫度，使其中的水氣先被除去，再加熱回到舒適溫度後送入室內，讓送進室內的外氣保持乾燥穩定。這種作法可以減輕主要空調系統的負擔，使室內的冷氣設備只需要處理顯熱，不必再同時應付外氣帶來的大量濕氣。

變冷媒流量（VRF）系統與 DOAS 相結合被視為一種取代現有變風量（VAV）或屋頂空調機（RTU）的升級措施之一。VRF 系統採用變速壓縮機，能精確地控制製冷與供熱，特別是帶熱回收的 VRF 系統（VRF HR），能夠同時為不同區域供熱和製冷，並回收多餘熱能。而 DOAS 則專門負責處理通風，通常配備能源/熱量回收通風機（E/HRV）來預處理外氣，以減少通風負荷。

Kim 等人使用 ComStock 模型來評估這項技術在全美商業建築中的節能效益。模型結果顯示，升級後可實現 16%的總能源節省，其中包含：製冷用電節省 18%、供熱用天然氣節省 53%，以及風扇用電節省 30%。同時，此技術可減少 41 至 56 百萬公噸的溫室氣體排放(Kim, 2023)。

Mumma 的研究闡述了一種專用室外空氣-雙輪系統的詳細控制策略。其核心在於將潛在負載（濕度）與顯在負載（溫度）的處理完全分開，以克服傳統式空調系統的限制。該系統透過預熱盤管、全熱交換器、深度除濕冷卻盤管及顯熱熱交換器的協同運作，根據室外空氣在濕空氣線圖上所屬的四個不同區域（A、B、C、D）進行動態調控。該研究提出了一套用於預熱盤管的動態重設排程控制邏輯，經模擬證實，該方法相較於固定設定點能大幅降低年度能耗與尖峰負載。此研究旨在提供清晰的控制指南，以促進此高效節能空調模式的應用(Mumma, 2001) 。

Denk 等人探討了應用 DOAS 系統以兼顧建築能源效率與室內空氣品質（IAQ）的設計策略。文中比較了並聯式與串聯式 DOAS 的配置優劣，並強調能源回收與需求控制通風（DCV）是提升系統性能的關鍵。透過兩個大學健康科學大樓的案例研究，本文展示了 DOAS 在實際應用中的節能成效：並聯式 DOAS 與 VRF 系統結合，實現了 43%的節能；而串聯式 DOAS 與冷樑及風機盤管結合的混合系統，則達成了 26%的節能。研究結論指出，DOAS 系統在經過謹慎的設計、考慮建築類型，並整合先進控制策略後，能有效達成高品質通風與顯著節能的雙重目標(Denk, 2012)。

為解決傳統單風道變風量 (VAV) 系統在能源效率上的限制，Nassif 提出一種整合專用室外空氣功能的創新雙風道 VAV 系統配置與控制策略。該架構在僅需製冷時，利用次風道系統作為 DOAS 單元專職處理外氣，將冷負荷有效分配至兩個獨立的 AHU，從而降低風機功率。透過 eQuest 及客製化模型，對面積為 185 平方公尺的小型雙區辦公室進行初步模擬與面積為 2322 平方公尺大型多區辦公室建築進行全年度能耗模擬。結果表明，新系統在美國 9 個不同氣候條件下均表現優異，風機功率最高可降低 9%，並有少量冷卻節能。此研究證實了該整合式系統在提升建築能源效率方面的巨大潛力(Nassif, 2021)。

炎熱潮濕氣候下，建築通風所帶來的高昂冷卻能耗與室內空氣品質 (IAQ) 惡化的矛盾廣泛受到討論， Inklab 等人使用 TRNSYS 軟體，對一個 1600 平方公尺的典型辦公室建築模型進行了全年度能耗模擬，比較了傳統全氣候系統與多種包含不同熱回收組件的 DOAS 配置。模擬結果顯示，配備全熱交換器的 DOAS 能顯著降低冷卻負荷。其中，結合了冷卻盤管、熱回收系統的 DOAS 配置被證實為最節能的方案，與傳統系統相比，可減少 19-24% 的總空調負荷，為熱帶地區實現節能與優質 IAQ 提供了有效的技術路徑(Inklab, 2015)。

Choi 研究旨在透過全建築能耗模擬軟體 EnergyPlus，開發並驗證一個能夠模擬帶有被動式除濕轉輪的 DOAS 的模型。研究以一個標準的小學模型為案例，將此 DOAS 與水環熱泵 (WSHP) 並聯。為評估其效能，研究將該系統與一個無被動式除濕轉輪的基準 DOAS 系統進行比較。模擬結果成功再現了被動式除濕轉輪獨特的預冷及再除濕行為。數據顯示，被動式除濕轉輪的預冷效應顯著降低了冷卻盤管的負荷。與基準系統相比，帶有被動式除濕轉輪的 DOAS 系統總能耗節省了約 14.4%，主要貢獻來自於冷卻盤管能耗的降低，同時還能提供濕度更低的送風，從而提升室內空氣品質(Choi, 2023)。

Mumma 研究旨在呈現一個真實運行的 DOAS 系統的現場控制經驗與實測性能。研究對象為一個服務於大學建築工作室的 DOAS，系統結合了全熱交換器、高誘導型擴散板以及並聯的天花板輻射冷卻板。研究方法為實地測量，評估指標包括空氣分布性能指標 (ADPI) 和熱舒適度指標。研究結果顯示，儘管送風量較低，仍達成了 97% 的優異 ADPI 值，證明了其卓越的空氣混合能力。此外，系統提供的熱舒適度極高，測得的預測不滿意百分比約為 5%，遠優於 ASHRAE 的設計標準。研究證實，經過適當設計與控制的 DOAS 能夠在提供優質室內環境的同時，實現高效的空氣分布(Mumma, 2005)。

表 1 文獻彙整表

建築類型	地點	參考	空調系統	方法	研究結果
商業辦公大樓	美國	Kim(2023)	1. VRF+DOAS 系統	ComStock 建築能耗模擬	1. VRF 系統+DOAS 系統，相較原先得到 16%的總能源節省 2. 減少 41 至 56 百萬公噸的溫室氣體排放
系統模擬	美國	Mumma (2001)	1. DOAS+各種顯熱處理系統	提供控制策略	1. 重設後的排程能耗只有固定設定點的 16%。 2. 於風量 10,000 scfm 的系統中，使用固定設定點與重設排程兩種方式做比較。
研究中心	英國	Denk(2014)	1. VRF+DOAS 並聯式架構	實際案例	1. 送風溫度會根據冷凝水環路溫度進行動態重設，以最大程度地減少能源浪費。 2. 與 ASHRAE 基準相比，該系統實現了 43%的節能。

建築類型	地點	參考	空調系統	方法	研究結果
研究中心	美國	Denk(2014)	1. DOAS 處理後送入空調系統末端混合後送出的串聯式系統	實際案例	1. 兩套 DOAS 機組為風機盤管、冷樑和 VAV 末端提供外氣。 2. 與 ASHRAE 基準相比，該系統因減少了再熱和風機能耗，實現了 26%的節能。
小型雙區辦公室建築	美國	Nassif(2021)	1. VAV 系統整合 DOAS 雙風道系統	HVAC 2 Toolkit 演算法計算	1. 單風道 VAV 系統的風機功率為 1.84 kW。 2. 整合 DOA 的雙風道 VAV 系統的風機功率則降至 1.49 kW。
大型多區辦公室建築	美國	Nassif(2021)	1. VAV 系統整合 DOAS 雙風道系統	HVAC 2 Toolkit 演算法計算	1. 根據不同的氣候地點，冷卻能耗降低了 0.76% 至 2.56%，氣侯炎熱的地區效果最顯著。 2. 風機功率的節省幅度更為顯著，年度總能耗降低了 1.7% 至 9%。在炎熱地區，由於冷負荷高，風機節能可達 9% 左右。

建築類型	地點	參考	空調系統	方法	研究結果
辦公室	泰國	Inklab(2015)	1. DOAS+冷卻盤管 2. DOAS；冷卻盤管；環繞盤管；全熱交換器等多種組合比較	TRNSYS 模擬	1. 結合了冷卻盤管、環繞盤管和全熱交換器的 DOAS 系統，最能顯著降低總冷卻負荷。 2. 與傳統的全氣候系統相比，能夠減少 19-24% 的總空調冷卻負荷。
學校	美國	Choi(2023)	1. DOAS 2. DOAS+被動式除濕轉輪	EnergyPlus 模擬	1. 帶有被動式除濕轉輪的 DOAS 系統總能耗節省了約 14.4%。
學校	美國	Mumma(2005)	1. DOAS+輻射冷卻板	實際案例	1. 測得的不滿意百分比 (PPD) 約為 5%。 2. ADPI 值達到了 97%，證明空間空氣混和均勻。

二、計算與設計方法

2.1 前言

DOAS 的核心在以系統承擔建築之室外空氣負載，並將處理後的室外空氣（Conditioned Outdoor Air, CA）直送各區或送入末端機，藉此提升通風品質，並優先減輕區域空調機之除濕／潛熱負擔。進行 DOAS 設計時，首要任務是釐清各區所需的室外風量與其對顯、潛負荷的影響；其次，需將逐區需求彙整為系統進風量，進而決定風機、盤管、再熱及能源回收之容量與控制策略。

設計第一步需先針對每個空間確定加熱、冷卻、除濕、加濕與室外風量，再往上彙整成系統需求；而建築用途（診間、辦公、教室...）會直接決定設計溫、濕與換氣基準，越早定義越能減少重工、讓成果更貼近業主目標。

DOAS 的關鍵價值在於可以提供全部室外空氣負載，並順帶處理部分空間的顯熱及除濕，因此中央或末端設備只需處理剩餘的顯熱/潛熱此關鍵在濕熱氣候的國內尤其重要。

2.2 新鮮風量評估

室外空氣需求可以參考相關標準(如 ASHRAE 62.1)、排氣補風以及除濕/加濕負載決定，在設計時須考量這三個因素。需求量確定後即可決定 DOAS 盤管、風機、能源回收和控制等策略，上述構件之尺寸與策略都直接受到室外風量與條件影響，計算名詞與符號如表 2 所示。

1. 呼吸帶最小室外風量(V_{bz})

定義:一個區域內的呼吸帶所需的最低外氣量，尚未納入送風在空間中的分佈效率與系統層面的稀釋/混合影響。

呼吸帶：通常指使用區靠近人體吸入空氣的高度範圍（約離地 0.1～1.8 m），也就是我們真正要保證空氣品質的那一塊空間。

得知空間類別、區域人數與面積後即可依據以下公式得出

$$V_{bz} = R_p \times P_z + R_a \times A_z$$

P_z應為設計時段的預期人數，而非法規規定的最大容量，可以避免過度放大後續容量與能耗。

R_p與R_a數值可由 ASHRAE 62.1 依據空間類型取得，表 3 為標準中服務業空間類型數值。

表 2 名詞與符號

Rp	人數相關換氣率	L/s·人
Ra	面積相關換氣率	L/s·m²
Pz	區域設計人數	人
Az	可使用區域面積	m²
Vbz	呼吸帶最小室外風量	L/s
Ez	區域送風分佈效能	
Voz	區域所需室外風量（需由送風口確保送達）	L/s
Vot	系統進風室外風量（DOAS 取風口）	L/s
Q_sensible	區域顯熱負荷	W
Q_L,space	區域潛熱負荷	W
W_space	空間允許之上限濕度比	g/kg
W_ca	DOAS 供應空氣之濕度比（或對應露點）	g/kg

表 3 空間類型換氣率對照表

類別	空間類型	Rp（L/s·人）	Ra（L/s·m²）
餐飲	餐廳（家庭餐飲）	3.8	0.9
餐飲	自助／速食	3.8	0.9
餐飲	酒吧／酒廊	3.8	0.9
零售	一般零售	3.8	0.6
零售	商場公共區	3.8	0.3
零售	超市	3.8	0.3
服務	理髮店	3.8	0.3
服務	美容／美甲	10	0.6
旅館	客房	2.5	0.3
旅館	大廳／前廳	3.8	0.3
健身	有氧教室	10	0.3
健身	重量訓練	10	0.3
娛樂	保齡球（座位區）	5	0.6
娛樂	賭場	3.8	0.9
娛樂	遊戲機台遊樂場	3.8	0.9
文化	圖書館	2.5	0.6
文化	博物館	3.8	0.3

2. 區域送風分佈效能(E_z)與區域所需室外風量(V_{oz})

E_z 反映送回風位置與送風溫度對呼吸帶最小室外風量的影響。V_{oz} 由 V_{bz} 與 E_z 換算而得：

$$V_{oz} = \frac{V_{bz}}{E_z}$$

設計時若為天花板冷氣送風時，E_z = 1.0；若為暖氣送風且天花送風及天花板回風，E_z 為= 0.8。DOAS 直送各區且送風溫度低於室溫時，冷/熱兩種模式通常均可視為 E_z = 1.0；若 CA 先送至區域末端機進氣，暖氣送風時可能需採較低 。

3. 系統進風室外風量(V_{ot})

系統進風量為各區 Voz 之總和：

$$V_{ot} = \sum V_{oz}$$

4. 排程與需求控制

具規律使用之建築（辦公、校園）適合以排程控制非使用時段之室外風量（建議降為 0）。人群變動大的空間（會議、禮堂、餐飲）可搭配 CO_2 感測以動態數據調整流量，前提是 DOAS 系統可支援變頻風量分配。

5. 區域潛熱負荷$Q_{L,space}$

DOAS 供氣欲抵銷空間潛熱，必須使供應空氣之濕度比（W_ca）低於空間上限濕度比（W_space），若已得知目標區域的潛熱負荷也可從以下公式反推系統所需的露點，而區域中需要被移除的潛熱可由此公式得出:

$$Q_{L,space} = 3.0V_{oz}(W_{space} - W_{ca})(SI)$$

備註： 3.0 來自標準空氣密度×汽化潛熱之結果，隨外氣條件與區域海拔高度而異，並非固定常數。

6. 區域顯熱負荷Q_{sensible}

區域顯熱負荷可用以下公式得出與 DOAS 直送之顯熱抵銷後，可反求末端機之必要送風量，以確保室溫設定得以維持，避免產生過冷等問題。

$$Q_{\text{sensible}} = 1.21\text{V}\Delta\text{T}(\text{V: L/s；}\Delta\text{T: ℃})$$

備註：係數 1.21 來自空氣密度×比熱×60（單位轉換）之結果，隨外氣條件與區域高度而異，並非固定常數。

2.3 設計方法

DOAS 之基本配置

將室外空氣（OA）導入 DOAS 機組，經過濾與熱濕處理後，成為調節後供應空氣（CA, conditioned air），如圖 3 所示。CA 經垂直幹管送至管道間(ceiling plenum, 花板上方之設備及風管配置的吊頂空間)，並分配至各室內空間；部分室內空氣藉由管路排出稱 EA。DOAS 之核心在於：以「獨立、定量且品質穩定」的外氣供應，滿足換氣與潛熱負荷，並可與末端（如 VAV/風機盤管/輻射端）分工處理顯熱負荷(Laura Haass, 2022)。

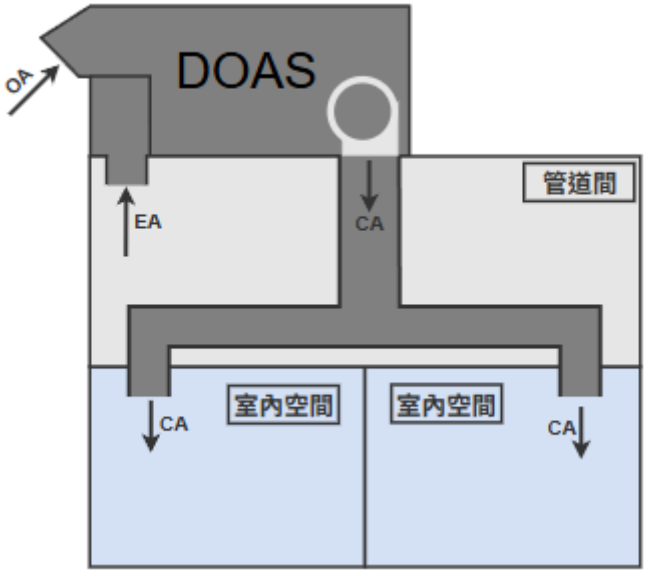


圖 3 DOAS 之基本配置

2.3.1 應用於直膨系統

將 DOAS 應用於直膨系統是一種現代化且能提高室內環境品質與系統整體效能的 HVAC 設計方法，如圖 4 與圖 5 所示，此策略把外氣處理（包含除濕、過濾與部分熱回收）獨立出來，使「熱」與「濕」處理分離（乾濕分離），使室內直膨系統可專注處理顯熱（溫度）需求，而 DOAS 專責處理潛熱（除濕）與供應適當的外氣量。對於對室內空氣品質（IAQ）要求高或位處熱帶／副熱帶潮濕氣候的建築（如商場、餐廳、辦公室、醫療空間等）(Stuart, 2023)。

基本設計考量

1. 負載分配與計算
   (1) 計算所需外氣量：依室內人數、空間性質、面積以及相關法規（如 ASHRAE 62.1 或當地通風標準）決定。
   (2) 區分顯熱與潛熱負載：顯熱（人體、照明、設備、太陽輻射等）通常由直膨系統（VRF、Split 等）之室內機處理；潛熱（濕負載）則由 DOAS 處理。設計時要明確分配每系統的負載責任，避免重複或不足。
2. DOAS 機組選型（重點在除濕性能）(Wolgamott, 2024)
   (1) 優先考量機組的潛熱處理能力（除濕能力）與熱回收效率（若採熱回收）。
   (2) 熱回收方式選擇（全熱/顯熱交換器、熱交換管、熱泵回收等）；若用全熱交換器，須注意洩漏、滲流與交叉污染（需具備 吹洗區(purge sector)設計）。

   濾材等級（MERV 或 ISO 等級）與維護便利性需納入評估。

註：purge sector 為 ERV/熱交換器內的一個特定區域，利用額外的外氣來沖洗熱交換介面，防止排氣滲入外氣流。

3. 系統配置

(1) 並聯配置（常見）：DOAS 直接將處理過的外氣送入室內，與室內回風混合後由直膨系統作溫度調節。優點為整體彈性高，DOAS 與室內系統相對獨立。

(2) 串聯配置：DOAS 處理外氣後送入室內直膨系統的進氣，讓室內系統接收預處理的外氣，可在某些情況下更精準控制處理條件，但控制與整合較複雜，需避免過度冷卻或系統互相干擾。

(3) 智慧協同控制：推薦實施需量控制通風（DCV），採用 CO_2、濕度或人員偵測器以動態調整外氣量，降低不必要的能耗。

控制策略建議(Rucker, 2024)

1. 需量控制通風（DCV）：以 CO_2 或人員偵測器做外氣量調整，避免空間無人時浪費能耗。
2. 濕度優先控制（在潮濕氣候）：在高濕環境下，DOAS 應以露點或相對濕度作為主要控制目標，確保室內不發生過度濕熱。
3. 熱回收與旁通策略：暖/冷季節適宜啟用熱回收，如圖 4 所示；在夜間或低負載時啟用旁通以利夜間純換氣（夜間淨化/夜間冷卻），並注意節能與 IAQ 平衡。
4. 與室內末端協同：設定明確的分工界線（DOAS 處理外氣露點、外氣量，末端處理顯熱），並在樓層或區域控制器中實施溝通協調邏輯，避免互相搶奪負載。
5. 監測項目：建議監測至少：外氣流量、供/回風溫濕度、CO_2、機組能耗、濾網壓差，以利後續調整與維護。

機組類型(Morris, 2003)

1. 除濕能力（潛熱）評估：不要只看總冷量（kW），應細分顯熱/潛熱能力曲線，選用在設計工況下潛熱能力足夠的機型。
2. 熱回收型式：評估比較採用全熱交換器（高回收、但需防交叉污染）、顯熱交換器、熱泵式熱回收或板式熱交換器（無交叉污染但成本/效能不同）。
3. 過濾等級：依應用空間選擇適當過濾等級（辦公一般 MERV 8～11，醫療或潔淨需求較高者採 MERV 13 以上或 HEPA）。
4. 凝結水處理：DOAS 在除濕時會產生較多凝結水，需妥善設計排水、倒流防止與防臭裝置。對於海邊或腐蝕環境，盤管材料與塗層也需特別注意。
5. 機組效率與風機選擇：選用高效率風機（EC 馬達等）並優化管路阻抗以降低送風能耗。
6. 空間安置與噪音：機房與風口位置需考慮噪音隔離與氣流分配均勻性。

優勢：高效除濕與減少再熱：DOAS 可將外氣處理至較低露點（例如建議露點範圍視氣候與設計而定，常見 8～12˚C 露點範圍為設計參考），使室內直膨系統不必為除濕而過度冷卻空氣，因而減少再熱能耗(如果有再熱熱交換器的話)。

改善 IAQ：持續提供外氣、維持正壓並透過獨立高效過濾（如高等級過濾器或 HEPA/高效電子除塵器）降低顆粒物與污染物濃度，適合醫療、實驗室或密集人流空間。

系統分工明確、設計彈性增加：室內末端可選擇較小機型與風管尺寸，減少一次性設備容量，系統調度更彈性（夜間維持最低換氣而不需啟動大型冷凍主機）。

便於能源回收與節能優化：結合熱回收設備（全熱或顯熱回收）及 DCV，可在不同運轉情形取得良好能效表現。

缺點與限制：

1. 初期投資較高：多一套專責 DOAS 機組、熱回收設備、額外風管與控制設備，會提高前期成本。
2. 空間與管路需求：需考慮 DOAS 機房、冷凝排水與額外管線空間，對於既有建築改造尤為挑戰。
3. 控制與整合複雜性：DOAS 與直膨系統之間需精密協同（例如避免外氣過量或造成控制回路衝突），需要較完善的監控與 BACnet/Modbus 等系統通訊整合。
4. 維護費用與營運管理：濾網、熱交換元件、全熱交換器潔淨與冷凝盤管防黴等需定期維護，若疏忽會導致性能下降或二次污染。
5. 有時仍需再熱或防結露措施：在某些運轉條件（例如極端除濕時）可能仍需少量再熱來維持送風溫度或避免露點以下的冷凝，這會帶來額外能耗。
6. 熱回收輪交叉污染風險：採用全熱交換器時，若設計或維護不良，排風與進風可能交叉污染，需設計吹洗區並監控洩漏率。
7. 噪音與振動：若 DOAS 設備或送風風管隔音不良，可能影響室內舒適度。

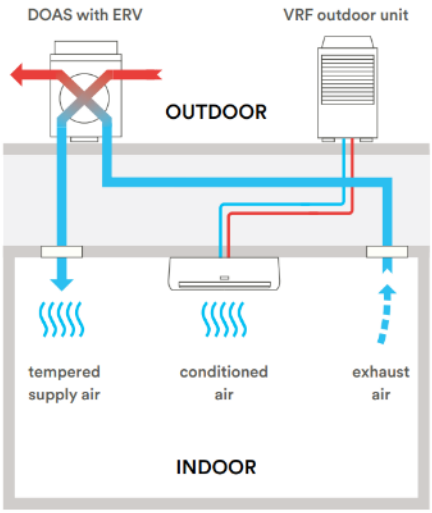


圖 4 DOAS+ERV 結合 VRF 室內機運轉案例

（圖出處：Primer, 2019）

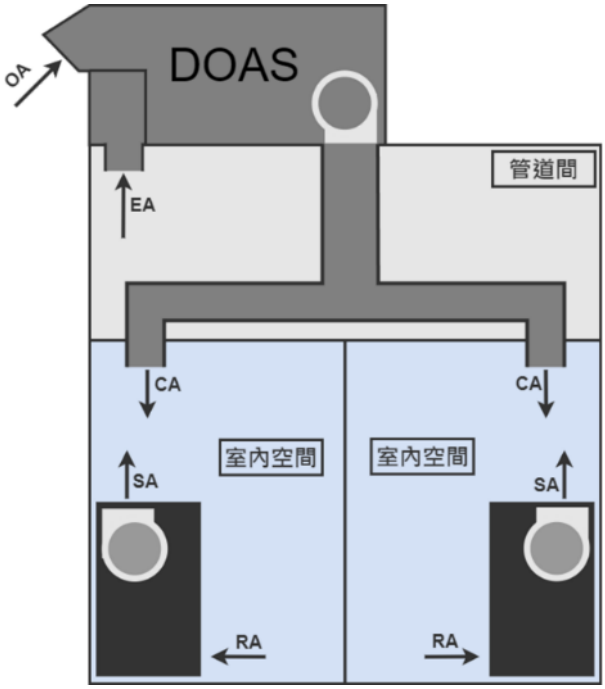


圖 5 DOAS 結合獨立空調單元配置

2.3.2 應用於冰水系統

應用在冰水系統下，DOAS 扮演著「外氣預處理者」的角色。其運作原理如下：

1. 外氣獨立處理：DOAS 機組從建築外部引進外氣，透過內建的冰水盤管進行冷卻與除濕。由於外氣的含濕量與溫度通常較高，DOAS 機組能高效地將其處理至接近室內環境所需的低露點溫度。
2. 乾濕分離：潛熱（濕度）處理 DOAS 專門負責處理外氣中的濕氣，將潛熱負載完全從主系統中分離。顯熱（溫度）處理後的乾燥冷空氣被送入室內空間，由各區域的風機盤管 (FCU) 或其他冰水末端設備，專門負責處理室內本身的顯熱負載（如人體、照明、設備產生的熱量）。
3. 系統協調：透過精密的控制系統，DOAS 與室內冰水系統可協同運作。DOAS 確保室內獲得足夠的外氣，而 FCU 則維持舒適的溫度，兩者各司其職，互不干擾。

設計方法

1. 負載計算
   (1) 外氣負載：根據 ASHRAE 或當地法規，精確計算每人所需的外氣量，並以此計算出由 DOAS 系統負責的潛熱負載與部分顯熱負載。
   (2) 室內顯熱負載：計算建築物本身的顯熱負載，這部分將由室內冰水末端設備（如 FCU）承擔。
2. 系統選型
   (1) DOAS 機組：選擇帶有冰水盤管且具備高效除濕能力的 DOAS 機組。為追求極致節能，可優先選用具備全熱交換或顯熱交換功能的 DOAS，它能回收室內排風的能源來預冷或預熱外氣。
   (2) 冰水主機：根據總負載（DOAS + FCU）來選擇冰水主機的容量。由於 DOAS 分擔了外氣負載，主機的運轉效率將更高。

3. 管路與控制

(1) 管路設計：獨立鋪設 DOAS 機組的冰水管路與外氣風管。

(2) 控制策略：採用智慧化控制，例如 CO2 傳感器。當室內 CO2 濃度超標時，控制系統會自動增加 DOAS 的外氣量，實現需量控制通風（Demand-Controlled Ventilation, DCV），避免不必要的能源浪費。

優勢：

1. 高效節能：實現乾濕分離，避免了傳統系統因除濕而過度冷卻導致的「再熱」能源浪費。
2. 提升室內空氣品質：確保穩定且足夠的外氣供應，有效稀釋室內污染物，維持正壓。
3. 設計彈性高：DOAS 專注外氣處理，室內末端設備專注溫度控制，使設計與運行更具彈性。
4. 減少設備尺寸：由於 FCU 不再需要處理外氣，其尺寸可以縮小，減少設備佔用空間。DOAS 結合區域獨立空調設備。

劣勢：

1. 初期投資成本較高：需要額外添購 DOAS 專用機組與獨立風管。
2. 佔用空間：DOAS 機組和外氣管道需要額外的設備空間。
3. 控制複雜度增加：需要協調 DOAS 與冰水末端設備的運作，需要更精密的控制系統。

DOAS 應用直膨系統與冰水系統差異

直膨系統：DOAS 機組內部裝有自己的壓縮機和冷媒管路，透過冷媒直接蒸發來產生冷源。它可以與分離式冷氣機或 VRF 系統共用相同的冷媒系統，但通常是獨立的機組，優勢在於直膨機組可以不需耗費能源處理相對濕度過高所帶來的負荷。

冰水系統：DOAS 機組內部裝的是冰水盤管。冷源來自於中央機房的冰水主機，透過冰水管路將冷水送至 DOAS 機組，優勢在於可以大幅提升冰水主機系統的冰水溫度已達到節能的目的。

2.3.3DOAS 結合 AHU

空氣處理機組（Air Handling Unit, AHU） 是傳統中央空調系統的核心，負責將外氣與回風混合，並進行過濾、冷卻、加熱、加濕或除濕等處理，並透過風管系統將處理過的空氣送至各個空間。傳統 AHU 最大的挑戰在於它必須同時處理「顯熱（溫度）」與「潛熱（濕度）」兩種負載，尤其當外氣量較大或氣候潮濕時，會導致能源效率降低。

獨立式外氣空調系統 (DOAS) 的出現，正是為了解決這個問題。它將處理外氣的任務從 AHU 中分離出來，透過專門的 DOAS 機組進行處理，實現「乾濕分離」。

將 DOAS 應用於 AHU 系統，是一種先進且符合未來趨勢的 HVAC 解決方案，如圖 6 所示，它透過巧妙的「乾濕分離」理念，克服了傳統 AHU 在處理外氣時的固有瓶頸。儘管初期投資較高，但從長期的能源節約、維護成本降低以及為使用者帶來的健康與舒適效益來看，DOAS 結合 AHU 的設計模式絕對是現代綠色建築與高效節能設計的首選。

整合方式：

1. 並聯配置（最常見）

   DOAS 將處理後的外氣直接送入室內空間（與室內回風混合），由 AHU 或末端系統負責溫度調節。此方式控制相對簡單、彈性高，適合大多數商辦、商場與學校等應用。

2. 串聯配置（DOAS → AHU）

   DOAS 預處理外氣（除濕與過濾），再將預處理的外氣送入 AHU 做混合與溫度調節。適用於需要 AHU 做進一步溫度分配或中央加熱回路的情形，但控制較為複雜，需避免 AHU 為達到除濕而重複做冷卻。

3. 混合/分區配置

   大型或多用途建築可依區域需求設計局部 DOAS＋AHU（或 DOAS＋ 終端纏結），以達到分區化 IAQ 與節能優化。

設計方法：

1. 負載計算

   (1) 外氣負載：精確計算建築物所需的外氣量，這部分負載將由 DOAS 承擔。

   (2) 室內負載：計算室內本身的顯熱與潛熱負載，這部分將由 AHU 負責，且主要為顯熱負載。

2. 設備選型

   (1) DOAS 機組：選擇帶有高效全熱交換器或顯熱交換器的 DOAS。熱回收功能可以在外氣與排風之間進行熱量與濕度交換，大幅節省外氣處理的能耗。

   (2) AHU：根據室內顯熱負載，選擇合適容量的 AHU。由於 DOAS 分擔了外氣處理，AHU 的尺寸可以適當縮小。

3. 風管設計：在並聯式設計中，DOAS 的送風管道與 AHU 的送風管道需獨立鋪設，並在末端出風口處混合。

注意事項

1. 明確分工界面（介面條件）：在設計文件與控制邏輯中明確寫出 DOAS 與 AHU 的介面條件（例如：DOAS 必須提供低於設定露點或低於設定絕對濕度的外氣；AHU 僅做顯熱調節，且不以除濕為主目標）。

2. 選型要看顯/潛熱曲線，不只看總冷量：DOAS 機組需有足夠的潛熱處理能力，廠商提供之性能曲線、除濕量在當地設計外氣條件下必須驗證。

3. 熱回收型式選擇依場域：若場域對交叉污染敏感（醫療、實驗室），應避免會產生交叉污染風險的熱回收型式（如無良好 purge 的全熱交換器）；改用板式換熱器或熱泵回收可降低風險。

4. 冷凝水與防黴設計：DOAS 除濕會產生冷凝水，設計可靠排水、傾斜、倒流防止。

5. 噪音與振動：DOAS 機組、風管與風口配置應考量消音設備，避免給受控空間帶來噪音或風場不均。

優勢：

1. 顯著改善除濕性能：DOAS 針對外氣潛熱（濕度）進行處理，降低 AHU 出現過冷再熱情形的頻率與再熱能耗。
2. 提升 IAQ：DOAS 可配置專用高效濾網（如高 MERV 或 HEPA），並維持外氣穩定供應與正壓，減少室內污染物濃度。
3. 系統分工明確、控制彈性提升：AHU 可專注顯熱控制，DOAS 專責外氣與除濕，使設備尺寸、控制策略與運轉更可優化。
4. 能源回收潛力大：配合熱回收（換熱輪、板式換熱器、熱泵回收等），可在冷/熱季節提升系統整體能效。
5. 更利於需求式通風（DCV）實施：將 DOAS 與 AHU 分離後，容易在 DOAS 端實現 CO_2 或人員偵測控制外氣量，達到節能效果。

劣勢：

1. 初期資本支出增加：多一套 DOAS 設備、可能的熱回收單元與附屬管線、機房空間與控制器，會提高初期投資。
2. 空間與配置困難（改建時尤甚）：DOAS 機房、額外風管與排水系統會占用空間，既有建築若無足夠豎向或平面空間，改造成本高。
3. 控制整合與運轉管理複雜：DOAS 與 AHU（或其他末端系統）的控制需精準協調（例如界定 DOAS 與 AHU 的分工條件、避免互相搶負載），對控制邏輯與通訊（BACnet/Modbus）要求較高。
4. 維護與營運成本提升：獨立過濾系統、全熱交換器清潔、冷凝水與防黴處理等需定期維護，若維護不當會造成性能退化或二次污染。
5. 潛在再熱需求：在極端除濕情況下，為維持送風溫度或避免冷凝，仍可能需要少量再熱，產生額外耗能。

6. 熱回收交叉污染風險：採用全熱交換器類熱回收時，若設計或維護不良可能出現排風與進風交叉污染的風險，需採用 purge sector 設計並監測洩漏。

   I. 外氣在進入建築前，經過 purge sector，用部分潔淨空氣來隔離可能的排風回流。

   II. 將殘留的排氣帶走，減少污染氣流進入外氣通道。

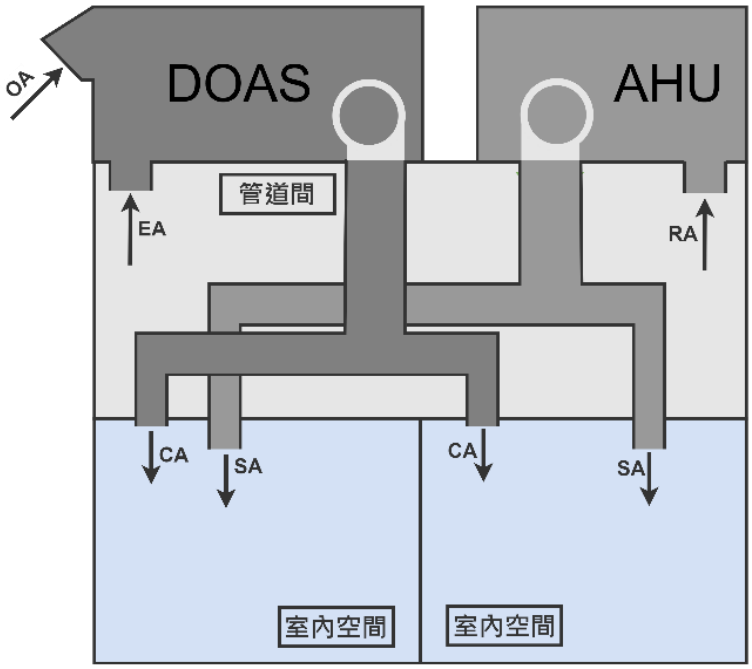


圖 6 DOAS 結合中央空調箱

2.3.4 DOAS 結合風機盤管

風機盤管（Fan Coil Unit,FCU）為常見的空調末端機種，主要以冷／熱水盤管與內建風機將空氣循環並調節室內溫度。傳統 FCU 通常不直接處理外氣，因此通風需求需由中央 AHU、獨立外氣設備或開窗等方式補足；在潮濕氣候或高外氣量條件下，僅靠 FCU 容易出現濕度控制不良或室內空氣品質（IAQ）不足的問題(Liu, 2024)。

將 DOAS 與 FCU 結合時，系統實現「乾濕分離」：DOAS 專責外氣的除濕、過濾與熱回收；FCU 專注於處理室內顯熱與局部空調需求。DOAS 可以結合風機盤管的送風側及回風側，下列進行探討與分析比較。

DOAS 結合風機盤管送風側

DOAS 處理後的外氣由獨立風道經送風口直接注入空間，或在靠近 FCU 的送風口佈置，使外氣成為空間的主要供風來源；DOAS 風機採用 VSD（變頻驅動）來依需量調整外氣風量。如圖 7 所示，FCU 保持只處理室內循環空氣的溫度（顯熱），不直接吸入未處理的外氣。

優勢：

1. DOAS 可精準控制送風露點與外氣量（VSD 使流量調節更平順與節能）。
2. 注入外氣到送風區，有利於外氣與室內回風快速混合，減少局部潮濕或短路
3. FCU 不需處理外氣（降低盤管負擔、減少再熱情形）。
4. VSD 可實現節能控制（可依 CO_2自動降速），降低風機功耗與噪音。

劣勢：

1. 若送風口位置與室內佈局設計不當，可能造成送風短路或部分區域換氣不足。
2. 需更細緻的風場設計與擴大風管/送風口配比，初期設計成本上升。
3. DOAS 風機 VSD 的控制須與 BMS 緊密整合，否則可能與 FCU 風速控制互相衝突。

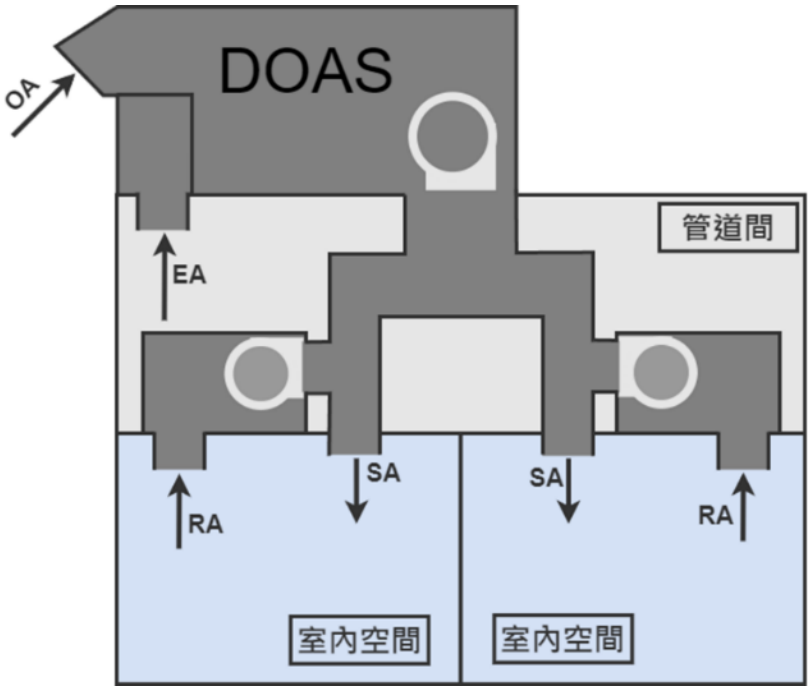


圖 7 DOAS 結合風機盤管送風側

DOAS 結合風機盤管回風側

如圖 8 所示，DOAS 將處理後的外氣送入 FCU 的回風側，使 FCU 吸入的是已處理的外氣與室內回風的混合氣。FCU 再以其風機把混合空氣送回室內，完成溫度調節。

優勢：

1. 施工較簡單：DOAS 風道可佈置至樓層回風井或靠近 FCU 進風位置，對既有系統改造較友善。
2. DOAS 送風管路與風機尺寸可相對小（因為利用 FCU 風機輸送到空間）。
3. 外氣注入點較靠近回風，流場短路問題相對可控（若設計良好）。

劣勢：

1. 若 DOAS 送風注入到 FCU 回風後，可能被 FCU 直接再循環，造成外氣未充分混合或局部換氣不足（需要正確佈局）。
2. FCU 若在吸入已處理外氣時同時調高送風風量，可能降低 DOAS 的除濕效益（因混合比例變化），導致濕度控制變複雜。
3. FCU 仍會影響外氣分配，較不利於 DOAS 單獨控濕策略的精準度。

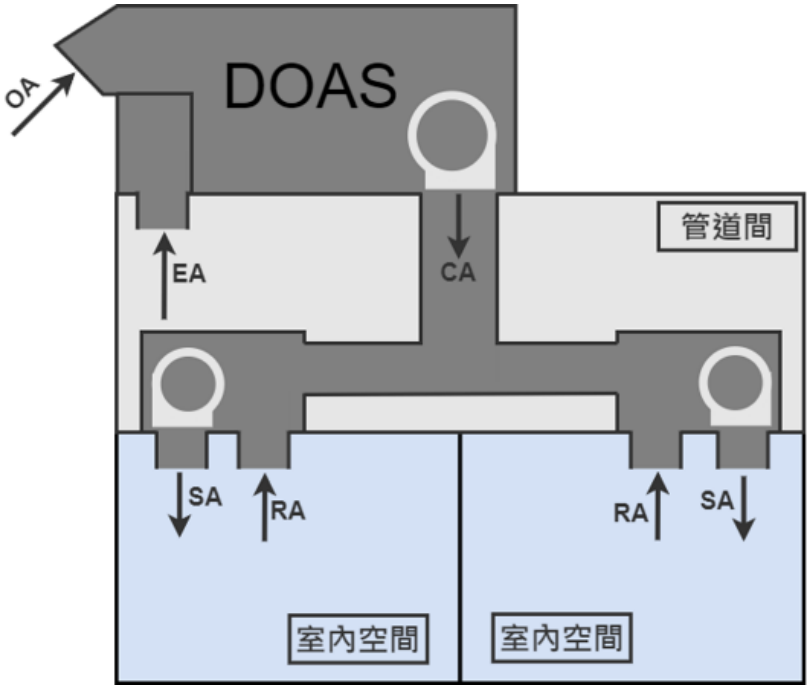


圖 8 DOAS 結合風機盤管回風側

2.3.5 實務建議

若是新建專案，推薦採用送風側注入（DOAS→空間/送風側）且 DOAS 風機採 VSD（VSD-DOAS）。原因在於送風側注入配合 VSD 能最大化 DOAS 對外氣露點與換氣量的精準控制，減少因 FCU 運轉變動導致的外氣混合失衡；送風側注入在風場設計良好時能提供更均勻換氣與更佳 IAQ 控制。

若是既有系統改造（改裝 FCU），回風側注入常因施工方便而被採用，但需特別注意混合比例與控制整合。理由：施工與風管佈局成本較低，但控制與調試複雜度升高，且 DOAS 的除濕性能可能受 FCU 運轉影響。

DOAS 之 CA 送入天花板空間

將 DOAS 處理後的室外空氣輸送到開放的吊頂空間或天花板上方管道間，調節後的室外空氣在這裡與來自室內的回風混合，如圖 9 所示，混合後的空氣被鄰近的區域性空調設備吸入，進行進一步的溫度調節後送入室內環境。

優勢：

1. 減少了額外管道、獨立擴散器或專用混合箱的需求，可顯著降低安裝成本，也降低建築物空間需求。

劣勢：

1. 難以精確控制和確保每個區域獲得所需的外氣量，可能影響室內空氣品質。
2. 如果不進行適當的溫度控制，可能在吊頂空間表面產生冷凝水，引發潮濕和霉菌問題。
3. 缺乏直接的管道連接，使得準確測量和平衡各區域的氣流變得困難。
4. 開放的吊頂空間可能導致不同區域之間的空氣交叉污染。

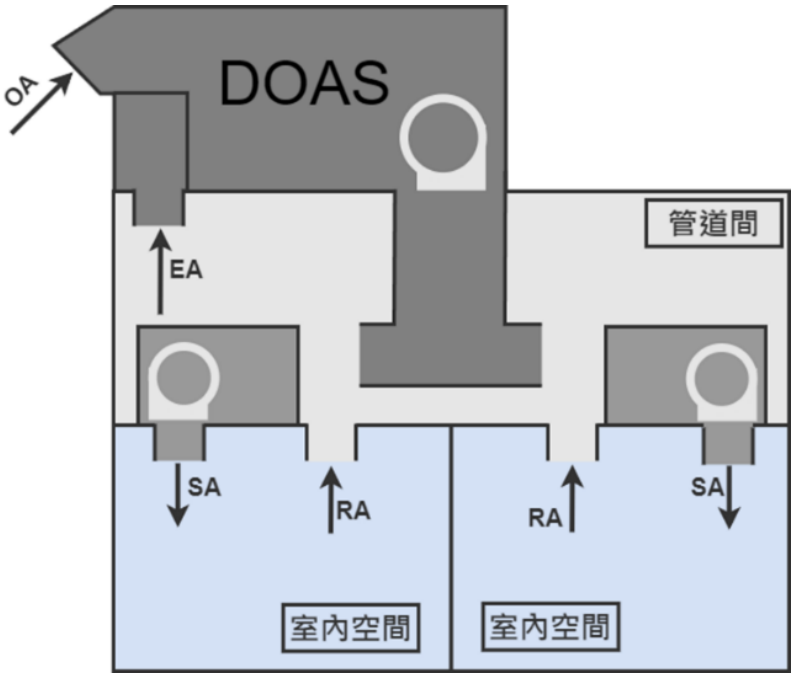


圖 9 DOAS 供氣直送天花板空間

圖 10 為，DOAS 與末端系統（如風機盤管、AHU 區域機組）協同運作「DOAS＋ 區域空調」的混合式配置。

優勢：

1. 潛熱處理集中在 DOAS，末端只需負責顯熱，降低再熱與能源浪費。
2. 區域空調單元（RA+SA）可針對不同房間負載調整，避免全棟過冷或過熱。
3. DOAS 持續提供乾淨外氣，室內 CO_2、VOC 濃度控制佳。
4. 可同時兼顧多區域，並搭配需求控制通風（DCV）。

劣勢：

1. 除了 DOAS 幹管外，還需配置區域送回風系統，空間需求較大。
2. 相較於單一傳統 AHU，DOAS+末端系統需要雙重設備與管路。
3. 必須協調 DOAS 外氣與末端顯熱處理，否則可能發生過冷/再熱或濕度失控。
4. DOAS 濾網與除濕裝置 ＋ 各末端風機盤管，維護成本增加。

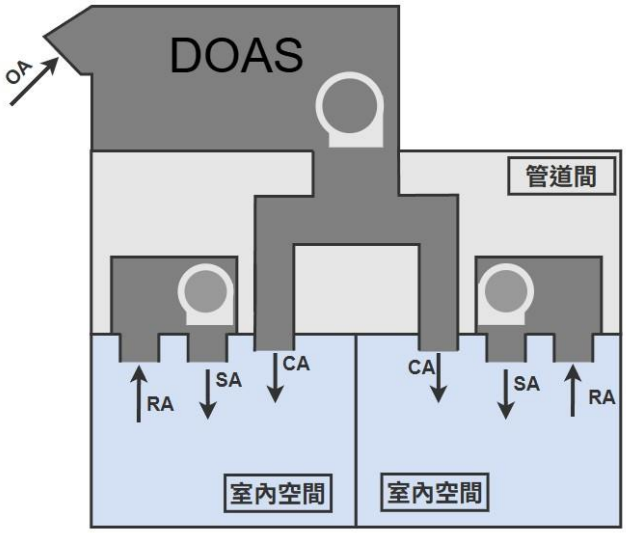


圖 10 DOAS 與末端系統協同運作

2.3.6 DOAS 單元常見系統類型

DOAS 配置冷卻盤管與再熱盤管

在 DOAS 系統中，冷卻盤管 (Cooling Coil) 的主要功能是將高溫高濕的外氣降溫，使其溫度低於露點，從而達到除濕的目的。然而，經過深度除濕後的空氣溫度往往過低，若直接送入室內可能會造成使用者感到不適，甚至導致局部空間過冷。

再熱盤管 (Reheating Coil) 的作用就是在這個階段發揮作用，它位於冷卻盤管的下游，將被冷卻過的乾燥空氣重新加熱到一個適合送入室內、且不至於造成過冷的溫度（通常接近室內溫度，約 20-24°C）。

原理：

1. 冷卻盤管 (除濕)：
   (1) 進氣狀態：DOAS 機組吸入戶外高溫高濕的外氣。
   (2) 過程：空氣流經冷卻盤管，冷媒或冰水在盤管中吸收空氣的熱量。
   (3) 目的：將空氣溫度降低到其露點以下，使空氣中的水蒸氣凝結成水，從而達到除濕的目的。此時空氣變為乾燥、但溫度非常低的狀態。

2. 再熱盤管 (溫度調節)：

(1) 進氣狀態：從冷卻盤管出來的空氣是乾燥但溫度過低的。

(2) 過程：空氣緊接著流經再熱盤管，盤管釋放熱能給空氣。

(3) 目的：將空氣溫度提升到一個合適的送風溫度，使其進入室內後不會產生冷風感，與室內回風混合後能維持舒適的溫度。

這種設計的核心是為了用冷卻盤管專注於處理潛熱負載（濕度），用再熱盤管專注於處理顯熱負載（溫度）。

再熱熱源來源其中部分方式可實現高效節能：

1. 熱回收 (Heat Recovery)：這是最節能的方式。

(1) 熱泵式 DOAS 的「熱氣再熱」：利用製冷循環中壓縮機排出的高溫高壓冷媒（熱氣），直接作為再熱盤管的熱源。這種方式利用了系統內部的廢熱，幾乎不產生額外能耗。

(2) 冰水系統的「熱水再熱」：利用冰水系統中的鍋爐或熱泵產生的熱水來進行再熱。

2. 電加熱器：這是最簡單但最耗能的方式。使用電熱絲直接加熱空氣。

3. 其他熱源：例如利用廢熱、燃氣等方式。

DOAS 與全熱交換器

全熱交換器 (ERV)：它的主要功能是進行能源回收。當它將室內污濁空氣排出時，會將其中的熱能和濕氣（全熱）回收，並傳遞給引入的外氣，從而達到節能的目的，如圖 11 所示，它是一種高效的換氣設備，本身不具備製冷或製熱能力。

原理：

1. 預處理階段：DOAS 機組首先會與全熱交換器結合。當 DOAS 從室外吸入外氣時，這股外氣會先通過全熱交換器。
2. 能源回收：在全熱交換器內部，外氣會與從室內排出的污濁空氣進行熱量與濕氣的交換。
   (1) 夏季：戶外外氣又熱又濕。全熱交換器會利用室內排風的冷能與乾燥，預先冷卻並部分除濕外氣，降低 DOAS 主機的負擔。
   (2) 冬季：戶外外氣又冷又乾。全熱交換器則會利用室內排風的熱能與濕氣，預先預熱並部分加濕外氣。
3. 深度處理：經過全熱交換器預處理後的外氣，再進入 DOAS 主機的冷卻盤管進行最終的冷卻與除濕。由於外氣的溫度與濕度已大幅降低，DOAS 只需要極小的能耗就能將其處理至理想狀態。

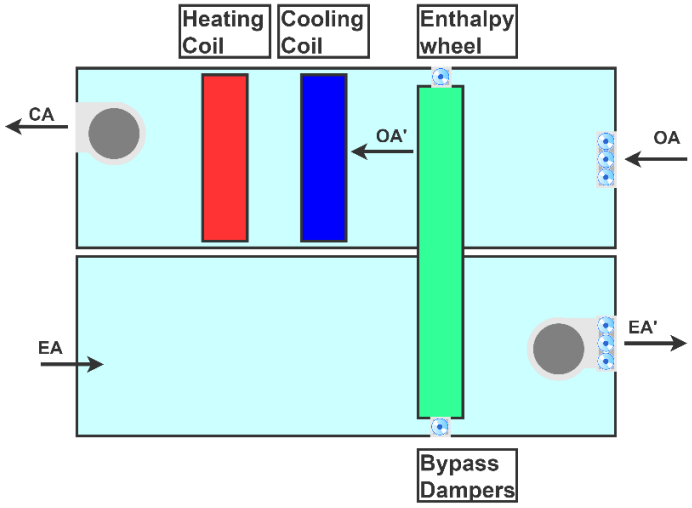


圖 11 DOAS 結合全熱交換器

DOAS 搭配吸附式除濕(輪)與全熱交換器

吸附式除濕輪的工作原理是吸附作用（或物理/化學吸附作用），其核心為旋轉的蜂巢狀轉輪，轉輪表面塗覆矽膠、活性氧化鋁、活性碳、沸石、分子篩、氯化鋰與氯化鈣等除濕材料。當潮濕的室外空氣流經轉輪處理區時，空氣中的水蒸氣被乾燥劑所吸附，轉化為潛熱，並以顯熱形式釋放，無需將空氣冷卻至露點，這是一種無需冷卻即可有效去除潛熱的方法。由於吸附過程會釋放熱量，處理後的空氣溫度會升高，而乾燥後的空氣具有「高溫低濕」的特性，因此，在後續工序中必須透過冷卻盤管對空氣進行顯熱冷卻，使其溫度恢復到中性溫度才能進行送風。

再生空氣的溫度與風量是除濕輪持續除濕能力的關鍵。當乾燥劑吸附水分子達到一定量（飽和），轉輪旋轉至再生區時，乾燥劑會被一股再生空氣加熱，使水分子脫附並隨再生氣流排出轉輪外，而乾燥劑也因此被再生、恢復吸附能力，此可實現乾濕分離。外氣可先透過全熱交換器 (ERV) 進行預冷及初步脫濕，回收排出空氣的能源，降低外氣在進入除濕輪前的溫濕度負荷，提高系統整體效率。經過除濕輪深度除濕後的空氣已具備極低的濕含量，但其溫度因吸附放熱而提高，因此，再利用冷卻盤管將此高溫乾燥空氣降溫至接近室內需求的中性送風溫度。

相較傳統冷卻除濕需將空氣過度冷卻後再加熱的作法，吸附式除濕輪直接去除潛熱，避免再熱能耗，減輕系統冷凍負載，能有效處理外氣高潛熱負荷。若進一步結合熱泵可同時提供冷卻效果及除濕輪所需的再生熱源，將可再獲得更多的節能效果。

如圖 12 所示，全熱交換器（ERV）：負責處理顯熱和潛熱的初步回收。它利用排出空氣的能源來預先處理外氣，達到節能目的。

DOAS 冷卻盤管：負責處理空氣的顯熱。它將除濕轉輪處理後的乾燥、高溫空氣進行冷卻，使其溫度達到適合送入室內的中性溫度。

這三者的結合，實現了分階段、高效的「乾濕分離」。全熱交換器負責「節省能源」，除濕轉輪負責「高效除濕」，而盤管則負責「精確控溫」。

表 4 為下文所示 DOAS 常見系統比較

1. 全熱交換器（ERV）

   (1) 進氣：室外高溫高濕的外氣進入 ERV。

   (2) 能源交換：在 ERV 內部，外氣與室內排出的污濁空氣進行熱量和水分的交換。在夏季，ERV 會利用室內冷空氣預先冷卻並部分除濕外氣。

   (3) 目的：最大化能源回收，降低 DOAS 系統的後續處理負荷。

2. 除濕轉輪

   (1) 進氣：經過 ERV 預處理後的外氣進入除濕轉輪。

   (2) 除濕：轉輪上的乾燥劑會吸附空氣中的水分。這個過程是化學吸附，能將空氣的露點降至極低，達到深度除濕的目的。但同時，吸附作用會產生熱量，導致空氣溫度升高。

   (3) 再生：轉輪在旋轉過程中，會進入一個再生區。此處有另一股空氣（通常是利用系統廢熱或電熱器加熱的空氣）流過，將乾燥劑吸附的水分帶走，使其恢復吸濕能力。

   (4) 目的：以最小的能耗去除大量的潛熱（濕度），尤其適合在濕度極高的環境下使用。

3. DOAS +冷卻盤管

   (1) 進氣：從除濕轉輪出來的空氣已經非常乾燥，但溫度較高。

   (2) 冷卻：空氣流經 DOAS 的冷卻盤管，進行最終的降溫。

   (3) 目的：將乾燥、高溫的空氣冷卻到一個適合送入室內、不會造成過冷的溫度（通常約 20˚C），從而維持室內舒適。

4. DOAS 機組結合形式

(1). 冰水冷卻盤管+再熱盤管(選配)+送風風機，適用於中央空調 冰水系統可供應低溫冰水源，如一般外氣預冷空調箱機組(PAH)。

(2). 獨立直膨冷卻盤管+再熱盤管(若採熱泵方式更加)+送風風機+室外機，適用於中央空調冰水系統或多聯變頻直膨系統(VRF)，如原為中央空調冰水系統則真正可將冰水主機出水溫度提高，如本文核心概念「乾溼分離」，享其最佳經濟效益。

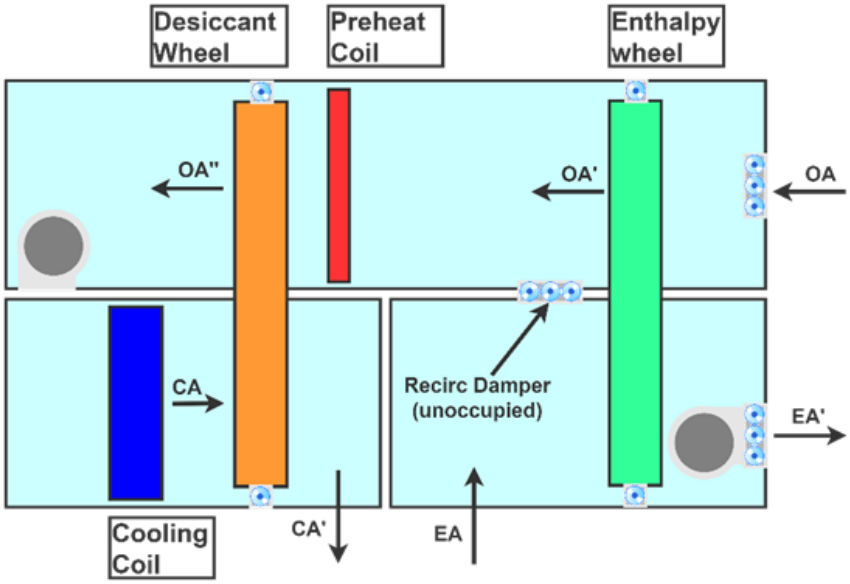


圖 12 DOAS 搭配除濕轉輪與全熱交換器

表 4 DOAS 常見系統比較

配置(DOAS 與)	優勢	劣勢
冷卻盤管+再熱盤管	除濕直接且精準；設備成熟、設計簡單	高再熱能耗；若控制不當易過冷造成浪費；冷凝水量大
全熱交換器	回收顯/潛熱、降低外氣負荷、運轉成本佳	全熱交換器有交叉污染與洩漏風險；板式潛熱回收較弱
除濕轉輪+全熱交換器	最佳除濕能力、可達低露點且降低再熱	系統複雜、初期投資與維護高；再生需熱源

三、控制方法

3.1 DOAS 運行模式

DOAS 系統最主要的優點是將外氣與室內回風分開處理。這種設計可以精準掌握外氣供應量，並且有助於提升對人員使用區域濕度的控制能力。將 DOAS 單元設計為能夠處理所有潛熱負荷。這樣一來，區域型空調設備只需要負責維持室內乾球溫度，解決一般區域空調在顯熱負荷不足時，除濕能力下降的問題。

如圖 13 與表 5 所示，依據室外空氣條件所定 DOAS 有四種常見的運行模式：除濕與冷卻、顯熱冷卻、加熱以及僅通風。

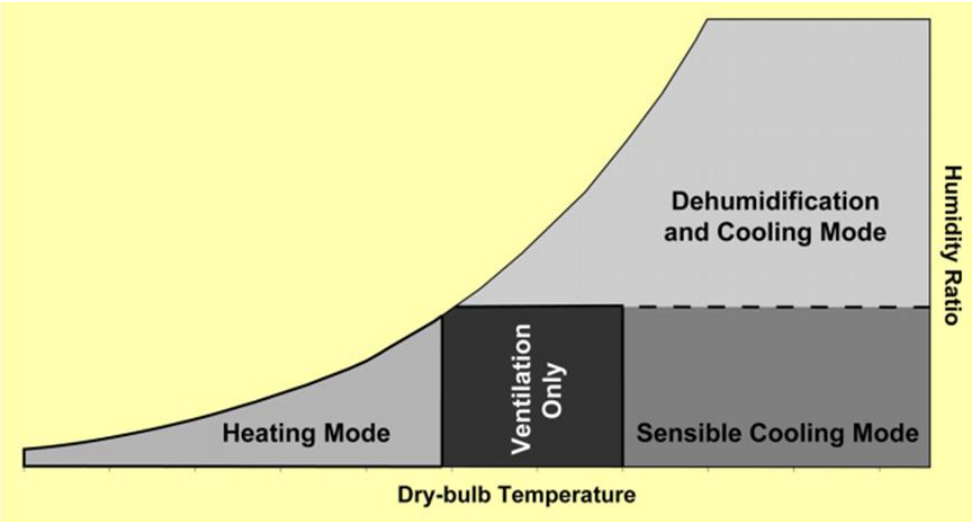


圖 13 DOAS 運行模式圖

(圖出處：ASHRAE, 2017)

表 5 DOAS 控制條件表

控制模式	戶外條件
除濕和冷卻	室外空氣露點 > 除濕設定點
顯熱冷卻	室外空氣露點 ≦ 除濕設定點 室外空氣乾球溫度 > 冷卻設定點
僅通風	室外空氣露點 ≦ 除濕設定點 加熱設定點 ≦ 室外空氣乾球溫度 ≦ 冷卻設定點
暖氣模式	室外空氣露點 ≦ 除濕設定點 室外空氣乾球溫度 < 加熱設定點

3.2 濕度控制

濕度控制是最常見的控制方法，若以濕度為優先控制，可以設定一個最低送風溫度限制，避免室內溫度過低。目的是將空氣冷卻至所需的露點溫度，以達到室內所需的濕度水平，通常是通過冷卻盤管來完成，並常常配合空氣對空氣的能源回收設備來輔助。其他除濕方法包括乾燥輪或液態乾燥劑除濕器。

多點濕度感測：

建議在回風管、代表性室內空間、送風管等設置濕度感測器，避免單點感測造成控制偏差。也可與建築能源管理系統（BEMS）連動，根據天氣預報與室內濕度趨勢，提前調整控制策略。若系統除濕量大，應考慮冷凝水排水設計，並可考慮回收利用。

無人時段的濕度控制(周末、休假)：

通常是關閉 DOAS 單元的供風和排風風機，並關閉室外空氣和排風風門。但在潮濕氣候中，濕氣可能會繼續滲透進入建築物，如剛好有清潔活動等會顯著增加室內的濕度。這可能導致濕度過高，進而產生凝結和隨後的濕氣相關問題。

解決方法可以於 DOAS 單元加入回風風門，利用回風空氣來調節濕度，以維持空間內所需的濕度條件，這種模式下只有供風風機和冷卻盤管會啟動，運行風量減少，可以降低氣流速率，也可設定週期性除濕運轉，例如每隔一段時間（如 30 分鐘~1 小時）啟動盤管和風機，以抑制濕氣累積從而降低能耗。此外，注意回風路徑的壓力將與室外空氣進氣路線的壓力降相近。

3.3 溫度控制

一般設計而言，送入空間的溫度是由除濕過程來做決定，將處理過後的室外空氣送至最接近除濕後的溫度，這樣可以在維持室內舒適度的條件下達到最佳能效與成本效益。由於 DOAS 系統的主要功能是提供室外空氣和除濕，在處理顯熱的部分雖然有輔助效果，但不以冷卻作為目標，且 DOAS 系統僅提供外氣量，在部份情況下，即使這是相對小的風量也可能導致某些區域過冷，因此設計時可以透過局部設備或系統設計控制（如溫溼度協同控制、再加熱或是風量調整）來避免局部過冷的情況。

3.4 室外氣流控制

此控制方法又稱需求控制通風或動態風量重設。一般而言，DOAS 系統在建築未使用或早晨的暖機時間除非有除濕的需求，否則不需要啟動。需注意的是在調整室外風量時須注意排風量也可能需要隨之變動，以避免建築內產生負壓。室外風量最低值由通風法規(ASHRAE 62.1)、補償排風需求或是維持建築正壓的最小外氣量來決定。

通常是在 DOAS 系統送風機上安裝變頻驅動器(VFD)以及在送風的末端安裝壓力獨立型風門(每個區域一個)。並在各個區域使用人員感測器或二氧化碳感測器、每日時段(TOD)計劃，根據其數據設計一策略根據區域內不同的人員水平動態地調整輸送至各區域的室外空氣量。

優點：不只有助於避免空間溫度過低，其策略也可以控制其他空調設備如冷氣、風扇、暖氣等，可以有效的節省能源消耗。

缺點：需要更昂貴且複雜的送風分配系統。

3.5 建築壓力控制

保持建築物內部相對室外的正壓是設計的重要條件，如表 6 所示，若建築物內部是相對負壓狀態，未經處理室外空氣就會透過縫隙或門縫滲入帶來汙染物、濕氣或熱負荷等問題。

在 DOAS 系統中，建築內部壓力通常取決於送風量與排風量之間的關係，為維持適度正壓，通常有兩種較典型的控制策略：

1. 壓差控制法(直接法)：直接量測建築壓力，並由系統自動調整送排風量以達到所需的平均建築壓力。此方法有兩大挑戰，一為尋找合適的位置擺放感測器，需安裝在穩定區域避免氣流或其他因素干擾；二為精確的壓力量測，建築內部的壓力設定值較低(比起風管壓力)，因此更為考驗感測器的低壓量測能力。
2. 送/排風量控制法(間接法)：透過量測或是估算來調整送風量及排風量，保持其固定的差值來維持建築內部正壓。

表 6 壓力控制法比較表

方法	壓差控制法	送/排風量控制法
控制邏輯	量測建築內外壓差，控制送/排風量來維持	透過估算或量測來調整送/排風量
優點	控制較為精確且能夠及時調整	較穩定，不受外部擾動影響，維護簡單
缺點	感測器安裝位置難找 需較高靈敏度的感測器	無法及時反應外部干擾需精確推估及可靠的量測計，否則容易導致壓力失控
適用情境	醫院、實驗室等需要嚴格控制壓力的建築	商場、辦公室、學校等人流大、壓力需求中等之建築

避免空間溫度過低的方法：

1. 啟動區域空調設備的加熱功能:

直接將處理後的室外空氣送入空間，如室內溫度過低則啟動區域空調設備中的加熱盤管，此方法只適用於少數區域需要加熱且有加熱設備的情況。如有加熱功能的 Fan-Coil Unit。

2. 在 DOAS 裝置中再加熱除濕(通常為微量加熱):

利用處理過後的室外空氣供應低溫空氣來降低室內顯熱負荷，通常可以縮小局部 HAVC 機組規模。但在以下情況時，DOAS 系統可能會為某些空間提供過多的製冷量，這時就需要重新加熱來調節除濕後的室外空氣再送入以下空間：

(1) 避免部分負荷條件下空間溫度過低：區域的顯熱負荷因室外空氣條件變溫和、太陽熱增益或是內部負荷降低而下降。

(2) 區域的顯熱負荷變動較大：像是飯店或是宿舍等，不同房間的顯熱負荷有顯著的差異。

(3) 需要調節到非常低的室外空氣露點溫度：在潛熱負荷很高的空間，例如泳池、餐廳等潮濕或高人流區域。

(4) 避免天花板靜壓室出現冷凝：若設計是將室外空氣直接送入天花板夾層，則送入的室外空氣溫度必須高於靜壓箱內的空氣預期露點溫度，否則會導致冷卻表面出現冷凝。

對以上需要對室外空氣再加熱的情形，上述有提到部分區域配有加熱裝置可以進行加熱，對於沒有加熱功能的區域則可以透過在 DOAS 管道系統中為每個區域安裝加熱盤管來進行，也可以在除濕後的室外空氣裡開 DOAS 裝置之前利用回收的能源來進行少量的加熱。

利用 DOAS 裝置進行再熱控制方法：

1. 根據室外空氣溫度重設 DOAS 的出風溫度：

根據室外空氣溫度來啟動 DOAS 裝置的再熱盤管或空氣對空氣回收裝置。例如，當室外空氣溫度低於設定值時啟動加熱盤管或包覆式熱管，將處理後空氣的乾球溫度提高，避免沒有加熱設備的空間出現過冷問題。

值得注意的是，即使啟動再加熱，除濕功能仍不受影響。冷卻盤管仍會被控制到足夠低的露點，確保室內溼度可以維持在設計範圍內。

此方法的設定值通常需要在系統運行一段時間後，透過試運行與調整來優化。這種控制方法較為簡單也和許多傳統 VAV 系統常見的室外空氣溫度重設策略相似。

2. 根據最冷區域啟動再加熱：

藉由建築自動化系統(BAS)來監控 DOAS 系統輸送到的每個區域終端設備，並判斷區域的局部加熱設備是否啟動或是沒有局部加熱設備的區域溫度是否低於加熱點。根據 BAS 的訊號 DOAS 系統可以調節其再熱能力，將送風乾球溫度提高，加熱量只要能夠避免或減少區域設備的加熱需求，並防止大多數或所有的區域空間溫度過低。

注意：以上策略要達到節能效果只有在 DOAS 系統的再熱系統是使用回收能源才成立，例如：包覆式熱管、空氣對空氣能源回收裝置、熱氣再加熱等。若 DOAS 的再熱使用的是燃氣或是電力，那讓區域設備自行運行加熱模式會更有效率。

3.6 全熱交換器之能源回收

排風能源回收在一年最冷或是最熱的時候，也就是較極端的室外條件下，其能源回收效益最大，也能使加熱/冷卻的設備規模縮小，然而，在一般較為溫和的室外條件下，若能源回收裝置運行不當反而會增加整體能源消耗。因此，如何適當的控制能源回收裝置至關重要。

全熱交換器(Total-energy wheels)的控制方式主要有兩種：

1. 焓值控制(Enthalpy Control)：透過量測室外空氣與排風的溫度與濕度來控制。
2. 溫度控制(Temperature-Only Control)：只依靠溫度來控制運行。

若選擇焓值控制，則濕度感測器的準確性相當重要，包括長期運行中對精度的影響。對於溫度感測器也是同樣的道理，但一般而言感溫器的精度更高，長期的漂移量較小。在以 DOAS 系統出風溫度或空調箱出回風溫度感測僅為單一條件量測控制策略中，感測器之間的相對差異比起感測器的絕對準確度更為重要。

全熱交換器控制策略與應用方法:

(1) 區域 1：全回收控制 冷卻(Cooling)

- 控制策略：當室外空氣 OA 的溫度或焓值高於排風 EA 時，全熱交換器滿載運轉以最大化的降低室外空氣的顯熱與潛熱負荷。
- 啟動條件：室外空氣乾球溫度(或焓值)高於排風乾球溫度(或焓值)
- 運作原理：當出現啟動條件的兩種情況時，代表室外空氣比室內排風更熱、更濕，如果直接進入冷卻盤管會帶來極大的顯熱與潛熱負荷，增加能耗。全熱交換器透過與排風先預處理進入盤管前的室外空氣，降低其溫、濕度，這樣可大幅減輕盤管的冷卻與除濕需求。
- 注意事項：若只採取溫度控制(Dry-Bulb Control)，可能會在室外空氣溫度不高但濕度高時啟動全熱交換器(例如：梅雨季)判定為不需要啟動，導致高潛熱空氣直接進入 DOAS 系統導致能耗增加。

(2) 區域 2：停用控制 (NO Recovery)

- 控制策略：關閉全熱交換器，不進行能源回收
- 啟動條件：當室外空氣焓值低於室內空氣排風焓值；但室外空氣溫度接近或略低於室內設定溫度 CA 時
- 運作原理：此時的室外空氣本身比室內排風更乾冷，無須再做額外處理，如果開啟全熱交換器反而會將排風的熱量及濕氣轉移回室外空氣，增加能耗。

(3) 區域 3：部分回收控制(Partial Recovery heating)

- 控制策略：全熱交換器以部分容量運轉，適度調整回收能源的比例，調整送風溫度。
- 啟動條件：當室外空氣乾球溫度略低於室內空氣調節溫度設定點，但不至於過冷時。
- 運作原理：當室外空氣接近或略低於控制點溫度時，可將全熱交換器部分運轉(例如降低轉速或是部分空氣旁通)，利用排風進行微量的加熱就可以使室外空氣維持在合適的溫度，保持室內溫度穩定的同時也減少再加熱盤管的能耗。

(4) 區域 4：全回收控制 加熱(Heating)

- 控制策略：全熱交換器滿載運轉以最大化的降低室外空氣的顯熱與潛熱負荷。
- 啟動條件：當室外空氣溫度遠低室內排風以及室內設定點溫度但仍高於結霜臨界溫度時。
- 運作原理：在冬季或是寒冷的氣候下，將全熱交換器滿載運行，最大化的利用廢氣中回收的能源來加熱調解室外空氣，以降低後續設備的加熱需求。

3.7 顯熱交換器

其分區與控制方法大致與全熱交換器相同，差別在於顯熱交換器只針對溫度作處理，沒有辦法對濕度進行控制。因為只有針對溫度的部分控制，在前段部分就會與全熱交換器有斜線區域的判斷差異；以及在後段部分因顯熱交換器並無水分上的處理所以不易有結霜問題，若真的發生則會使用三通閥降排氣側盤管的溫水導入增加水溫來避免結霜。表 7 為全熱交換器與顯熱交換器之比較。

表 7 全熱交換器與顯熱交換器比較表

	全熱交換器	顯熱交換器
回收能力	顯熱+潛熱	顯熱
判斷方法	溫度+濕度	乾球溫度
控制策略	較複雜	較簡單
效率	較高	較低
空間需求	較大	較小
適用氣候	潮濕炎熱氣候	乾燥氣候
適用情況	1. 重視舒適度及 IAQ 之場所，如飯店 2. 潛熱負荷高，如健身房	1. 須避免交叉污染，如醫院、實驗室 2. 初期成本較低 3. 不需要加濕之場域，如資料中心

四、維護與管理

為確保 DOAS 系統於全生命週期內持續達成設計之通風與濕度控制成效，例行性的系統化監測不可僅止於年度實體檢查，而應納入日常營運的常態機制，並在季節轉換等關鍵時點執行操作績效複核，依場域特性與管制需求調整監測框架與程序。此一「持續監測+定期複核」的維運策略，可及早辨識偏差並維持系統長期穩定表現。

為維持輸入室外空氣之潔淨度與量測可靠性，建議將「空氣品質維護」納入固定週期的前置作業，包含濾網之定期巡檢與更換，以及關鍵感測與測站之潔淨與校準；並於條件允許時搭配季節性之功能測試與委託檢核，驗證控制序列與設定點之有效性，以下各部件建議監控點位為建議參考，並非全部需要。

各部件建議監控點位

(一)一般環境

監控目標：室外進氣乾球溫度、室外相對濕度/露點溫度

監控目的：用來比對設計工況、判讀除濕盤管負荷。

常見異常：室外傳感器髒堵/飄移，導致錯誤的盤管目標或旁通判斷。

(二)風機(送風/排風)

監控目標：送風/排風之運轉狀態與轉速。

監控目的：用於排/送風追蹤與建築壓差控制；避免負壓吸入潮濕空氣。建築壓差受送風量、排風量與殼體氣密影響，目標多為在潮濕戶外時維持微正壓、在寒冷時趨於中性。

常見異常：排風風量感測器髒堵，控制誤判而讓排風長期滿速。

(三)風門

監控目標：各風門開度

監控目的：室外/旁通/排風量之分配，會間接影響壓差與除濕效果。

常見異常：致動器反向、連桿鬆脫、髒堵卡滯。

(四)冷卻段

監控目標：盤管乾球溫度、冷凍水閥門行程、壓縮機變頻與調節，以及壓縮機故障狀態。

監控目的：盤管溫度與壓縮機能力共同反映實際除濕與顯熱處理能力。

常見異常：感測飄移導致過冷/過熱、盤管面速不足或結露排水不良。

(五)加熱段

監控目標：盤管乾球溫度、熱水閥門行程或電加熱段數/調節。

監控目的：除濕後回溫與防低溫送風，避免結露與舒適度下降。

常見異常：過熱導致不必要能耗；或回溫不足造成送風過冷。

(六)濾網

監控目標： 濾網壓差。

監控目的：壓差上升意味風量下降，且讓下游感測氣/盤管出現髒堵。

常見異常：濾網漏裝/繞流（密合不良），或設在盤管下游而受潮。

(七)風量量測裝置

監控目標：各量測點之風量

監控目的：用於驗證通風量與建築壓差控制（包含排/送風追蹤）。

常見異常：髒污造成讀值誤差、上下游兩個測點容許誤差疊加將導致控制系統誤判。

五、營業場所量測輔導及問題歸納分析

5.1 案例一

5.1.1 案場概況簡介

案例一之外氣量測地點為某百貨商場，量測範圍為地下一層之美食街、一至四層樓之商場，量測區域之面積為地下一樓 19600m^2、一樓 15960 m^2、二樓 11480 m^2、三樓 12000 m^2、四樓 8160 m^2。量測時間為 2025/04/24 上午九點至下午六點，當日室外溫度 24℃，相對濕度 78%。空調全年室內設定溫度為 24℃，當日實際量測之室內溫度控制於 22℃~25℃。

使用冰水機空調系統，冰水主機為 112 年製造之 TRANE 水冷離心式變頻機型，COP 值 6.17，額定製冷能力 450RT，及 102 年製造之開利水冷離心式定頻機型，製冷能力 300RT。冰水出水溫度設定為 12.5℃。開機排程為現場人員依據當天氣候決定。

現場公共區域如走廊等區域是使用空調箱 AHU，利用室內回風加上部分外氣做調節製冷並送風至各出風口；餐廳與店家區域則是外氣空調箱 PAH 結合 AH 或 FCU 來調節室內溫濕度，所有設備皆為定頻控制，現場有人員每兩個小時進行現場溫度抄表，場務人員會再依據回報的數值決定各空調箱是否開啟；餐廳的外氣空調箱及空調箱則是隨營業時間固定開啟。

量測點位規劃如圖 14 至圖 18 所示，所有點位皆量測用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速，量測高度約為 1.1m。量測數值與 PMV 計算值如表 8 與表 9 所示，PMV 值與溫濕度關係圖與量測時間如圖 19 與圖 20 所示，本次量測數值未包含二氧化碳濃度。

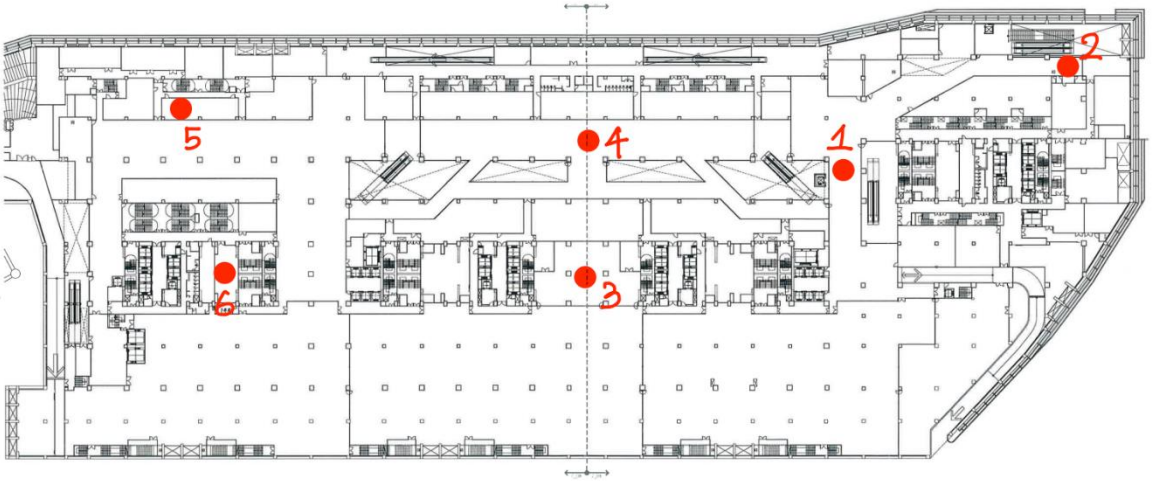


圖 14 案例一 B1F 量測點位

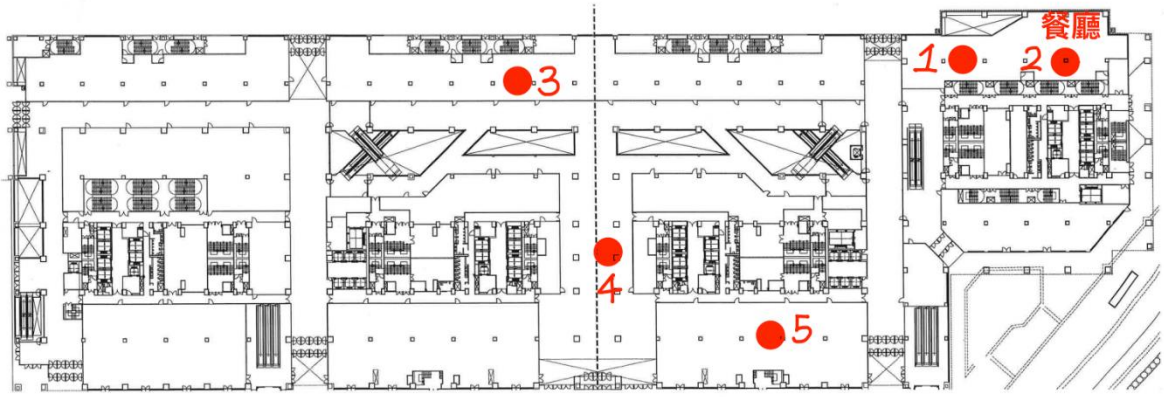


圖 15 案例一 1F 量測點位

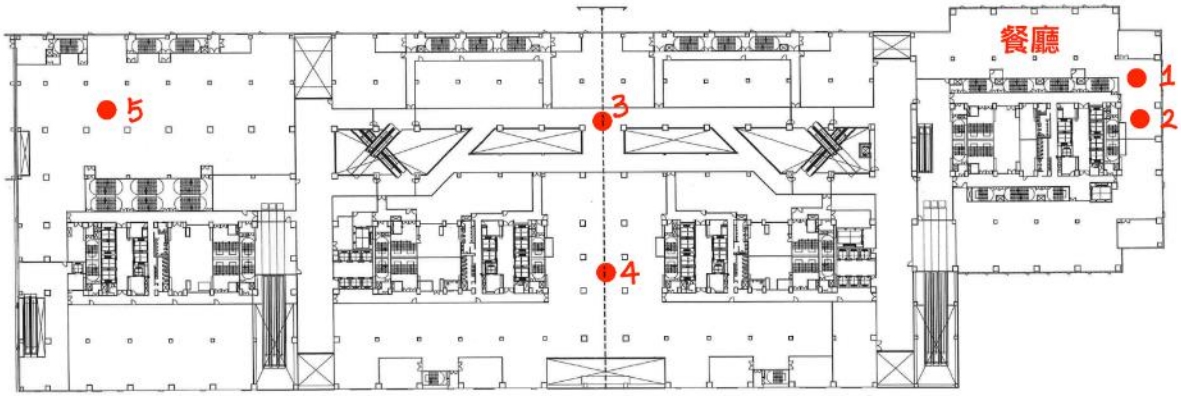


圖 16 案例一 2F 量測點位

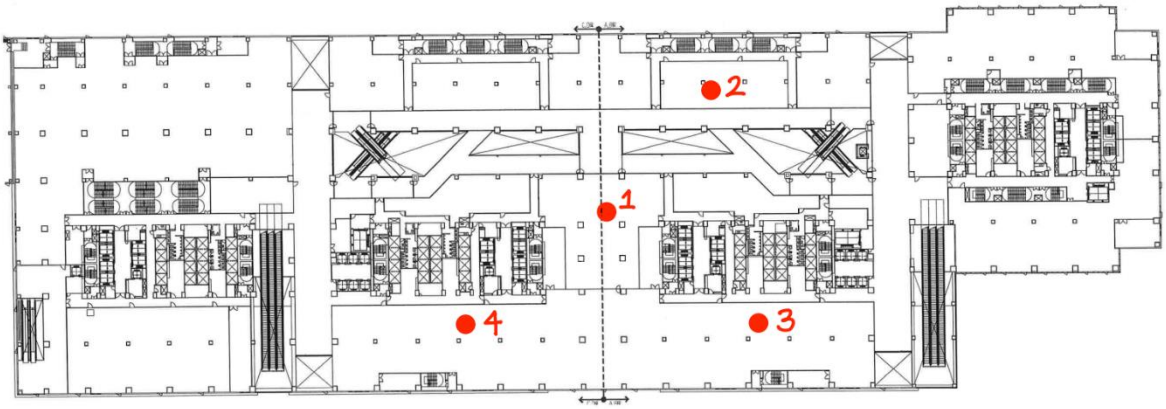


圖 17 案例一 3F 量測點位

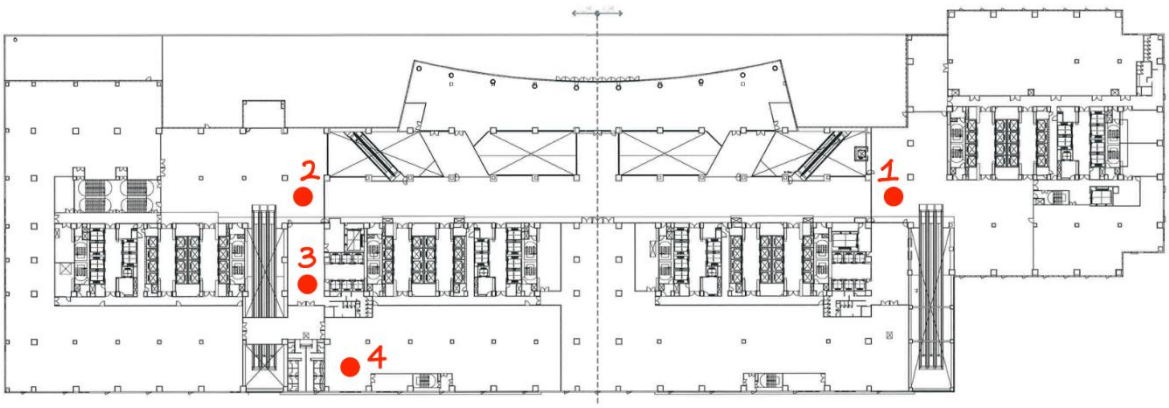


圖 18 案例一 4F 量測點位

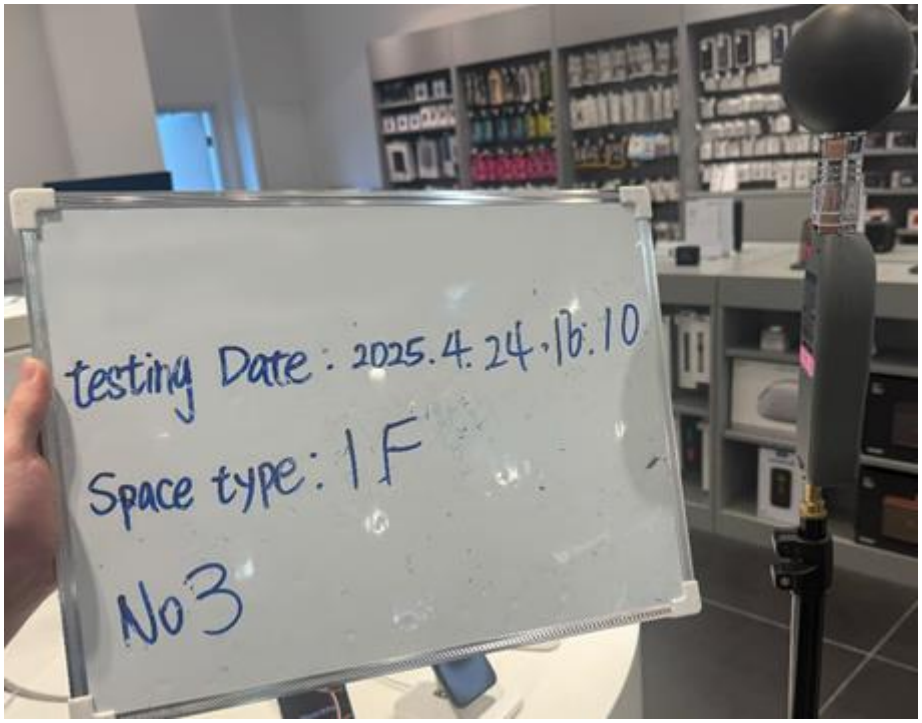


圖 19 案例一熱環境量測

表 8 案例一各區域量測數值之一

點位	1F-1	1F-2	1F-3	1F-4	1F-5	2F-1	2F-2	2F-3	2F-4	2F-5	3F-1	3F-2
量測時間	14:52	14:52	16:10	16:13	16:25	14:35	14:35	16:42	16:43	16:58	17:14	17:17
平均溫度(℃)	23.6	23.3	24.0	23.9	23.0	24.0	23.9	23.3	23.4	23.9	23.7	23.8
平均黑球溫度(℃)	23.2	23.3	24.9	23.8	22.9	23.8	24.4	23.7	23.1	24.5	23.7	23.4
平均相對濕度(%)	80.0	82.8	78.7	79.9	73.9	78.6	79.6	81.0	78.7	83.5	80.2	75.9
環境風速(m/s)	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
PMV 值	0.44	0.48	0.57	0.50	0.37	0.50	0.54	0.44	0.38	0.58	0.53	0.47

表 9 案例一各區域量測數值之二

點位	3F-3	3F-4	4F-1	4F-2	4F-3	4F-4	B1-1	B1-2	B1-3	B1-4	B1-5	B1-6
量測時間	17:32	17:33	17:50	17:52	18:06	18:09	13:35	13:40	13:56	13:57	14:12	14:13
平均溫度(℃)	23.8	23.6	23.1	22.4	22.9	23.4	23.6	23.1	24.6	24.6	24.8	24.6
平均黑球溫度(℃)	24.3	23.3	23.3	22.0	23.3	23.7	24.2	22.8	26.2	24.8	25.3	24.7
平均相對濕度(%)	80.5	81.7	77.2	78.8	77.3	75.9	75.7	83.6	66.0	77.8	75.2	73.0
環境風速(m/s)	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
PMV 值	0.53	0.44	0.38	0.18	0.31	0.39	0.45	0.33	0.59	0.67	0.79	0.66

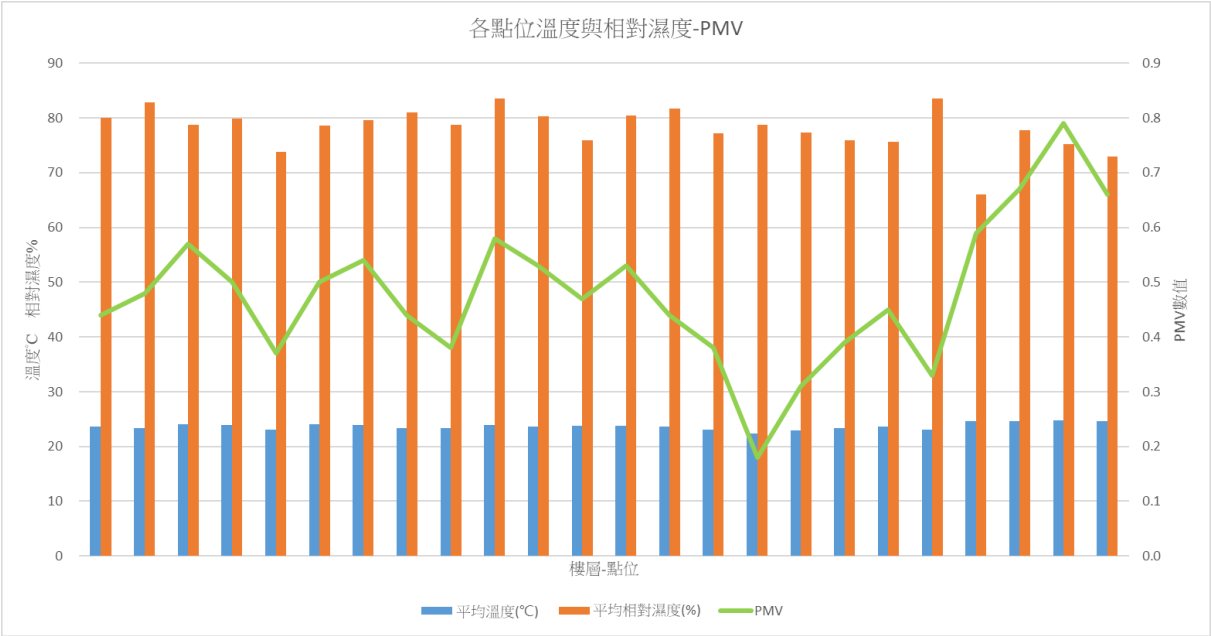


圖 20 案例一 PMV 與溫濕度關係圖

5.1.2 案場環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例一之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對相對濕度之探討

案例一為某百貨商場，雖已設置外氣供應系統，但因地區常年高濕，原系統以外氣冷卻並人工監控溫濕度的方式操作，且採定頻運轉。實際運行時，多數外氣空調箱（除餐飲區外）長期關閉，外氣僅經由其他非預期路徑進入室內，導致室內濕度偏高，加重室內空調除濕負荷。為解決濕度問題，場方增設除濕機，而造成能源使用效率下降。

2. 針對空調箱之設備效能探討

由於所有空調箱均為定頻控制，且場域面積廣大，運轉易產生能源浪費。外氣空調箱運轉策略不當，使外氣濕負荷未經預處理即引入室內，加劇濕度問題。為降低能耗與潮濕現象，部分空調箱被關閉，導致舒適度難以維持。

相關建議：

現行操作偏離 DOAS 系統「處理外氣潛熱並穩定室內濕度」之設計初衷。建議導入具除濕能力之 DOAS，例如採露點控制之預冷盤管或能量回收裝置（ERV），在進入主盤管前先降低濕負荷；並可加入焓值或溫溼度感測控制之電動風門，以動態調節外氣量。此外，導入變頻技術讓冰水機、水泵及風機依負載變化自動調速，可顯著提升系統效能並維持舒適度。

3. 針對 PMV 值之探討

舒適範圍之 PMV 值介於 −0.5 至 0.5。本案於地下一樓美食街測得部分區域 PMV 達 0.8，顯示體感偏熱。雖氣溫 24.6 ~ 24.8 °C 屬合理，但相對濕度偏高（RH > 77%）且風速不足，導致人體散熱不良而產生悶熱感。

4. 針對建築壓力之探討

美食街通常須維持微負壓狀態，避免美食街異味流至其他樓層，且美食間區域空氣流向廚房出菜區，因此美食街區域之外氣量補給，不僅須考量用餐人員所需外氣量，亦須補充流向廚房出菜區之必要風量，不能隨意降低供應風量。

5.2 案例二

5.2.1 案場概況簡介

案例二之外氣量測地點為某超市內美食街，量測範圍為一樓顧客用餐區域，量測之用餐區域面積約為 544 m^2。量測時間為 2025/05/16 上午十一點至下午一點，當日室外溫度 33.3℃，相對濕度 50%。空調全年室內設定溫度為 25℃，當日實際量測之室內溫度控制於 24℃~25℃。

使用冰水主機空調系統，共有 3 台冰水主機，分別為兩台定頻與一台 110 年製造之堃霖磁浮離心式變頻機型，COP 值 6.1，額定製冷能力 400RT，配有兩座壓縮機。根據季節手動控制運轉台數，常態性皆為開啟一台變頻主機，夏季同時運轉兩座壓縮機，冰水出水設定為 9℃、冬季則輪流運轉，冰水出水設定為 14℃。

本案為冰水一次側系統，除變頻主機的泵浦為變頻外，其餘皆為定頻水泵並維持在 55HZ 運轉。冷卻水塔風扇為定頻式，出水溫度控制於 28℃~32℃之間。此量測區域主要由一台外氣空調箱供應新鮮外氣，再由室內空調箱直接對室內空氣進行溫度控制，所有空調箱包含外氣空調箱採定頻群組式供風系統，感測器設置於管道內，溫度設定於 25℃，根據溫度控制起停。

所有點位皆量測用餐區域之溫濕度、黑球溫度、風速，偶數號點位量測二氧化碳濃度，高度皆為 1.1m，點位表示如圖 21 顯示，量測數值與 PMV 計算值如表 10 所示，PMV 值與溫濕度關係圖與量測時間如圖 22 圖 23 所示。

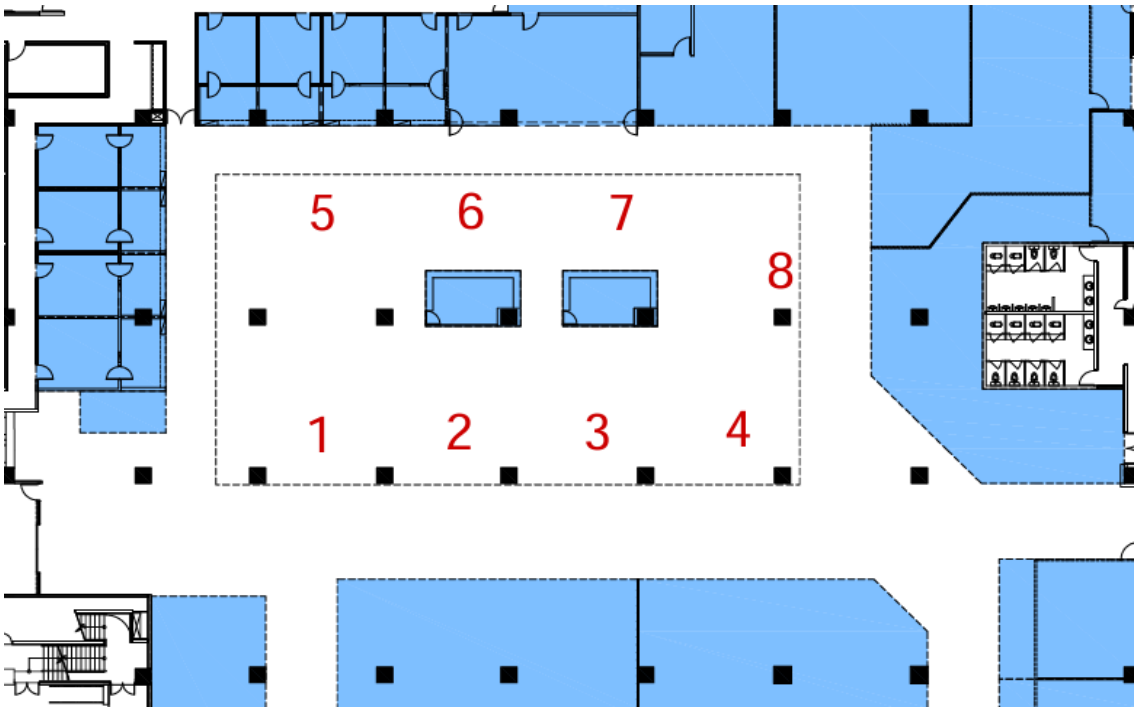


圖 21 案場二量測點位

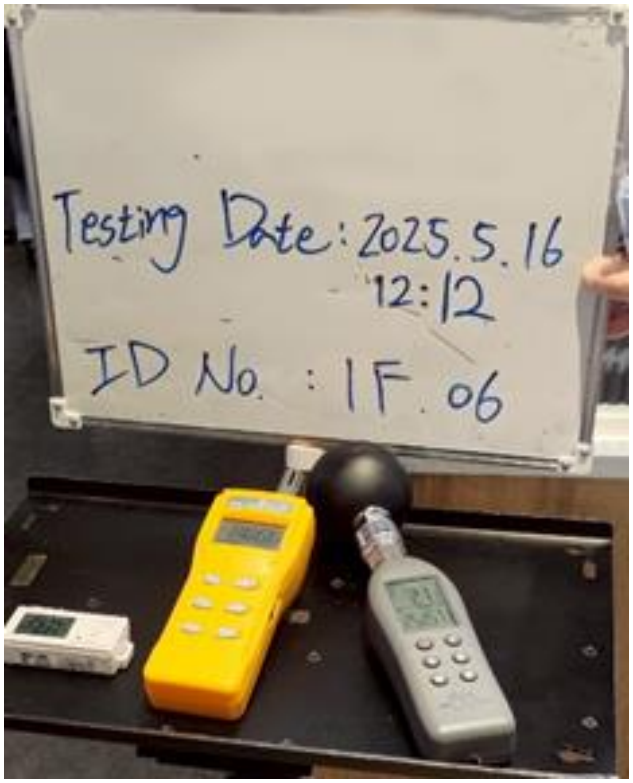


圖 22 案例二舒適度量測

表 10 案例二用餐區量測數值

點位	1F-1	1F-2	1F-3	1F-4	1F-5	1F-6	1F-7	1F-8
量測時間	11:47	11:48	11:59	11:59	12:12	12:12	12:24	12:24
平均溫度(℃)	25.5	26.6	24.6	25.6	24.3	25.3	24.0	24.8
平均黑球溫度(℃)	23.2	24.6	24.1	25.2	23.8	25.1	23.8	24.6
平均相對濕度(%)	57.6	54.7	62.7	58.2	64.2	60.6	63.9	60.9
二氧化碳濃度(ppm)		603.3		615.4		700.2		690.9
環境風速(m/s)	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
PMV 值	-0.55	-0.12	-0.54	-0.17	-0.63	-0.24	-0.69	-0.43

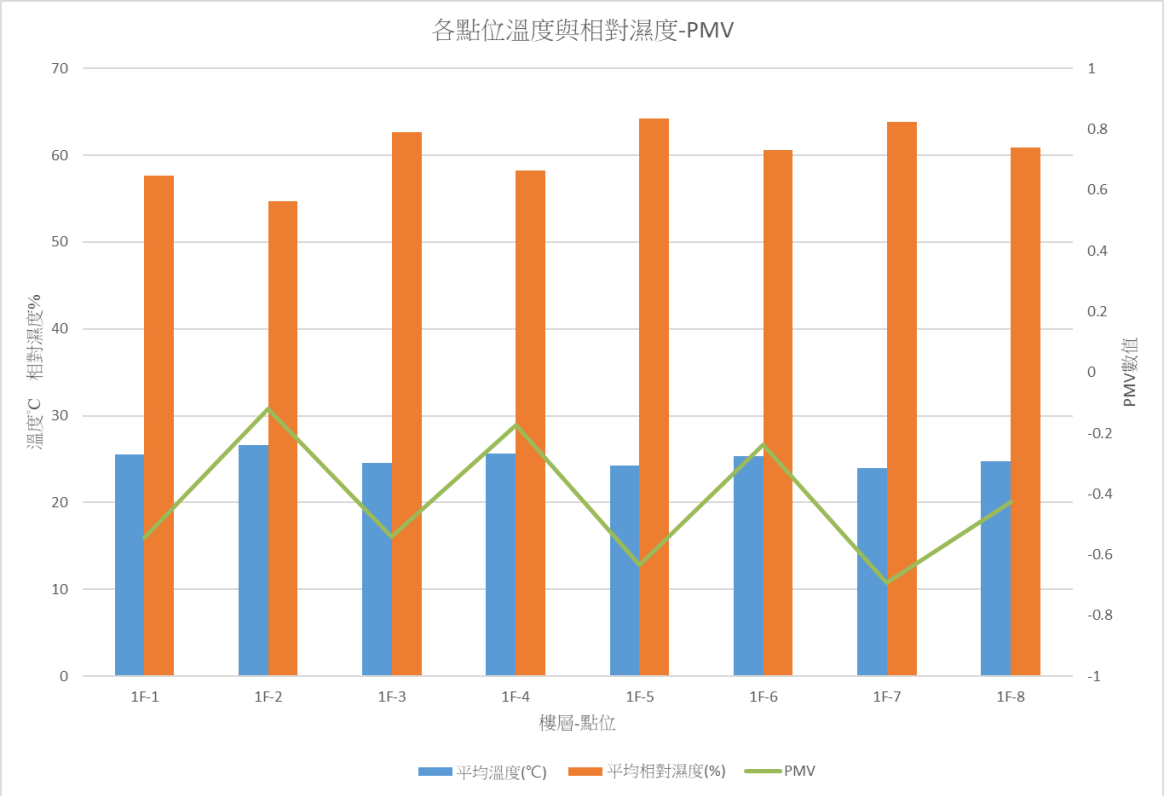


圖 23 案例二 PMV 與溫濕度關係圖

5.2.2 案場環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例二之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對室內二氧化碳濃度與外氣需求之探討

根據 ASHRAE 資料指出，室內二氧化碳濃度達 700ppm 時，會讓人感到空氣混濁並使人疲倦，WELL 認證則是建議較佳空氣品質為小於 800ppm。根據所量測到的數值發現尖峰時段，人潮眾多時，二氧化碳濃度會高於 700ppm，注意是否在人員佔用率較高的尖峰用餐時間會有二氧化碳濃度過高之疑慮。

相關建議：

根據室內二氧化碳濃度感測器讀值之外氣需量控制技術也同樣可改善此問題。例如依據 CO_2 變化率偵測人流變動，回饋給控制系統，根據現場情況調整外氣引入量。送風口配置位置優化，確保送風口設置在人流集中之區域附近（如用餐區中央、等候區），以確提升這些區域的換氣效率與舒適度；回風口則宜配置在室內 CO2 易累積的排氣路徑上，如遠離送風口的位置，以利有效抽離高濃度 CO2。

2. 針對 PMV 值之探討

本案大部分測點 PMV 值介於 −0.5 至 0.5 之間，表示整體熱環境良好。然而個別點位（如點位 3 與 7）PMV 低至 −0.7，顯示有明顯冷感，伴隨較低的空氣與黑球溫度及偏高濕度，導致局部寒冷感。

3. 針對空調箱之設備效能探討

所有空調箱以及外氣空調箱皆為定頻控制，容易造成能源之浪費。

相關建議：

I. 建議可導入分時段與分季節控制策略，根據外氣條件自動調整送風模式與溫度設定，避免離峰時段過冷與高濕能耗。

II. 建議加入室外氣候回授控制邏輯，依據當日外氣溫度與相對濕度，自動判斷送風模式與設定值。當外氣條件適中時可切換為節能通風或自然冷卻模式，減少空調系統運轉負擔。

III. 若設備條件允許，建議將目前定頻風量控制方式升級為變頻控制架構，搭配變風量（VAV）邏輯進行動態調節。透過變頻送冰水量、送風風機變頻等手段，可根據時段負荷與使用者需求彈性調整送風量與風溫。

5.3 案例三

5.3.1 案場概況簡介

案例三之外氣量測地點為某商場，量測範圍為地下一二樓之超市與賣場，量測區域面積約為 2720 m^2。量測時間為 2025/05/28 下午十一點半至下午一點半，當天室外溫度 27.7℃，相對濕度 72%，空調全年室內設定溫度 24℃，當日實際量測之室內溫度控制於 21℃~24℃。

使用冰水主機空調系統，有三台冰水主機，其中兩台為定頻一台為 110 年製造之堃霖滿液式變頻機型，COP 值 6.1，額定製冷能力 400RT，根據季節手動控制運轉台數，常態性皆為開啟一台變頻主機，變頻主機配有兩座壓縮機夏季同時運轉，冰水出水設定為 10℃；冬季輪流運轉，冰水出水設定為 14℃。

除變頻主機的泵浦為變頻外，其餘皆為定頻水泵並維持在 55HZ 運轉。冷卻水塔風扇為定頻式，出水溫度控制於 28℃~32℃之間，根據溫度進行起停。B1F 與 B2F 為賣場開放式空間，共由 10 台外氣空調箱來供應外氣，再由室內空調箱直接對室內空氣進行溫度控制，所有空調箱包含外氣空調箱採定頻群組式供風系統，感測器設置於管道內，溫度設定於 25℃，根據溫度控制起停。

量測之點位標示如圖 24、圖 25 所示，所有點位皆量測超市與賣場區域之溫濕度、黑球溫度、風速，每隔三點量測一次二氧化碳濃度。現場量測照片如圖 26 所示，包括熱環境、環境風速、二氧化碳濃度之量測，PMV 值與溫濕度關係圖與量測時間如圖 26 與圖 27 所示，並且量測相關數值如表 11 所示。

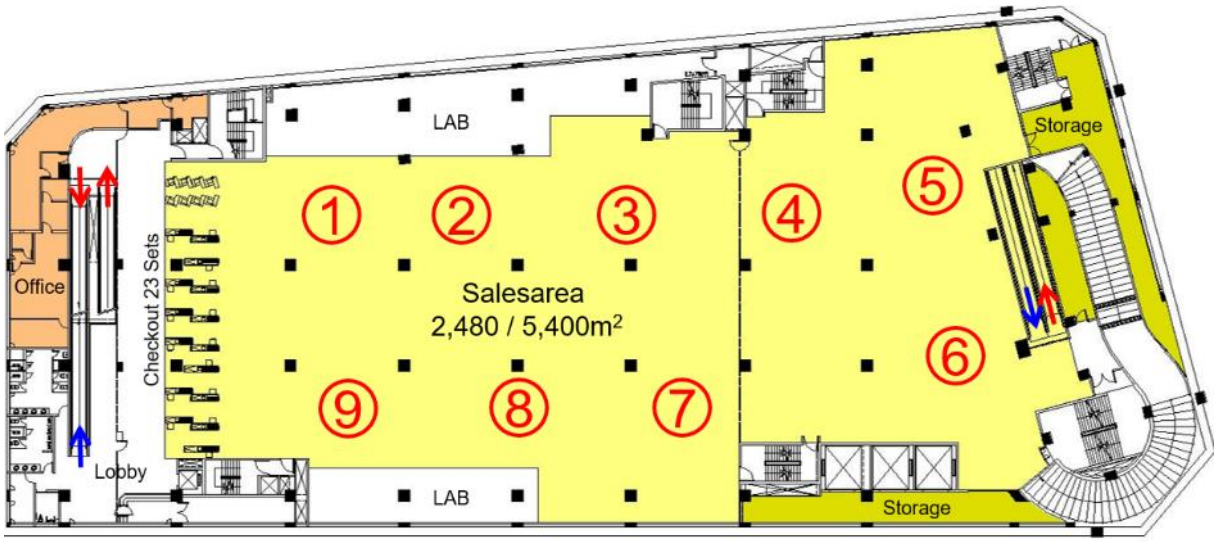


圖 24 B1F 量測點位

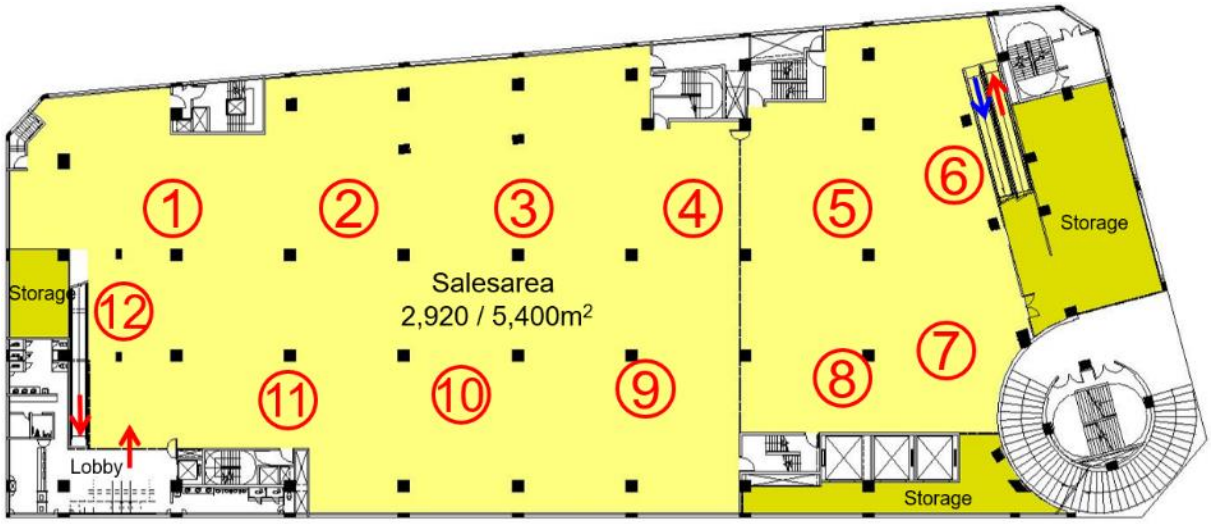


圖 25 B2F 量測點位

圖 26 案例三現場量測點位

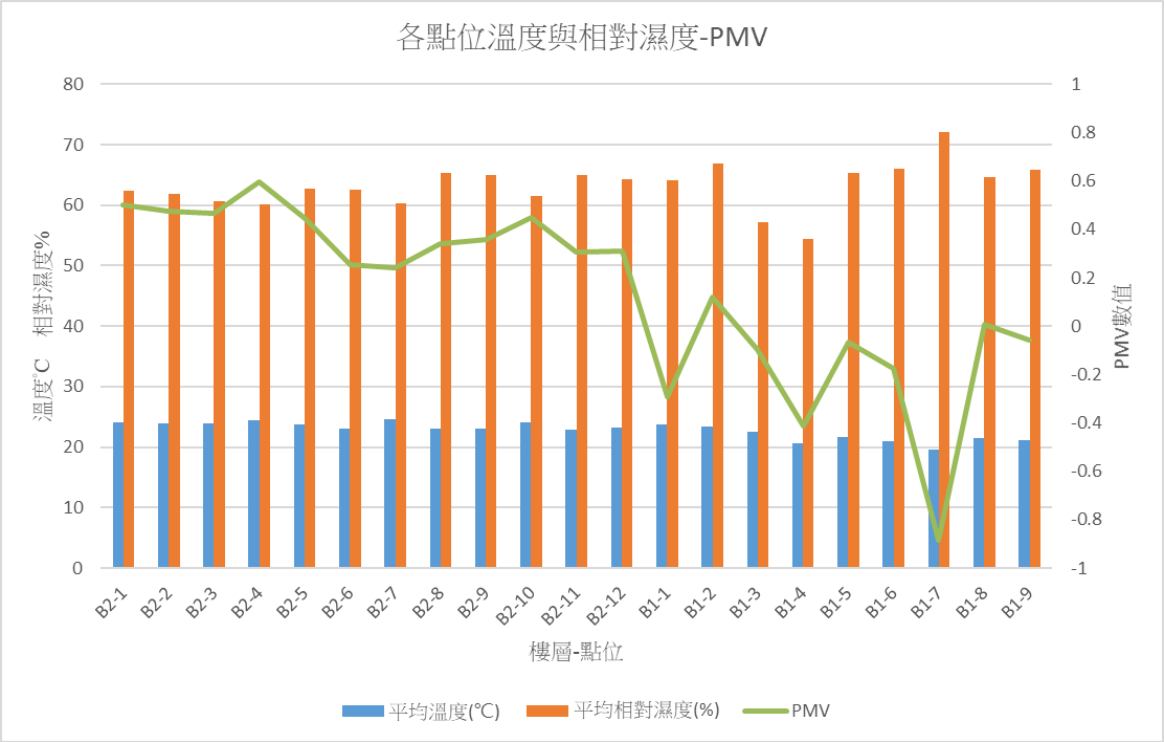


圖 27 案例三 PMV 與溫濕度關係圖

表 11 案例三量測數值

點位	B2-1	B2-2	B2-3	B2-4	B2-5	B2-6	B2-7	B2-8	B2-9	B2-10	B2-11	B2-12
量測時間	11:36	11:38	11:40	11:50	11:51	11:53	12:10	12:10	12:12	12:23	12:25	12:27
平均溫度(℃)	24.1	24.0	24.0	24.5	23.7	23.1	24.7	23.1	23.1	24.0	22.9	23.2
平均黑球溫度 (℃)	23.8	24.2	23.7	24.5	23.8	22.6	23.2	23.3	23.5	23.5	23.2	22.9
平均相對濕度(%)	62.4	61.9	60.6	60.1	62.7	62.5	60.2	65.3	64.9	61.4	65.0	64.2
二氧化碳濃度(ppm)	689.3			709.1			714.7			751.7		
環境風速(m/s)	0.10	0.12	0.10	0.10	0.10	0.10	0.27	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
PMV 值	0.50	0.47	0.47	0.60	0.44	0.26	0.24	0.34	0.36	0.45	0.31	0.31

點位	B1-1	B1-2	B1-3	B1-4	B1-5	B1-6	B1-7	B1-8	B1-9
量測時間	12:42	12:44	12:46	12:57	12:58	12:58	13:10	13:11	13:12
平均溫度(℃)	23.8	23.3	22.4	20.6	21.7	21.0	19.5	21.4	21.1
平均黑球溫度 (℃)	22.9	24.2	22.5	19.4	21.0	20.8	19.8	22.2	21.8
平均相對濕度(%)	64.2	66.9	57.2	54.4	65.4	65.9	72.1	64.6	65.9
二氧化碳濃度(ppm)	605			715.7			707.8		
環境風速(m/s)	0.75	0.28	0.20	0.10	0.10	0.10	0.28	0.10	0.10
PMV 值	-0.29	0.12	-0.10	-0.42	-0.07	-0.17	-0.88	0.01	-0.06

5.3.2 案場環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，針對案例三之空調設備進行之狀況，歸納如下：

1. 針對外氣空調系統之運行與設備效能探討

從量測資料中可以發現以下問題：

I. 濕度控制不足

由表 11 可見，多數區域的相對濕度高於 60%，甚至有個別點位高達 70%，高於熱舒適建議值，現場各台外氣空調箱皆採定風量與定頻控制，並依據溫度判斷起停，此控制邏輯設計簡單，惟無法有效回應外氣條件的快速變動，也缺乏對濕度負載之即時處理能力。

II. 二氧化碳濃度

WELL 標準之較佳 CO2 濃度建議上限為 800 ppm，根據資料顯示部分點位(如 B2-10)的二氧化碳濃度已達 751.7 ppm 接近標準值，顯示了系統仍可能存在外氣供應量不足、風管分配不均或無法即時依人流變化進行調整之情形，導致局部換氣不足。

III. DOAS 系統控制策略

現行外氣空調箱均為定頻控制，未搭配負載變化做風量與溫度調整，亦無法依照區域需求獨立運轉，導致能源使用效率不佳。

相關建議：

I. 建議外氣空調箱在控制方面使用露點控制來應對內部潛熱需求以及加入濕度為目標變數，讓風機不僅僅以溫度控制起停。

II. 可在外氣感測系統中搭配 CO_2 濃度感測器進行變風量調節控制，依照即時人數與空氣品質自動調整風量，確保室內空氣品質。

III. 若能引進變頻技術與進行區域獨立控制，根據需求調整運行頻率，將能有效提高能效。

2. 針對 PMV 值之探討

PMV 值介在-0.5 到 0.5 之間是使人感到舒適的範圍。

I. B1 區域：局部偏冷問題

在 B1 區域中，特別是 B1-6 與 B1-4 測點出現明顯偏冷現象。最低空氣溫度低至 19.49°C，已遠低於熱舒適建議下限。雖濕度偏高（>65%），但溫度為主要致冷因子。雖風速僅為 0.1 m/s，在低溫環境下仍會加劇冷感體驗，導致 PMV 顯著偏低（甚至達 -0.88）。

相關建議：

應適度提升 B1-6、B1-4 區域之空調溫度設定值，或是利用分區設計送風控制策略，建議避免低於 21°C，以改善局部冷感，並使 PMV 值回歸舒適範圍，提升使用者熱舒適度。

5.4 案例四

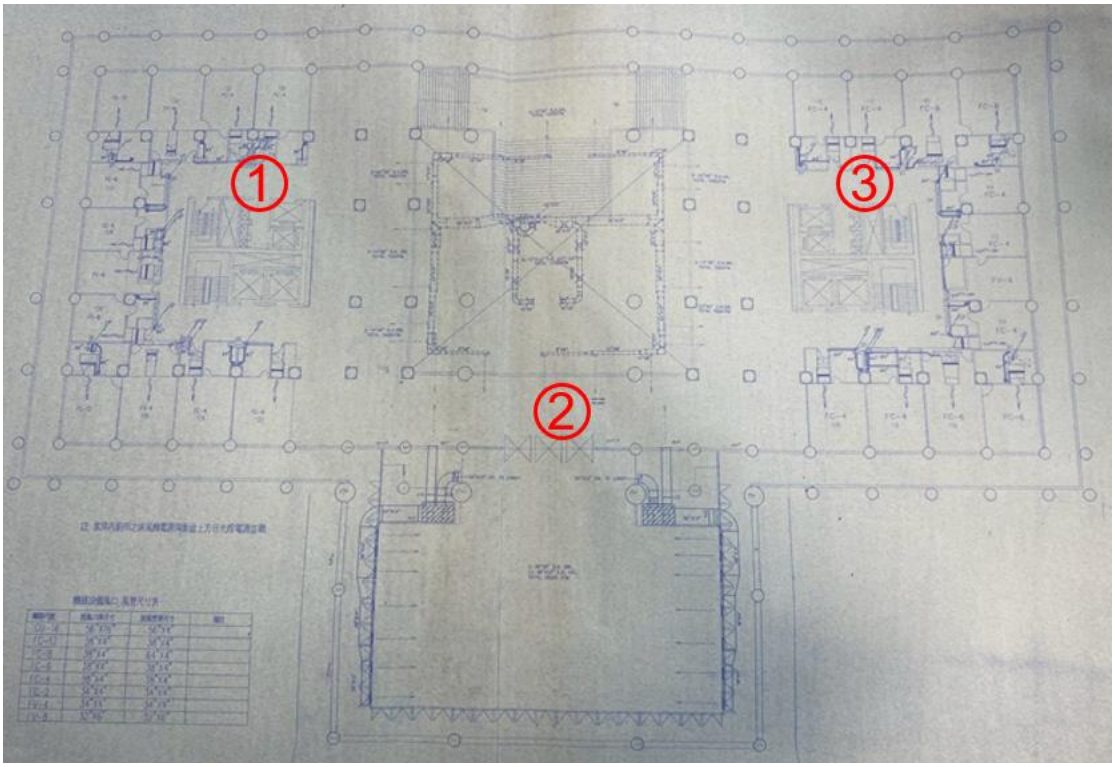
5.4.1 案場概況簡介

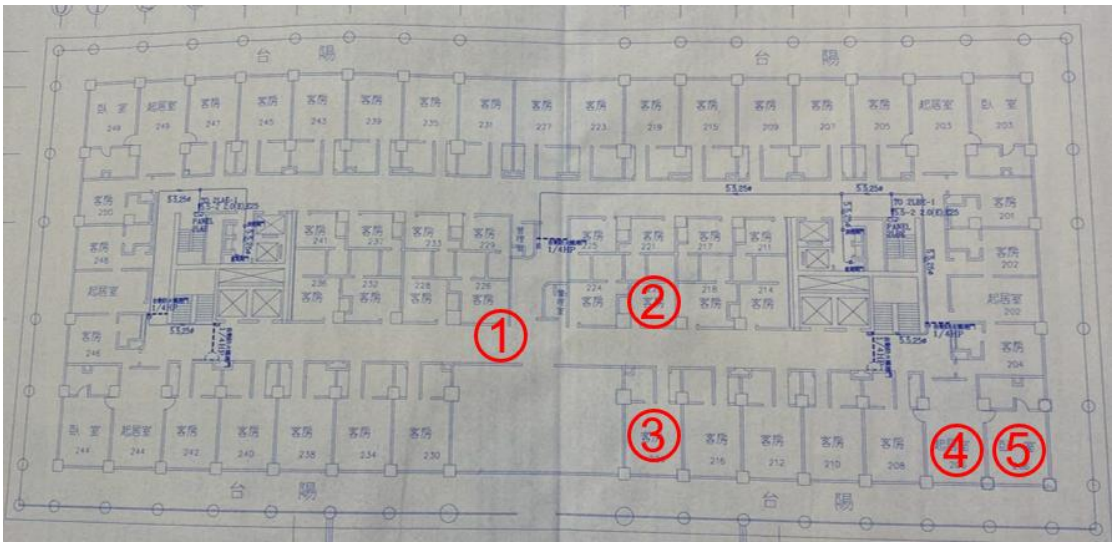
案例四之外氣量測地點為某飯店，量測範圍為一夾層以及二三樓之飯店客房區，量測區域面積約為 2750m^2。量測時間為 2025/06/04 上午十二點至下午一點半，當天室外溫度 24.1℃，相對濕度 95%。

使用冰水主機空調系統，有三台冰水主機，其中兩台定頻 425RT、550RT 以及一台 108 年製造之 TRANE 離心式變頻機型，COP 值 6.25，額定製冷能力 550RT，配有兩座壓縮機同時運轉；以及 3 台開利製造之渦卷式冰水機組，額定製冷能力 60RT，夏季冰水出水設定為 7℃、冬季冰水出水設定為 10℃。現場人員會依據當天氣溫以及監控系統做冰水主機的台數控制，夏天固定為開啟一台變頻主機，並依照現場負載做調整加開其他主機。冬天則依照負載需求開啟開利的三台 60RT 主機。

空調箱以及外氣系統皆為變頻控制，感測器設於送風口位置，外氣空調箱設定溫度為 17℃供應新鮮外氣至公共區域及房間內；空調箱設定送風溫度為 16℃供應給公共區域，空調箱皆可以調控送風溫度以達節能效果。房間內則是使用吊隱式定頻送風機，外氣會送入天花板的夾層再由送風機吹出，為維持房間舒適度，無客人時會每 15 分鐘開啟 5 分鐘進行溫度的控制；有客人時則以房間內部控制為主。

量測之點位如圖 28 所示，各房間樓層因分布相同則取其中兩層樓為代表，所有點位皆量測走廊與客房內之溫濕度、黑球溫度、風速，每隔三點量測一次二氧化碳濃度。現場量測照片如圖 29 所示，包括熱環境、環境風速、二氧化碳濃度之量測，並且量測相關數值如表 12 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 30 所示。


①
②
③


台 陽
台 陽
①
②
③
④
⑤
台 陽
台 陽

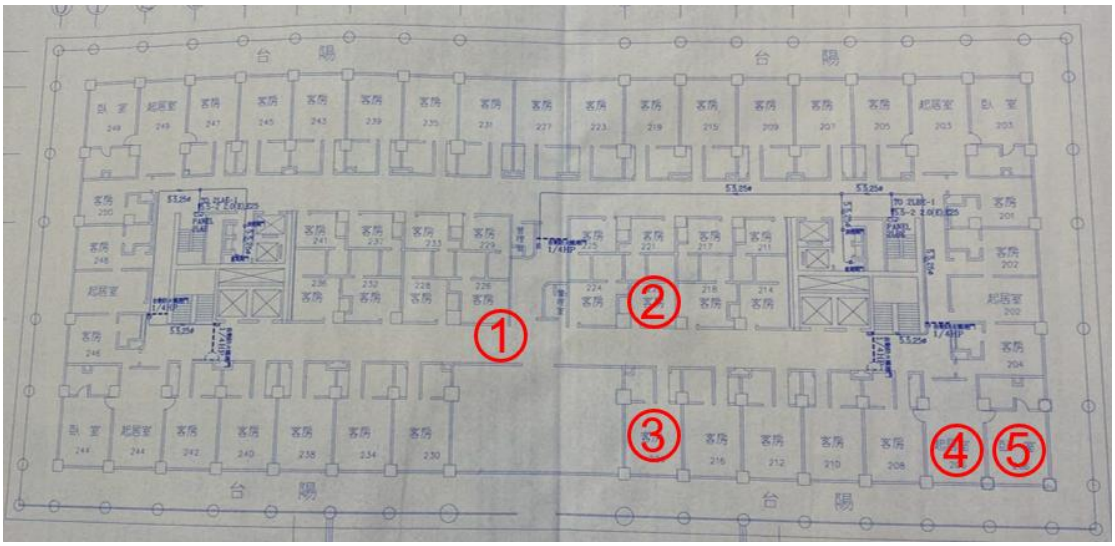


圖 28 案例四量測點位

圖 29 案例現場量測照片

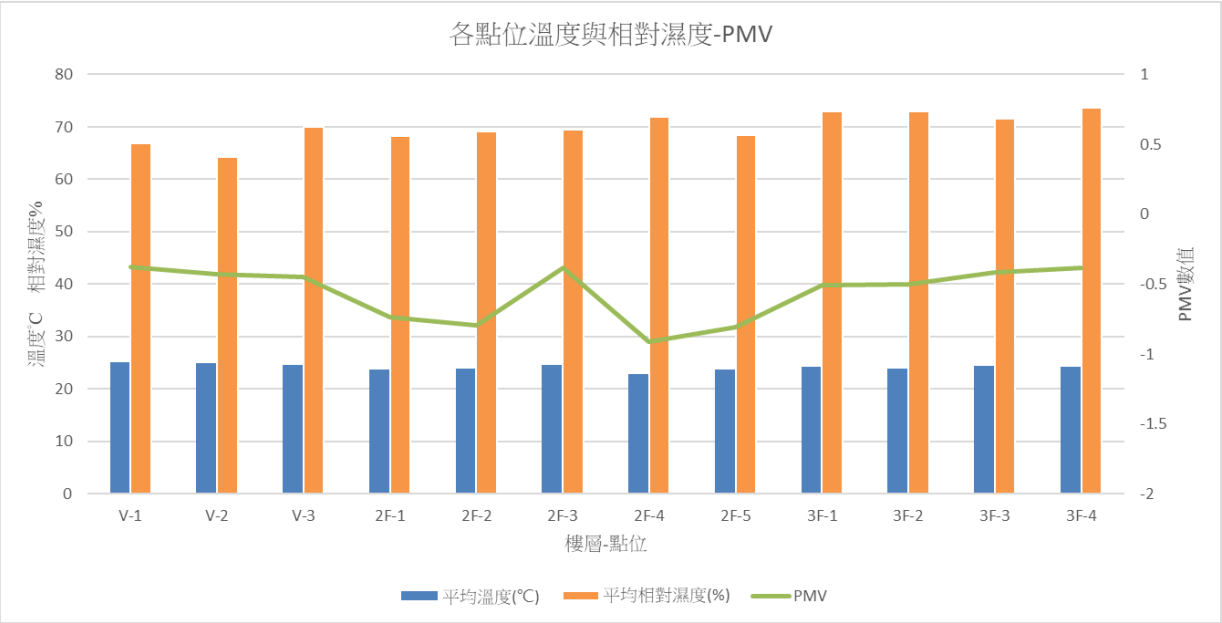


圖 30 案例 PMV 與溫濕度關係圖

表 12 案例四量測數值

點位	V-1	V-2	V-3	2F-1	2F-2	2F-3	2F-4	2F-5	3F-1	3F-2	3F-3	3F-4
量測時間	12:06	12:08	12:10	12:26	12:32	12:33	12:37	12:42	13:00	12:57	12:58	13:07
平均溫度(℃)	25.1	24.9	24.7	23.7	23.9	24.6	22.8	23.7	24.2	23.8	24.4	24.2
平均黑球溫度 (℃)	24.3	24.2	24.2	23.7	23.1	24.7	23.6	23.3	24.2	24.7	24.5	24.9
平均相對濕度(%)	66.8	64.3	70.0	68.3	69.2	69.5	71.8	68.4	73.0	73.0	71.5	73.6
二氧化碳濃度(ppm)			528			525.1					576.5	
環境風速(m/s)	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
PMV 值	-0.38	-0.43	-0.45	-0.74	-0.79	-0.38	-0.91	-0.81	-0.51	-0.50	-0.42	-0.38

5.4.2 案場環境使用情形之分析與歸納

經過現場之訪視與量測，針對案例四之空調設備進行之狀況，歸納如下：

1. 針對相對濕度之探討

根據 ASHRAE 標準建議，室內相對濕度應維持在 40% ～ 60% 之間，為人體感受最為舒適的範圍。然而，根據本案實際量測結果顯示，2F 與 3F 區域的相對濕度普遍超過 70%，已明顯高於建議範圍，屬於偏濕環境。這種高濕條件不僅可能造成空氣悶重，亦會降低人體的散熱效率。特別是在室溫較低或活動量小的情境下，高濕度會進一步放大冷感體驗，導致熱舒適感下降。建議針對上述區域優先進行除濕與通風系統的調整，以提升整體環境品質與使用者舒適度。

相關建議：

I. 強化外氣空調箱或空調箱的除濕功能，調整送風的露點溫度，以提升系統除濕能力，確保空氣供應時同時滿足顯熱與潛熱負荷，降低整體相對濕度。

II. 高濕時段可降低主系統回風量，增加 DOAS 外氣量以提升除濕效果。

III. 建立高濕區域的監控與排程機制，針對濕度偏高的區域（如 3F），建議設置獨立濕度感測器與排程控制點，導入濕度回授調控邏輯，以即時調節送風模式與除濕策略，提升系統對高濕環境的反應靈敏度與控制精度。

2. 針對 PMV 值之探討

PMV 值介在-0.5 到 0.5 之間是使人感到舒適的範圍。從圖表可見，雖然整體 PMV 值多數落在標準舒適範圍內，但仍有部分數值低於 -0.5。本案使用定頻吊隱式送風機，外氣從天花板夾層送入後再由送風機吹出，因房型較大，冷氣出風量比較大，因此部分比較靠近出風口位置的區域 PMV 值會較低。

相關建議：

I. 檢視風管的分布與送風口位置，確保空氣能夠均勻分布至房間內的每一角落，避免局部過冷或氣流滯留。

II. 有區域氣流滯留或死角，可使用擴散型送風口或增加輔助風機，改善氣流循環。

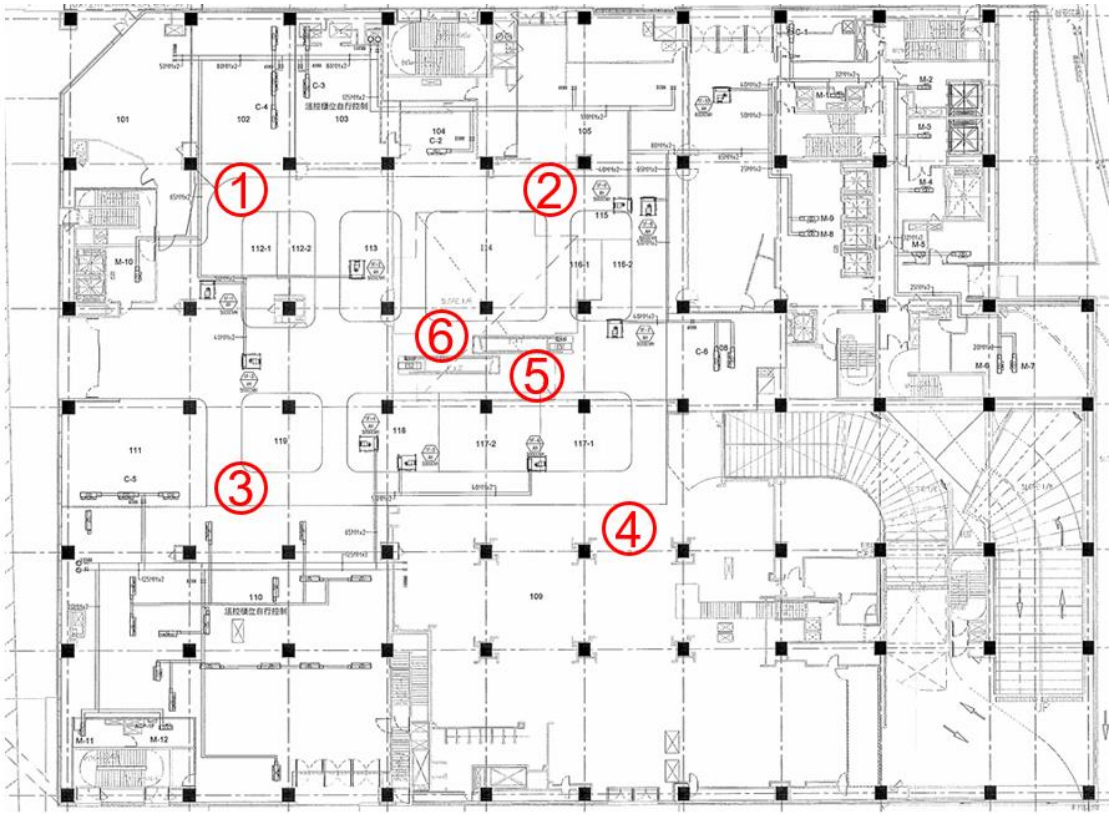
5.5 案例五

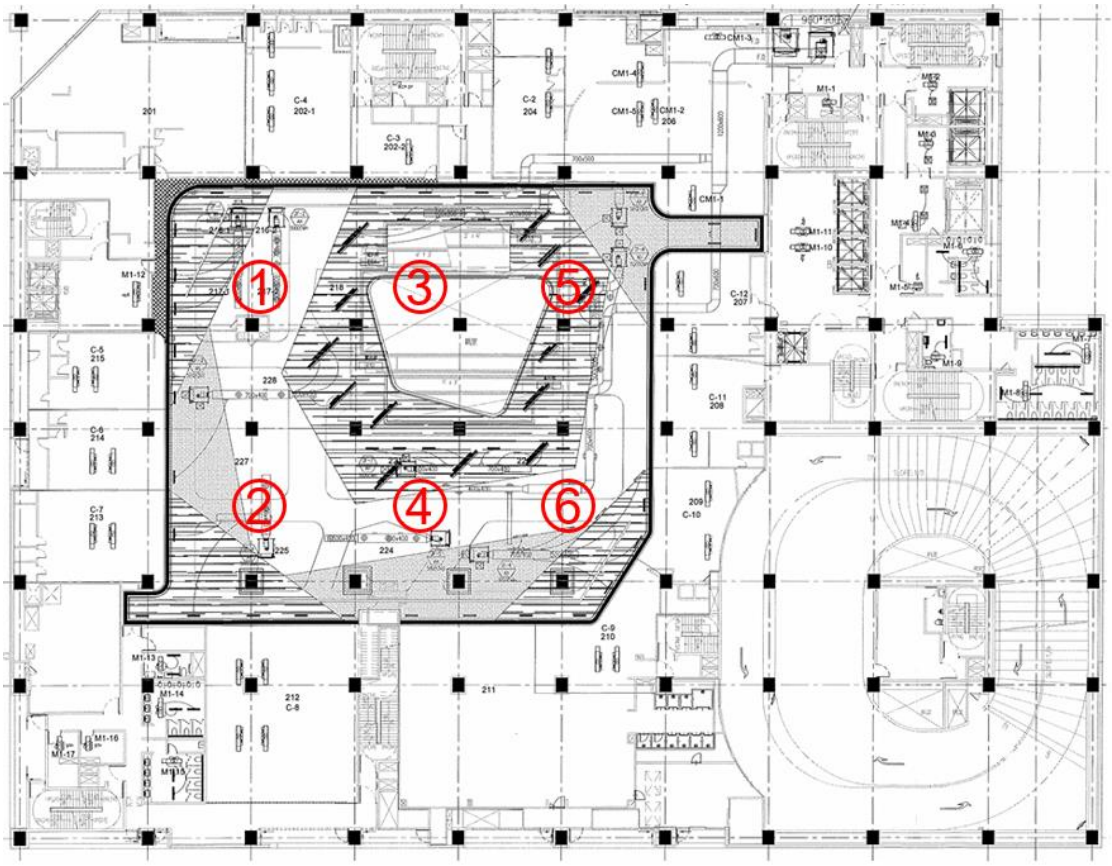
5.5.1 案場概況簡介

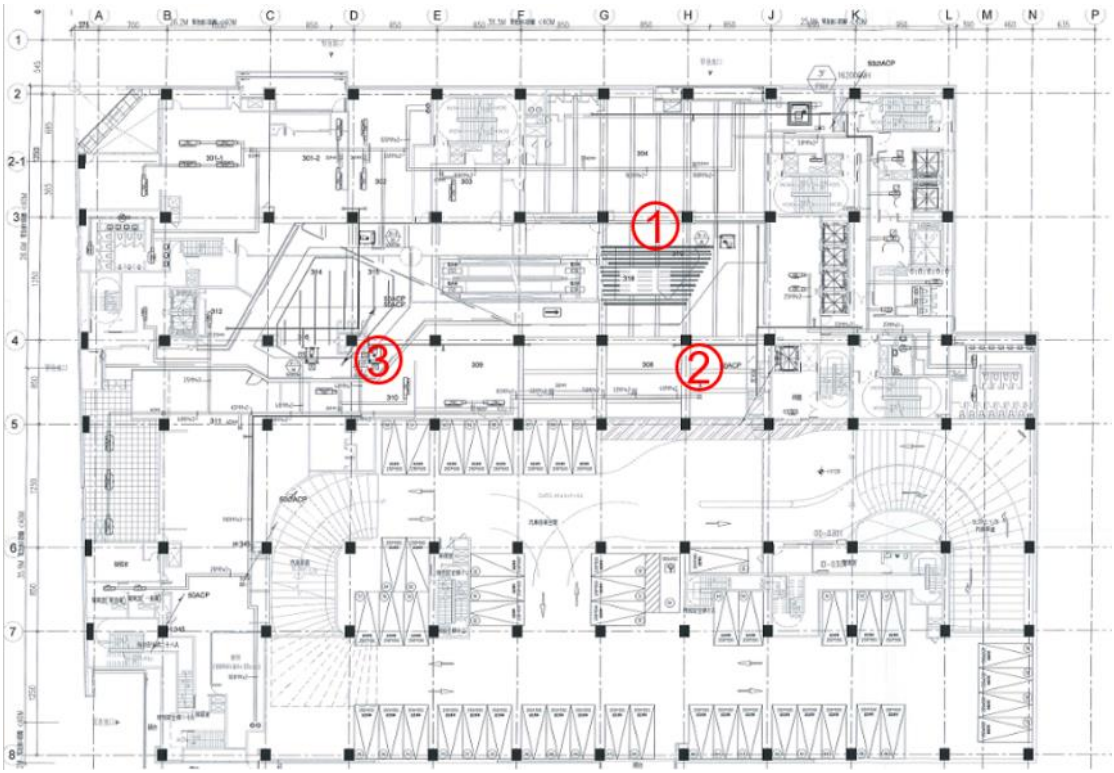
案例五之外氣量測地點為某商場，量測範圍為 B1~F7 之商場，量測區域面積約為 5896m^2。量測時間為 2025/06/06 下午十二點至下午兩點半，當天室外溫度 30.2℃，相對濕度 78%，空調當日實際量測之室內溫度控制於 22℃~24℃，與現場人員告知之量測溫度相符。

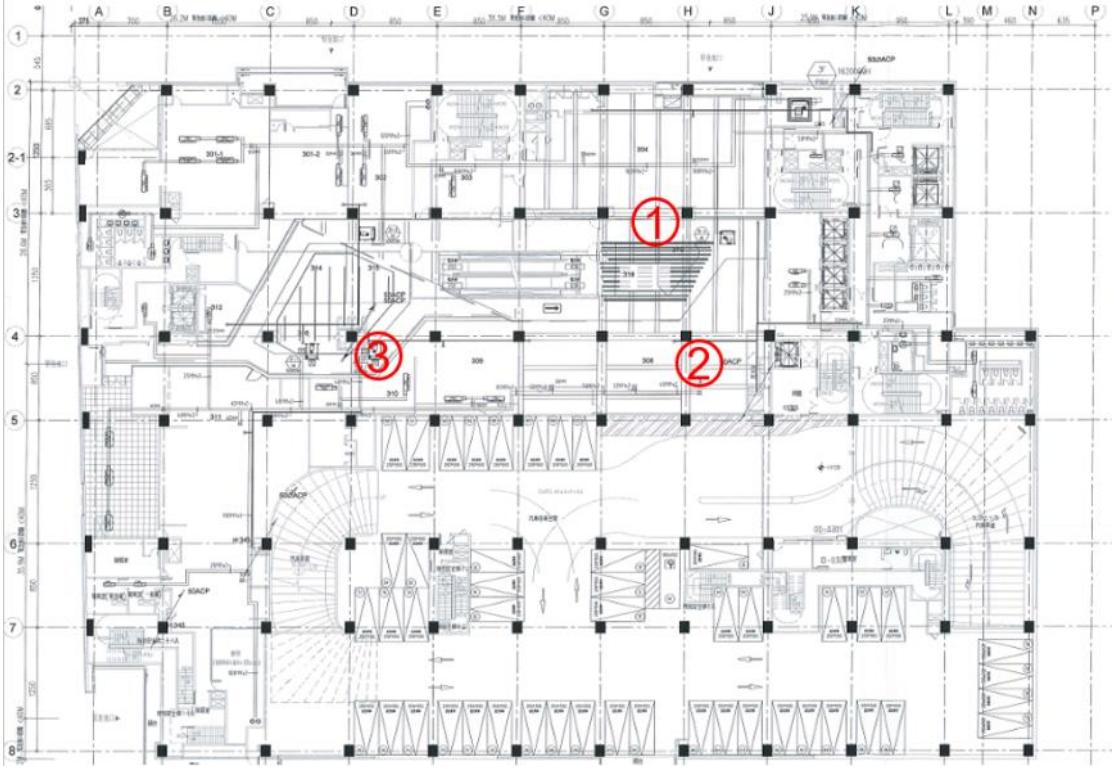
使用冰水主機空調系統，冰水主機為 4 台 107 年約克製造之離心式定頻機型，COP 值 6.12，額定製冷能力 600RT，現場根據負載調整冰水主機台數，至多同時運轉兩台，四台每周輪流啟動，夏季冰水出水溫度設定為 10℃，冬季冰水出水設定為 14℃，冷卻水塔為四台定頻並聯啟動出水溫度每台以 0.5℃之間格設定於 22℃~23.5℃。一層樓由一台外氣空調箱供應，主要供應在公共區域，為定頻 45HZ 運轉，並在回風管內設置溫度感測器，根據營業時間起停；賣場區域店家皆為開放空間，內設有空調箱並有現場監控人員根據回風溫度進行手動控制，外氣與空調箱皆控制在 22~23℃。

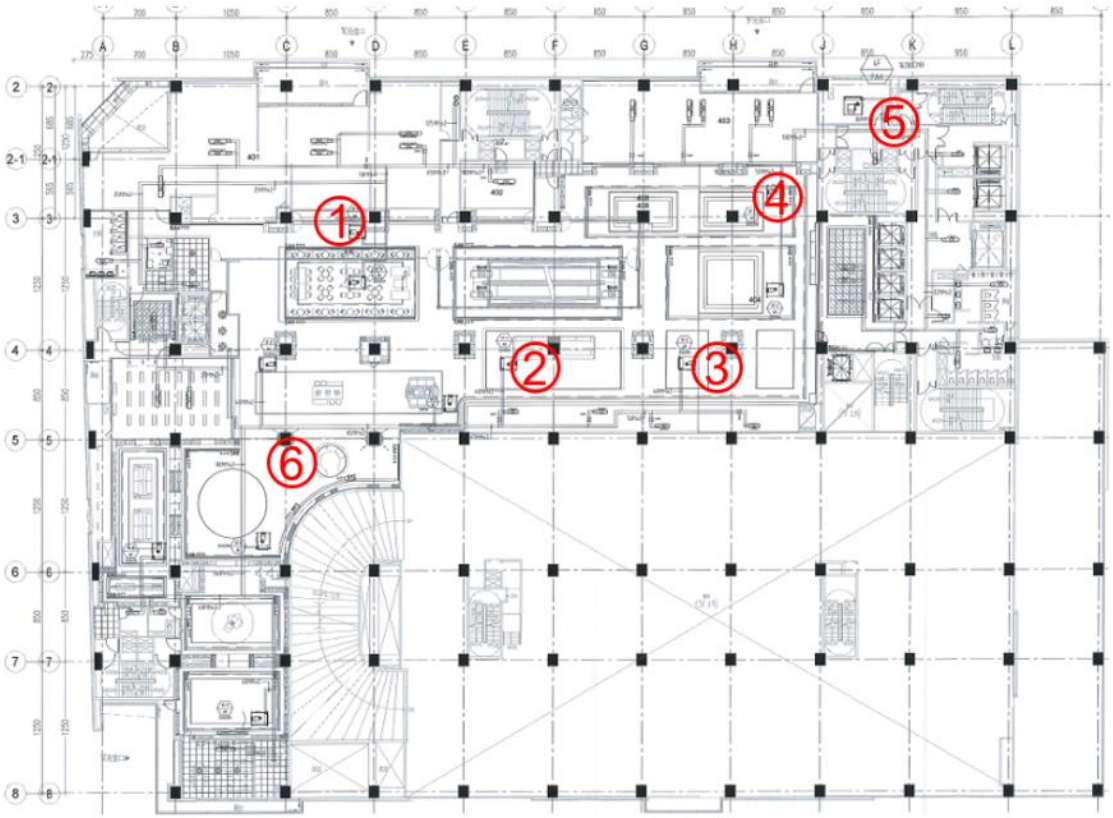
量測之點位標示如圖 31 所示，所有點位皆量測商場+區域之溫濕度、黑球溫度、風速，每隔三點量測一次二氧化碳濃度。現場量測照片如圖 32 所示，包括熱環境、環境風速、二氧化碳濃度之量測，並且量測相關數值如表 13 所示，PMV 值與溫濕度關係圖如圖 33 所示。

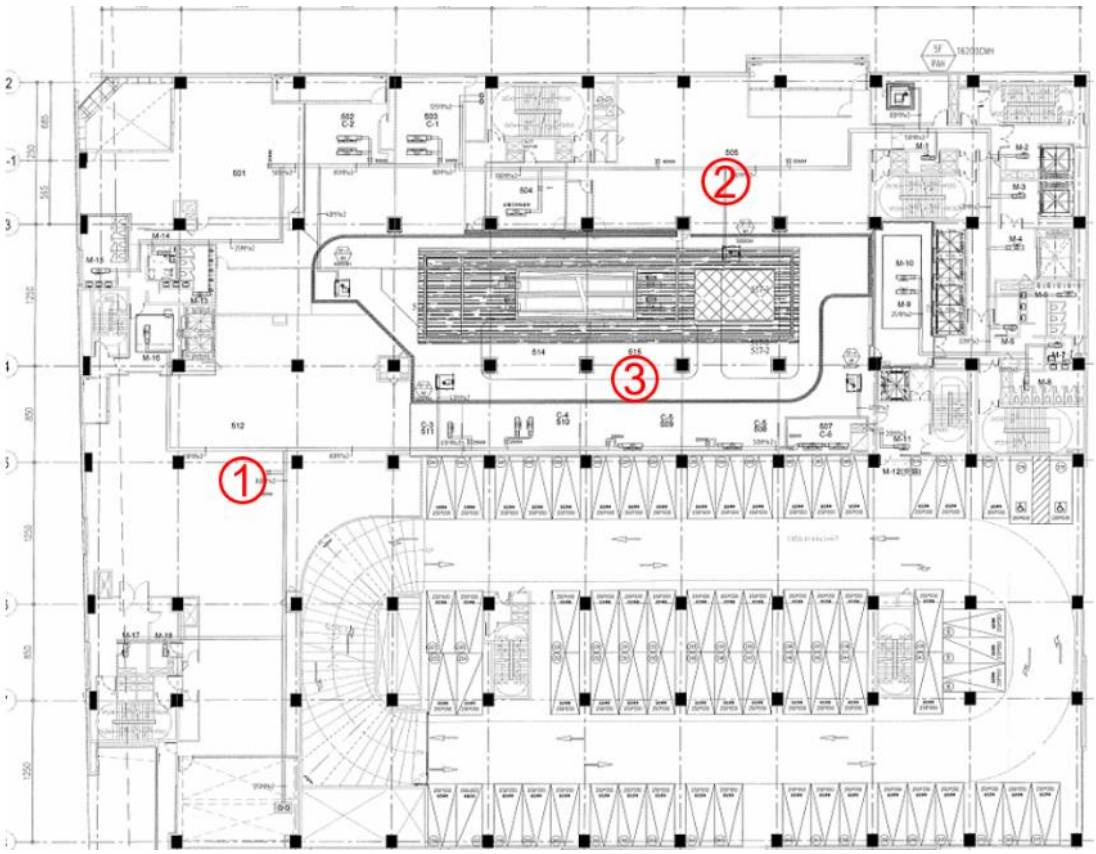

①
②
③
④
⑤
⑥


①
②
③
④
⑤
⑥


1
2
3


1
2
3


1
2
3
4
5
6


1
2
3

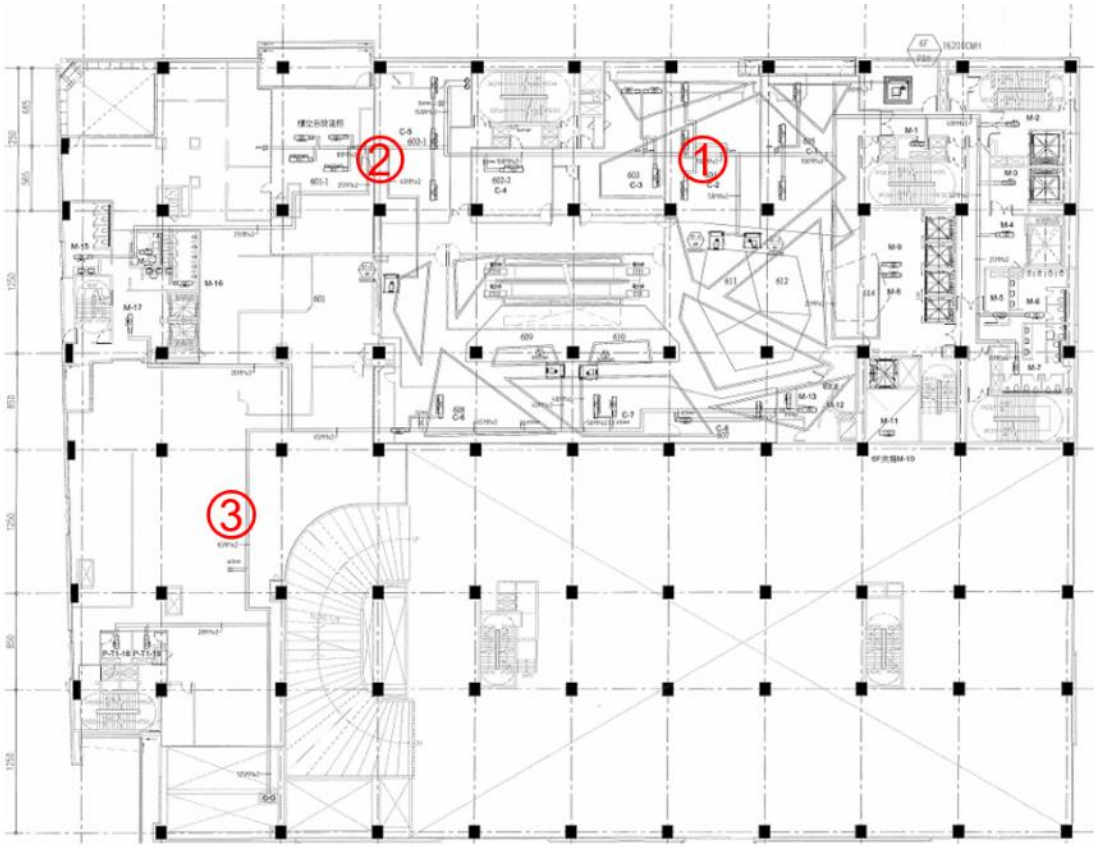


圖 31 案例五量測點位

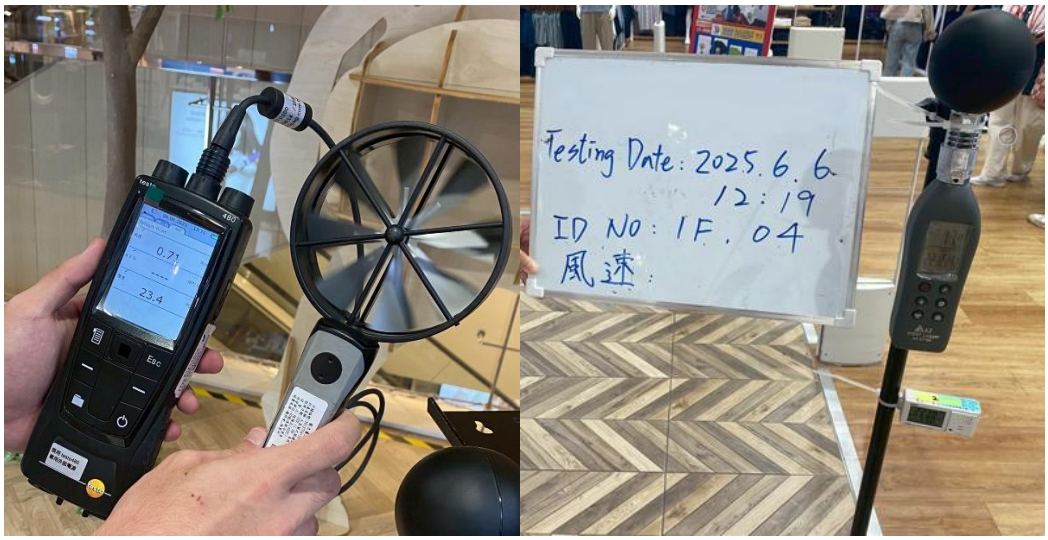


圖 32 案例五現場量測照片

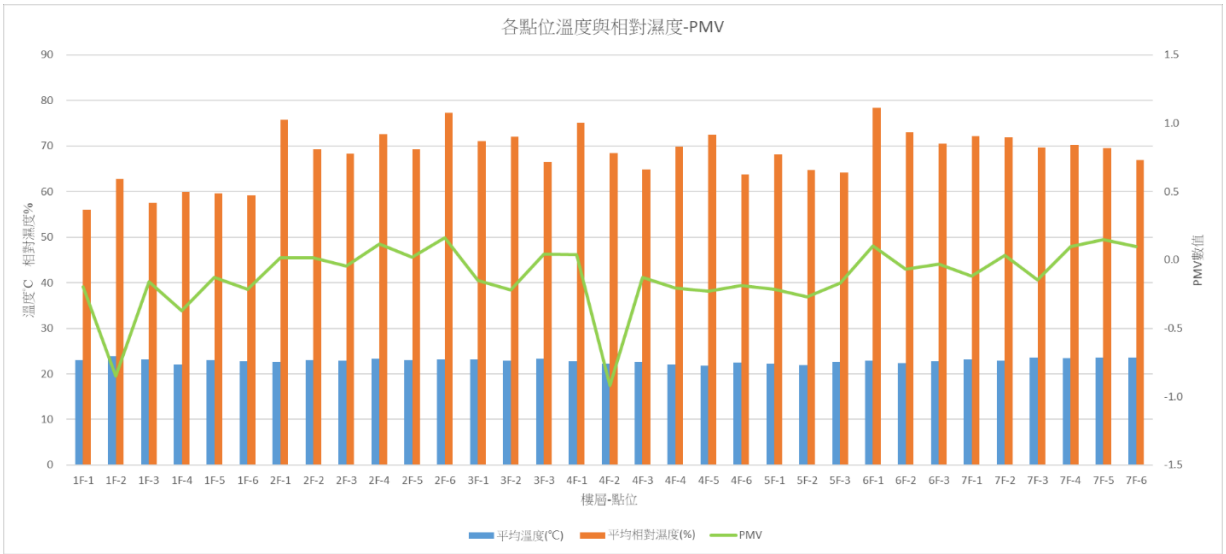


圖 33 案例五 PMV 與溫濕度關係圖

表 13 案例五量測數值

點位	1F-1	1F-2	1F-3	1F-4	1F-5	1F-6	2F-1	2F-2	2F-3	2F-4	2F-5	2F-6
量測時間	12:06	12:07	12:09	12:19	12:21	12:21	12:35	12:35	12:35	12:47	12:48	12:48
平均溫度(℃)	23.1	23.9	23.1	22.0	23.0	22.8	22.7	23.1	22.9	23.3	23.0	23.2
平均黑球溫度 (℃)	18.5	19.8	18.7	17.8	19.1	18.5	20.1	20.0	19.7	20.5	20.1	20.8
平均相對濕度(%)	56.1	62.8	57.6	59.9	59.6	59.2	75.8	69.3	68.3	72.6	69.3	77.3
二氧化碳濃度(ppm)		554.9			642.4			683.2			668.2	
環境風速(m/s)	0.10	2.00	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
PMV 值	-0.20	-0.85	-0.16	-0.37	-0.13	-0.21	0.02	0.02	-0.04	0.12	0.02	0.16

點位	3F-1	3F-2	3F-3	4F-1	4F-2	4F-3	4F-4	4F-5	4F-6	5F-1	5F-2
量測時間	13:01	13:03	13:03	13:18	13:18	13:18	13:30	13:30	13:30	13:44	13:44
平均溫度(℃)	23.1	23.0	23.4	22.8	22.2	22.7	22.1	21.8	22.5	22.1	21.9
平均黑球溫度 (℃)	20.3	20.3	20.0	20.2	18.9	19.2	18.9	18.9	18.8	18.8	18.7
平均相對濕度(%)	71.0	72.0	66.5	75.1	68.4	64.8	69.9	72.4	63.8	68.2	64.8
二氧化碳濃度(ppm)		638.6			518.5			565.2			560.7
環境風速(m/s)	0.21	0.25	0.10	0.10	0.75	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
PMV 值	-0.15	-0.22	0.04	0.04	-0.92	-0.13	-0.21	-0.23	-0.19	-0.22	-0.27

點位	5F-3	6F-1	6F-2	6F-3	7F-1	7F-2	7F-3	7F-4	7F-5	7F-6
量測時間	13:44	13:57	13:57	13:57	14:08	14:08	14:08	14:21	14:21	14:21
平均溫度(℃)	22.6	22.9	22.4	22.8	23.2	22.9	23.6	23.4	23.6	23.7
平均黑球溫度 (℃)	19.0	20.6	19.8	19.8	20.4	20.2	20.2	20.3	20.7	20.2
平均相對濕度(%)	64.1	78.4	73.0	70.6	72.2	72.0	69.7	70.3	69.6	67.0
二氧化碳濃度(ppm)			577.4			520.5			565.2	
環境風速(m/s)	0.10	0.10	0.10	0.10	0.21	0.10	0.25	0.10	0.10	0.10
PMV 值	-0.17	0.10	-0.07	-0.03	-0.12	0.03	-0.15	0.10	0.15	0.10

5.5.2 案場環境使用情形分析與歸納

經過現場之訪視與量測，關於案例五之熱環境及設備控制之狀況，可歸納如下：

1. 針對相對溼度及溫度之探討

根據 ASHRAE 與 WELL 標準建議範圍濕度範圍為 40~60%，多數區域濕度偏高，有少數點位超過 70%，可能導致人員感受到悶熱不適或影響感覺溫度。

相關建議：

I. 外氣空調箱為定頻控制，建議增設除濕功能或使用更低溫之熱交換器設計，強化潛熱去除。

II. 考慮於回風端或樓層設立濕度監測點，搭配可變風量控制及露點溫度控制，協助維持舒適濕度範圍。

2. 針對 PMV 值之探討

根據圖表與表格數據可以觀察到雖然 PMV 值皆落在舒適值範圍(0.5 到-0.5)，但多數的數值皆偏負，尤其 4F-2 可達到-0.92，顯示體感應該會出現輕微或偏冷的現象。

相關建議：

I. 空調設定溫度目前控制在 22~23℃，建議在非高峰時段調升至 24℃，以降低過冷情況。

II. 店鋪空調若由人員手動控制，應考慮導入自動化控溫裝置，避免過冷，或針對過冷區域單獨調整該區空調箱的供應溫度。

3. 針對現場空調設備之探討

現場所有的空調設備包含主機、泵浦、水塔、空調箱等皆為定頻運轉。外氣空調箱出風口內設有感測器，監測溫度以及二氧化碳濃度，但並不會依據其數據做運轉調整。

相關建議：

I. 如情況允許優先考慮在未來汰換設備時導入變頻冰水主機，讓主機可隨季節或負載進行彈性調節。

II. 若設備條件允許，建議將目前定頻控制方式升級為變頻控制架構，採用可變冰水量及變風量（VAV）邏輯進行動態調節，兼顧空氣品質及熱舒適度。

III. 外氣箱本身就建有二氧化碳感測器，建議可納入 CO_2 濃度、外氣冷房及露點回饋控制邏輯，自動調整風量及風溫供應。

5.6 建議與總結

綜合分析，為了提升營業場所的能源效率與室內環境品質，專屬外氣空調系統（DOAS）的發展策略應從現行的基礎配置，朝向動態化控制、高效率除濕整合、複合式系統協同運作，乃至智慧化演算法優化的多層次路徑邁進。

一、基礎升級：從定頻定額到動態智慧調節

當前多數營業場所採用的定頻、定風量外氣空調系統，其運轉模式是造成能源浪費與舒適度不佳的主要根源。此類系統無法根據營業時段、人流密度或室外氣候的變化進行彈性調節，常導致濕度控制不足、能源過度消耗及顧客體感不適等問題。因此，首要的改善建議是導入具備變頻控制能力的 DOAS 系統。透過為風機與冰水泵浦加裝變頻器，並整合溫濕度與二氧化碳濃度感測器，系統能實現即時回授控制，依據實際負載精準調節送風與冰水流量。同時，系統設計必須遵循 ASHRAE 規範，確保引入足夠的外氣量以滿足室內空氣品質標準，並透過妥善的排氣設計維持建築正壓，避免由外牆滲漏所帶來的額外潛熱負荷。

二、系統進化：高效除濕與整合型設計

在高溫高濕的氣候環境下，僅依靠傳統冰水盤管進行冷卻除濕的效益有限。在高濕氣候區，採用熱回收輪的雙輪系統（Dual-Wheel System）以及熱管式熱回收盤管（Wrap-Around Coil）等除濕策略，能更有效地從進氣與排氣中回收能源，顯著降低冷卻盤管的負荷，從而提供最大的節能效益。

三、節能加乘：複合式系統的協同應用

將 DOAS 與其他節能技術結合，能發揮一加一大於二的綜效。DOAS 搭配輻射冷卻板的系統，因大幅減少了傳統風機的耗能，並能使用溫度較高的冰水以提升冰機效率，其全年度的能源性能在所有氣候區中均優於傳統的 VAV 系統。

尤其值得關注的是 DOAS 與天花板風扇（DOAS-CF）的組合。此複合系統即便將空調設定溫度提高 3°C，使用者感受到的熱舒適度與空氣品質評價反而優於傳統的風機盤管（FCU）系統。這主要歸因於風扇創造的局部氣流提升了人體的散熱效率，而

更高的設定溫度顯著降低了壓縮機的負載，最終達成節省約空調能耗的結果，證明其極度適合在熱帶及亞熱帶氣候中應用。

四、未來展望：智慧演算法的深度優化

展望未來，除了硬體系統的革新，導入先進的演算法將是最大化 DOAS 節能潛力的終極手段。未來的應用可利用遺傳演算法與深度學習模型來優化 DOAS 的即時控制策略，以提升冷負載預測的準確度並降低整體能耗。同時，導入人工神經網路等模擬方法，能夠有效加速系統在不同情境下的模擬過程，為複雜系統的設計與決策提供更高效的支持。

總體而言，具備動態調節與節能功能的 DOAS 系統不僅能有效回應營業場所複雜多變的空調需求，更是為後續導入更先進智慧控制策略奠定穩固的基礎。

六、專用外氣空調實際案場節能效益分析

6.1 案場模型建立

本研究參考內政部建研所研究報告-綠建築空調效率評估信賴度提升之研究中的標準建築外殼與室內負荷參數設定，基本建築模型係一 60 x 30 (長向 x 短向)的矩形模型且長向面北，採用標準五大分區形式，建立出外周區深度為 5 公尺之內部分區，其樓高為 3.7 公尺，十層樓高之地上建築物，35%的開窗率且不具任何遮陽之辦公建築，建築面積 18,000m^2，基本參考標準建築模型以及案場建築模型如圖 35 與圖 36 **錯誤! 找不到參照來源。**所示。分別利用建立可變風量（VAV）AHU 搭配 DOAS 系統與「傳統 VAV AHU 系統」，於維持良好熱舒適性（Predicted Mean Vote, PMV）條件下，使用能源模擬軟體分析比較「VAV AHU+DOAS 系統」如圖 34 所示，與「傳統 VAV AHU 系統」之耗能差異一般空調系統（AHU）和一般空調系統搭配外氣系統（AHU+DOAS），供應至建築物內每個空調空間，透過模擬軟體模擬出全年耗電量結果進行兩系統比較。其中，兩系統皆利用基本建築模型中之分區、構造、內部負荷參數及使用分佈設定(李魁鵬 & 周瑞法, 2017)。

本研究針對案例五進行建築能源模擬分析，建築面積 48645m^2；空調面積 28233 m^2，空調系統的建立以現場提供之設備規格表建立如表 14 至表 17 所示，運轉時間同案場營業時間，將其模擬結果作為比較的 baseline。

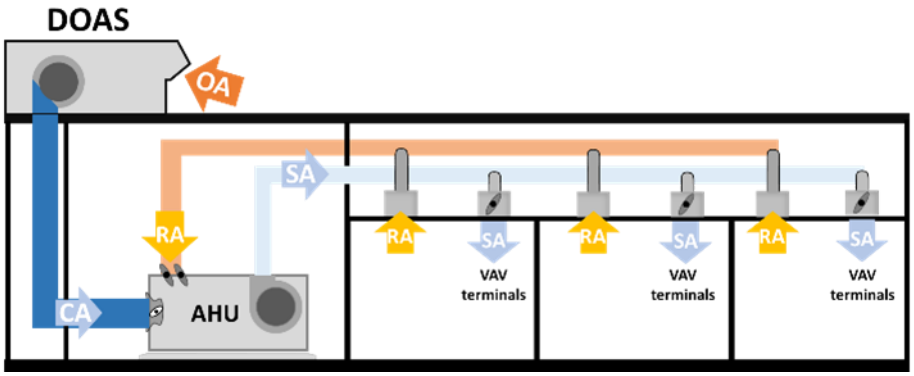


圖 34 VAV AHU+DOAS 系統

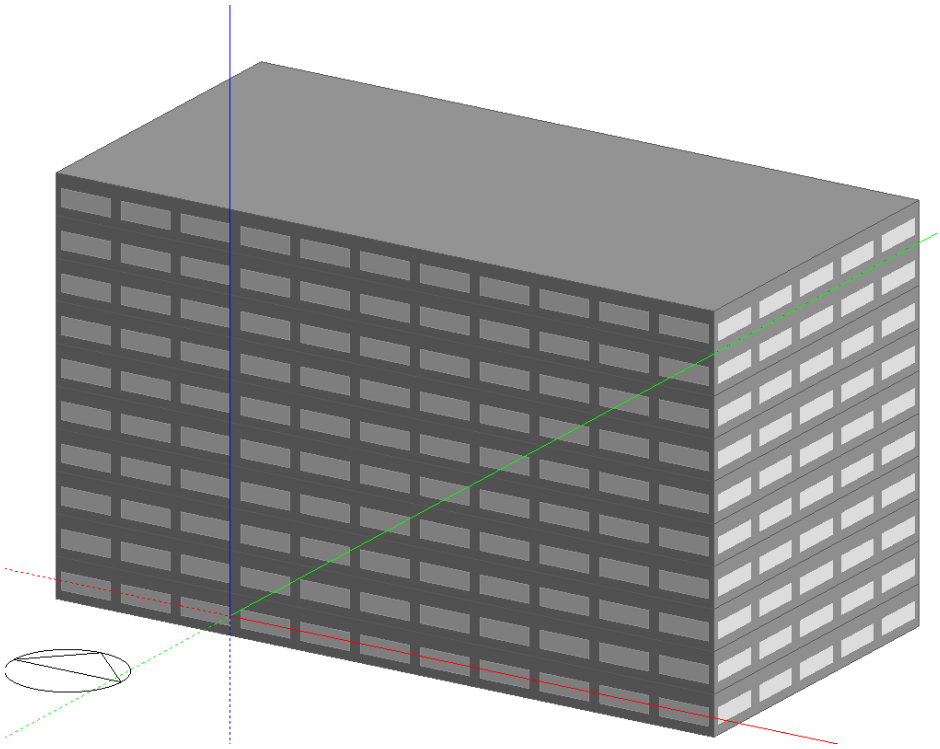


圖 35 標準建築模型

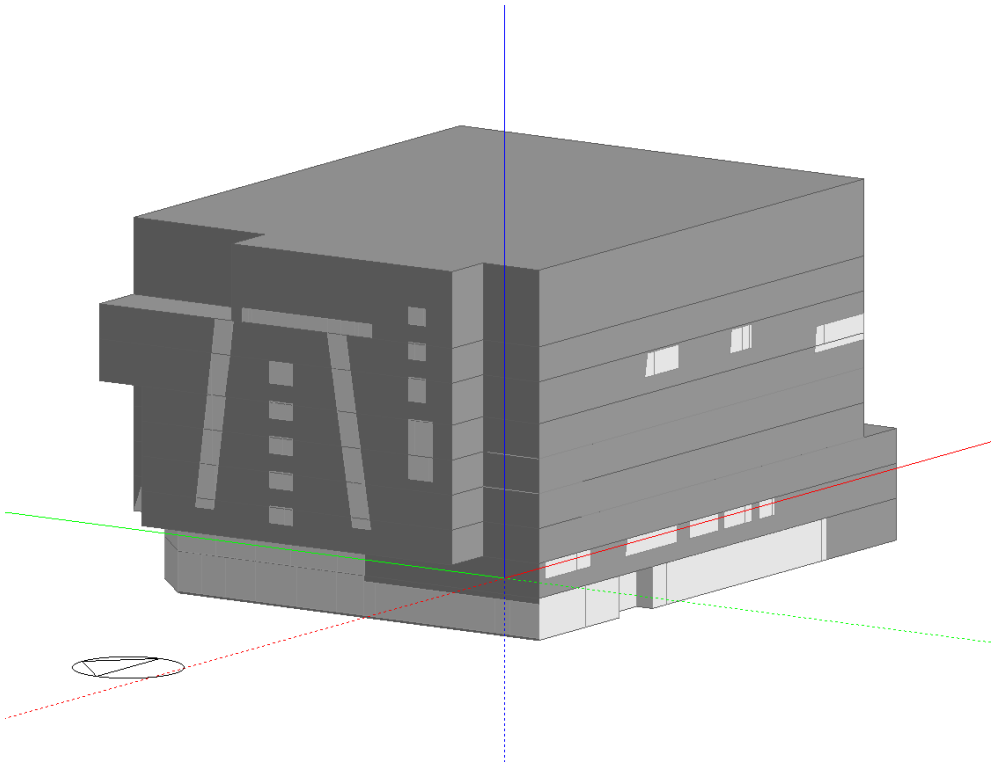


圖 36 能源模擬建築模型

表 14 離心式冰水機組規格表

編號	數量	噸位 RT	冷媒系統	壓縮機組		蒸發器					冷凝器					輸入電力
			冷媒	形式	個數	形式	流量 CMH	進水°C	出水°C	壓降 m	形式	流量 CMH	進水°C	出水°C	壓降 m	kW
CH-01~04	4	600	R-134a	離心式	1	殼管式	362.9	12	7	6.6	殼管式	427.9	30	35	5.5	345.8

表 15 循環水泵規格表

編號	數量	用途	形式	設備規格			水泵馬達		
				揚水量 LPM	揚程 m	效率%	HP	V-PH-HZ	RPM
CHP-B101~B104	4	冰水泵	臥式，連軸式	5000	12	70	25	380-3-60	1750
SCHP-B101~104	4	區域水泵	臥式，連軸式	7000	26	70	60	380-3-60	1750
CWP-B101~104	4	冷卻水泵	臥式，連軸式	7200	30	70	75	380-3-60	1750

表 16 冷卻水塔規格表

編號	數量	設備規格					散熱風扇馬達		廠牌
		室外濕球 °C	進水溫度 °C	出水溫度 °C	冷卻水流量 LPM	ΔP kPa	HP	V-PH-HZ	
CT-R101~104	4	27	37	32	10400	5.6	30	380-3-60	良機

表 17 組合式空調箱規格表

編號	數量	冰水盤管°C							送風機組	送風機馬達
		進風 DB	進風 WB	出風 DB	出風 WB	水量 LPM	進出水溫	能力 RT	風量 CMH	HP
AHU-B101	1	26	19.53	16	15.5	75.6	8~14	9.2	7750	3
AHU-B102~104	3	26	19.53	16	15.5	110	8~14	13	11300	5
AH-1F-1~9	9	26	19.53	13	12.5	100	8~14	10	5000	2
AH-1F-10	1	26	19.53	13	12.5	120	8~14	12	6000	3
AH-2F-1~9	9	26	19.53	13	12.5	100	8~14	10	5000	2
AH-3F-1~3	3	26	19.53	13	12.5	100	8~14	10	5000	2
AH-3F-4	1	26	19.53	13	12.5	120	8~14	12	6000	3
AH-4F-1~11	11	26	19.53	13	12.5	120	8~14	10	5000	2
AH-5F-1,4	2	26	19.53	13	12.5	120	8~14	12	6000	3
AH-5F-2,3	2	26	19.53	13	12.5	120	8~14	10	5000	2
AH-6F-1,2,4,5	4	26	19.53	13	12.5	100	8~14	10	5000	2
AH-6F-3	1	26	19.53	13	12.5	100	8~14	12	6000	3

AH-7F-1~13	15	26	19.53	13	12.5	120	8~14	12	6000	3
AH-1401	1	24	-	13	12.5	108	7~14	17	9750	7.5
AH-1402 AH-1408~13	8	24	-	13	12.5	72	7~14	11.5	6500	5
AH-1405,6	2	24	-	13	12.5	86.4	7~14	14	7800	5
AH-1404,7,14,15	4	24	-	13	12.5	86.4	7~14	14	7800	5
AH-1416~18	3	24	-	13	12.5	144	7~14	23	13000	10

6.2 節能措施方案一：DOAS 導入變頻

本研究依據 6.1 圖 35 提到的標準建築模型改建，在確保可以使室內空間達到相同的 PMV（+0.5~-0.5）條件下，進行空調系統耗能比較。本研究選擇第五層樓的空間進行兩系統之 PMV 舒適度之比較。由模擬結果整理出影響 PMV 六大因數中的空氣溫度、平均輻射溫度和相對濕度以及辦公人員的代謝率=1.12、風速=0.1m/s 和著衣量=0.61clo，透過 PMV 計算公式算出在某一夏天的逐時(9.00a.m.~18.00a.m.) 空氣乾球溫度與 PMV 的變化趨勢，如圖 37 所示。

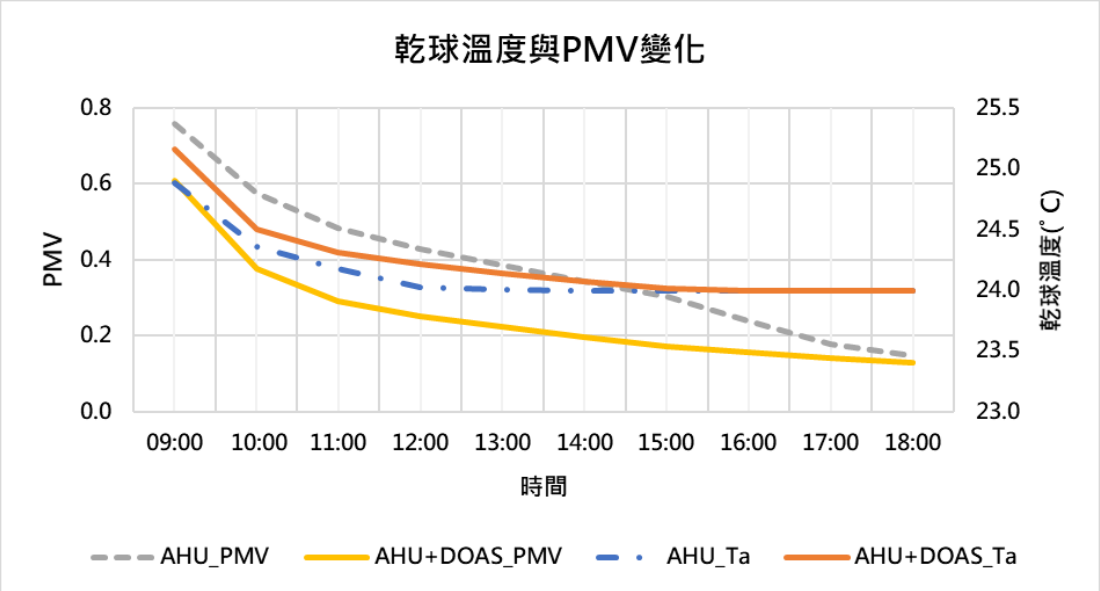


圖 37 乾球溫度與 PMV 趨勢圖

冰機與泵浦耗電之逐月耗電量如圖 38、圖 39 與圖 40 所示，由圖可知其最大熱負荷發生時間大約在七至八月。當在低顯熱負荷、低部分負載的月份，DOAS 系統因為可以較有效率乾濕分離獨立調控顯熱及潛熱負載，使得 DOAS 系統比傳統 AHU 系統節能。

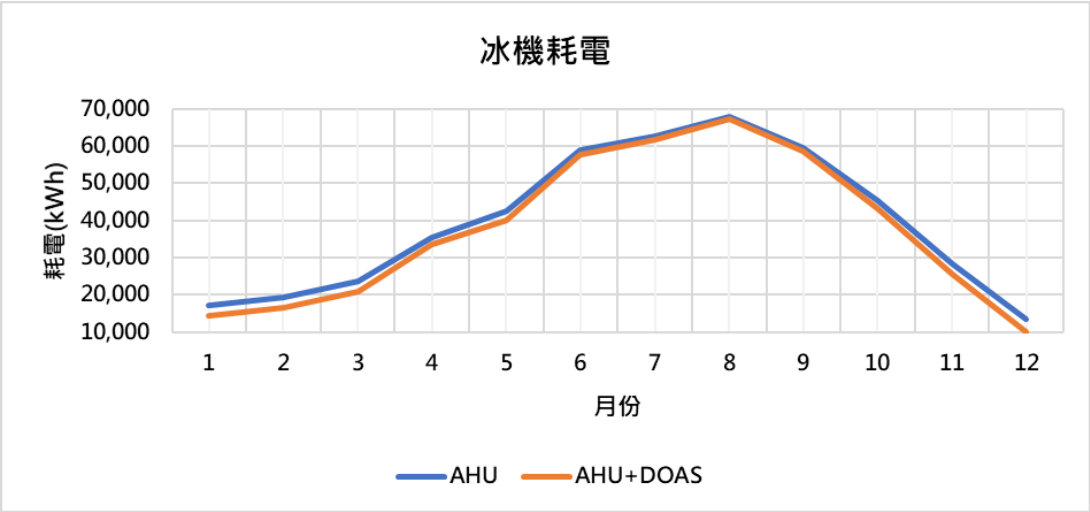


圖 38 方案一冰機逐月耗電

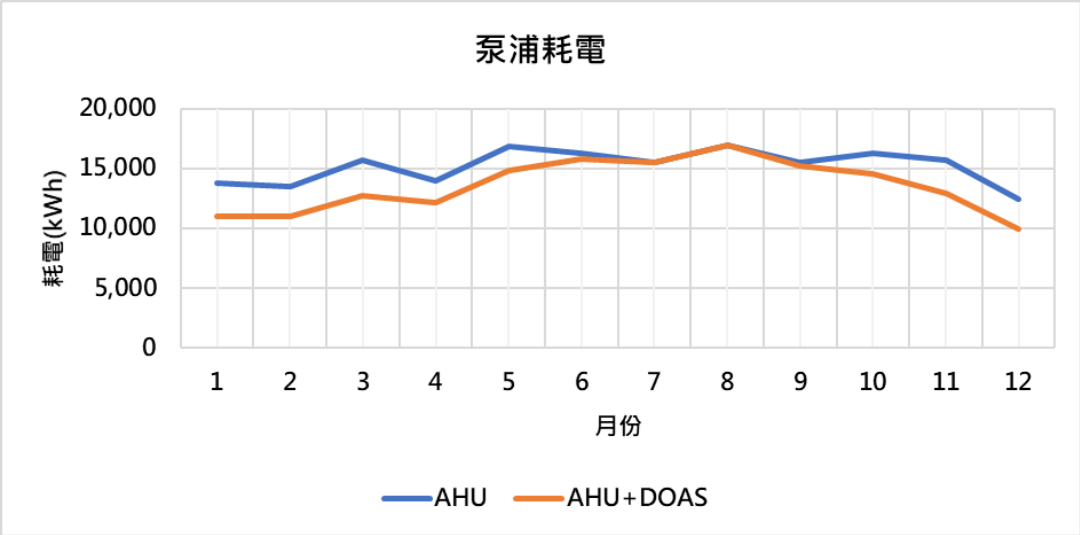


圖 39 方案一泵浦逐月耗電

風機耗電如所示，DOAS 依各空間所需外氣量送至各區，AHU 僅負責顯熱，因此 AHU 可依顯熱之熱負荷需求進行循環風量之調整。同時，顯熱負荷更穩定可採靜壓重設與末端需量控制，可獲得較多時段以較低靜壓與較低轉速運轉；相較於傳統 AHU 因溼度控制較差而需較低之溫度控制與較大之風量而言，由於 DOAS 濕度控制良好，主循環風量下降，主風管壓損與過濾阻力貢獻相對變小，總風機能耗隨之下降，因此比傳統 AHU 之風機節能。

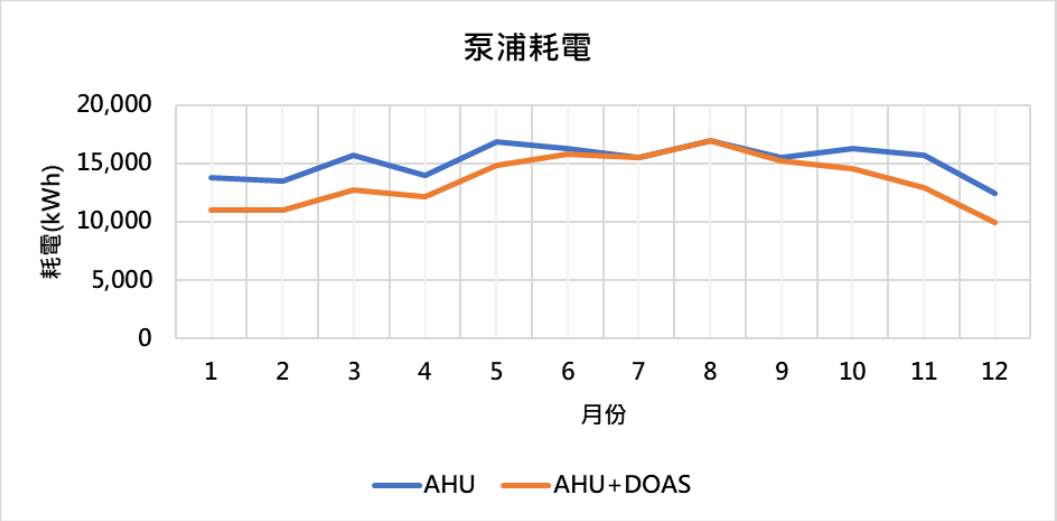


圖 40 方案一風機逐月耗電

如表 18 與表 19 模擬結果整理所示，相較於傳統 AHU 系統，DOAS 系統全年總節能率約 3.9%，空調節能率可達 8%。

表 18 總耗電量比較

	耗電量 [kWh]		節電率
系統	AHU	DOAS+AHU	
冰機	474349.08	449250.14	-5%
照明	460800	460800	0%
設備	576000	576000	0%
風機	278402.7	246642.27	-11%
泵浦	182480.04	162575.61	-11%
冷卻水塔	46321.22	44873.42	-3%
總計	2018353.03	1940141.44	-4%

表 19 空調系統耗電量比較

	耗電量 [kWh]		節電率
系統	AHU	DOAS+AHU	
冰機	474349.08	449250.14	-5%
風機	278402.7	246642.27	-11%
泵浦	182480.04	162575.61	-11%
冷卻水塔	46321.22	44873.42	-3%
總計	981553.04	903341.44	-8%

6.3 節能措施方案二：DOAS 導入 DCV 控制

由 6.1 提到的案例五建成的模型作為基礎，在原本定頻的 DOAS 系統案場加入變頻以及 DCV 控制改善，此案僅先針對有使用 DOAS 的區域以及 AHU 進行改善，實證節能控制技術並估算其可獲得的節能效益以及回收年限。

全棟建築有使用 DOAS 系統的區域主要為大廳以及辦公室，一層樓約一至兩個空間，一台外氣空調箱供應一層樓，總計改建數量為 9 台外氣空調箱及 7 台 AHU。其模擬結果各項設備耗電占比如圖 45 **錯誤! 找不到參照來源。**所示。原案場在前面的現場量測中有提到區域過冷以及濕度過高的問題，透過改建變頻以及 DCV，現場可依據室內二氧化碳濃度或人流變化，即時調整外氣空調箱之風量，使外氣量隨實際人數動態變化。變頻加 DCV 的模式能進一步避免無效之外氣處理與再熱能耗，使風側節能效益更為明顯，也可以根據室內的溫濕度進行控制，AHU 可配合外氣進行更精準地控制，避免過度通風或是過度冷卻的問題，提升室內的舒適度如圖 41 所示。

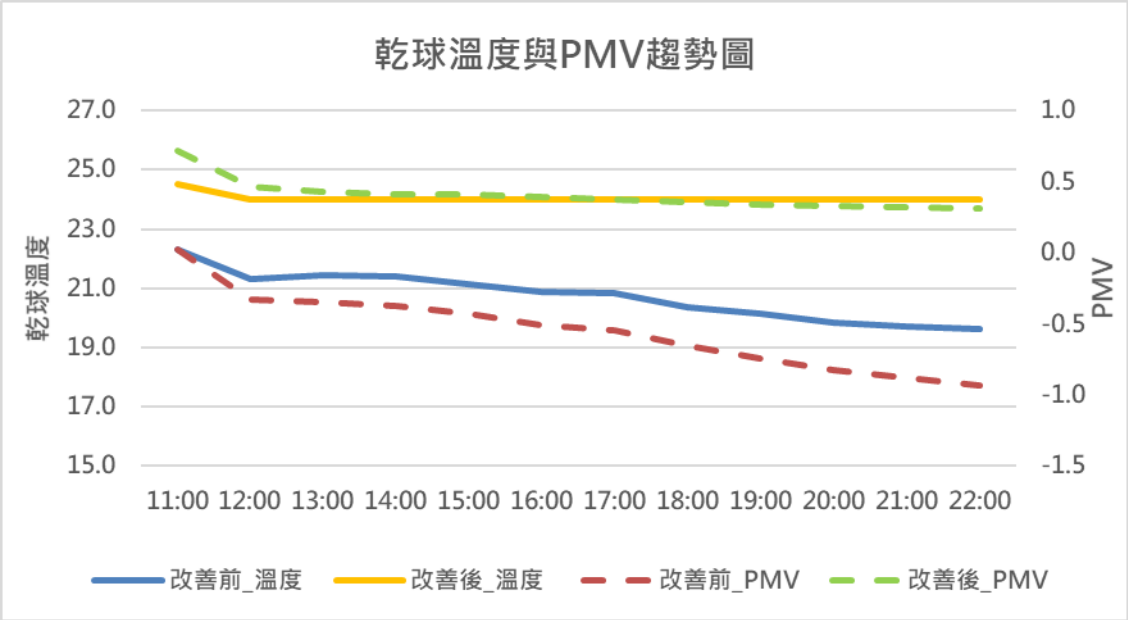


圖 41 乾球溫度與 PMV 趨勢圖

圖 42 為冰水主機之逐月耗電量，由圖可知其最大熱負荷發生時間大約在七至八月，變頻 DOAS 系統可以較有效率乾濕分離獨立調控顯熱及潛熱負載來節能。

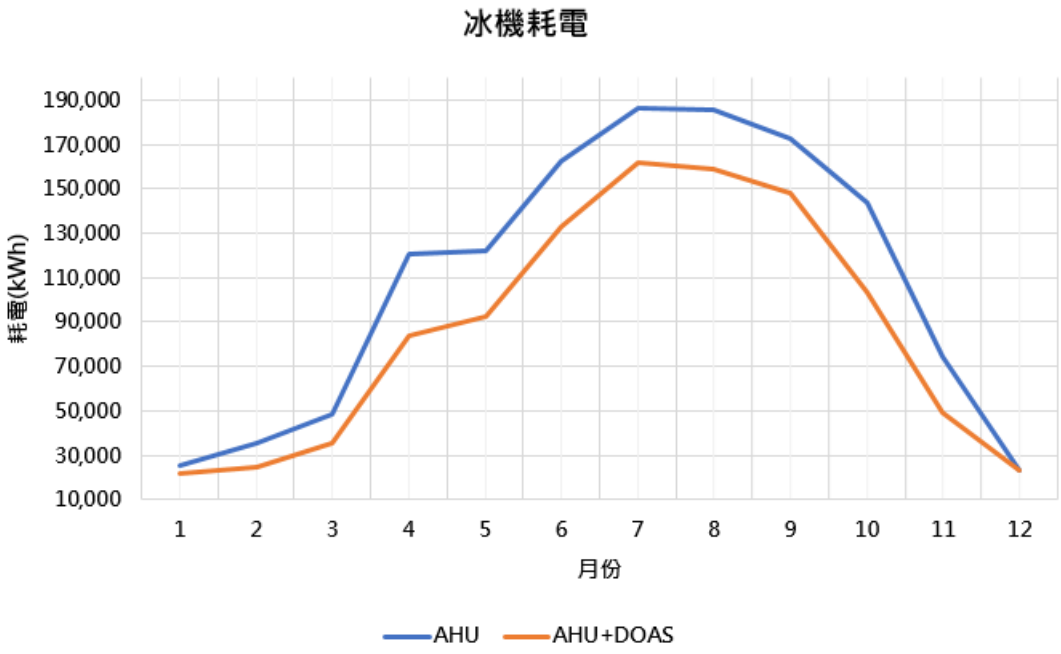


圖 42 方案二冰機逐月耗電

導入 DOAS 並採用變頻控制後的空調系統。從全年能耗分佈可觀察到，風機與泵浦兩項均為主要節能來源，此設計使 AHU 風量需求明顯下降，風機在全年各月份皆呈穩定節能效果，如圖 43 所示。泵浦則因 DOAS 系統分攤潛熱，AUH 風量需求下降，使得整體迴路流量降低如圖 44 所示，各項耗電比較與各設備節能率如圖 45、圖 46 與表 20 **錯誤! 找不到參照來源。**所示。

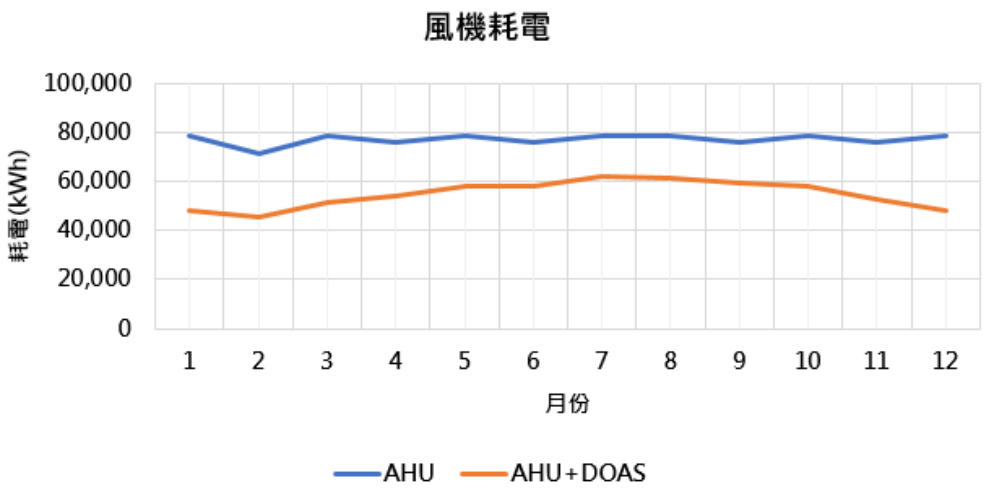


圖 43 方案二風機逐月耗電

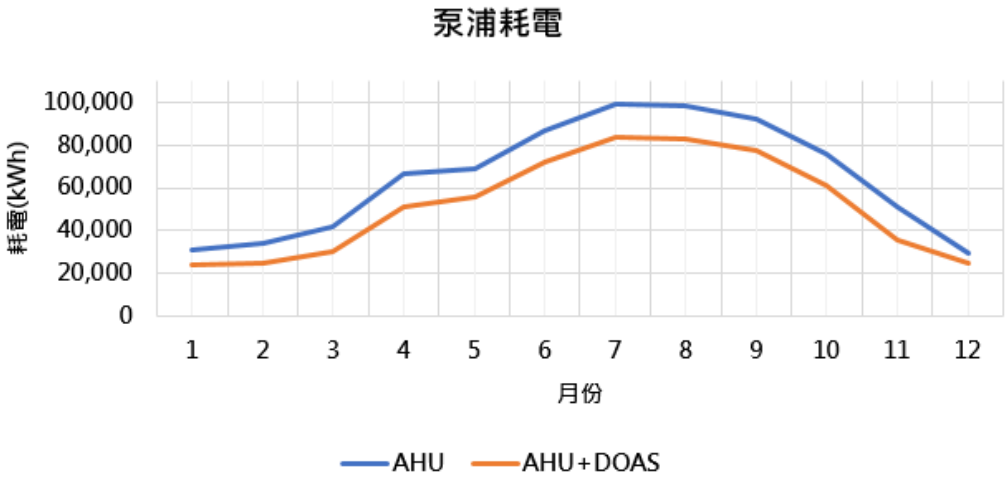


圖 44 方案二泵浦逐月耗電

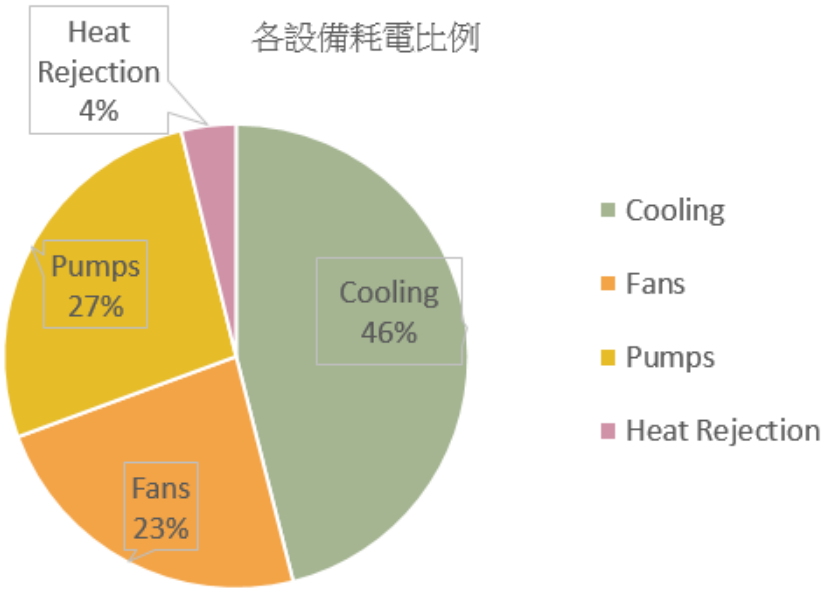
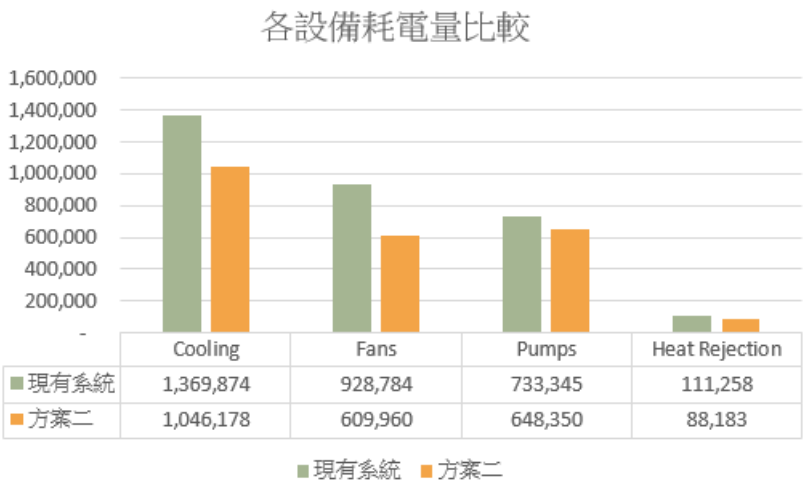


圖 45 方案二各項設備耗電占比



	Cooling	Fans	Pumps	Heat Rejection
現有系統	1,369,874	928,784	733,345	111,258
方案二	1,046,178	609,960	648,350	88,183

圖 46 方案二各項耗電比較

表 20 方案二各設備節能率

	現有系統	方案二	節能率
冰機	1,369,874	1,046,178	24%
風機	928,784	609,960	34%
泵浦	733,345	648,350	12%
冷卻水塔	111,258	88,183	21%
總計	3,143,261	2,392,671	24%

6.4 模擬結果總結

綜合三項節能措施方案之模擬結果可歸納如下：

方案一：本方案以 DOAS 系統取代傳統 AHU 全混風空調，使顯熱與潛熱分離處理，PMV 值維持於+0.5 至–0.5 之間，整體舒適度良好。模擬結果顯示全年總節能率約為 3.9%，空調系統節能率達 8%。節能主要來自風機側能耗降低，因 DOAS 系統有效控制濕度，使 AHU 可在較高送風溫度與較低風量下運轉，減少靜壓與壓損能耗。

方案二：本方案透過改建風機與泵浦變頻控制結合 DCV（需求控制式通風）策略，依據室內人流與二氧化碳濃度動態調整外氣量與運轉流量。模擬結果顯示全年總節能率約 25%，其中風機與泵浦分別節能 33% 與 31%，冰水主機能效提升 8%。系統在維持 PMV ±0.5 的舒適條件下，有效降低再熱與除濕能耗，展現出 DOAS 結合變頻與 DCV 之高效節能潛力。

因此，建議服務業場域未來在導入專用外氣空調系統時，宜同步考量變頻與 DCV 雙重控制策略，以兼顧節能、舒適與室內空氣品質三大目標。

6.5 與營業場所應用建議

綜合以上模擬結果與前一章節的現場調查可知，營業場所之空調系統能耗高度集中於風機與泵浦設備，傳統定頻外氣空調系統無法因應人流與氣候變化而動態調節，導致全年皆存在顯著的過度送風與除濕能耗。

本研究針對服務業實際案例進行模擬驗證，結果顯示：

導入變頻控制可使 DOAS 系統在維持外氣量與室內舒適度的前提下，降低風機與泵浦之耗能，總節能率達 25%。進一步結合 DCV 控制，可依據人員密度與 CO_2濃度即時調整外氣量，使風機與泵浦運行於更低頻率區間，整體節能率可提升至 27%，顯示 DOAS 系統在高濕熱氣候下具顯著節能潛力。

對服務業的營業場所而言，未來節能改善方案可著重下列方向：

- 智慧化動態控制：導入變頻風機、泵浦及 CO_2感測器，結合 DCV 控制邏輯以自動調整外氣量，避免低人員使用時段之無效送風
- 控制邏輯整合與節能監測：建議於建築管理系統中整合 DOAS 與 AHU 控制策略，並導入即時能耗監測，持續追蹤節能效益。

若營業場所為非單一空間或單層空間的多層建築，再設計時需更加謹慎，考量到各空間或各樓層之間是否互相影響，隔離措施是否完善，且系統負荷量是否足以應對多空間產生的大量外氣需求。

6.6 投資成本與回收年限

本案針對 9 台外氣空調箱以及 7 台空調箱 AHU 加裝變頻器進行皆能改善，原案場既有 CO_2 感測器已設置完畢，故不列入成本範圍。依照參考市場調查資料 2023 年《新建辦公類近零碳建築成本效益分析之研究》，空調系統變頻控制單價約為 NT$18,000～22,000/RT。

綜合考量本案總冷凍噸數、變頻器容量及安裝施工費用，預估總投資成本約為 NT$350～400 萬。此費用包含設備、控制配線及監控介面設定之基本工程成本，整理如表 21 所示。

表 21 估價表

改善項目	數量	單價(NT$/RT)	估算成本(萬)	備註
外氣空調箱	9 台	18,000~22,000	180~200	含變頻器與配電施工
空調箱	7 台	18,000~22,000	140~160	含變頻器與配電施工
總計	16 台	---	約 350-400	

依模擬結果顯示，以此案場為例，導入 DOAS 變頻 DCV 控制後，全棟年節能量約 750,590 kWh/年，相當於總耗電量降低 27%。

以平均電價 NT$3.36/kWh(109~111 年經濟部能源署統計資料)估算，年節省電費約 NT$ 272 萬/年。依此推算，改善方案之簡單回收年限（SPP）約 1.3 年即可回收初期投資。由此可見，本案 DOAS 節能改善具高經濟可行性，能於短期內回收投資成本，同時提升整體系統運轉效率與舒適性，適合作為後續服務業場域節能技術推廣之參考示範。

參考文獻

1. Kim, J., CaraDonna, C., & Parker, A. (2023). End-Use Savings Shapes Measure Documentation: Variable Refrigerant Flow with Heat Recovery and Dedicated Outdoor Air System. National Renewable Energy Laboratory. NREL/TP-5500-86103. https://docs.nrel.gov/docs/fy24osti/86103.pdf
2. Mumma, S. A. (2001). Dedicated outdoor air-dual wheel system control requirements. ASHRAE Transactions, 107(1), 147–155. https://www.proquest.com/docview/192594904?pq-origsite=gscholar&fromopenview=true&sourcetype=Scholarly%20Journals
3. Mumma, S. A., & Jeong, J.-W. (2005). Field experience controlling a dedicated outdoor air system. ASHRAE Transactions, 111(2), 433–442. http://www.doas.psu.edu/DOAS_Field_Experience_Denver_05_2_1.pdf
4. Denk, K. E., & McMoran, A. N. M. (2012). Balancing energy and indoor air quality. Consulting-Specifying Engineer. https://www.csemag.com/balancing-energy-and-indoor-air-quality/
5. Nassif, N., & Ridwana, I. (2021). Improving building energy performance using dual VAV configuration integrated with dedicated outdoor air system. Buildings, 11(10), 466. https://www.mdpi.com/1307912
6. Inklab, N., Chaiwiwatworakul, P., Chuangchote, S., Rakkwamsuk, P., & Chirarattananon, S. (2015). Performance assessment of dedicated outdoorair systems for office building in Thailand. Energy Procedia, 79, 677–684.https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610215022870
7. Choi, Y., Pang, Z., Lu, X., & O'Neill, Z. (2023). Modeling and simulation of dedicated outdoor air system (DOAS) with a passive desiccant wheel: A case

study using EnergyPlus. https://www.proquest.com/scholarly-journals/dedicated-outdoor-air-dual-wheel-system-control/docview/192594904/se-2?accountid=14227

8. Johnson Controls. (2016). York Dedicated Outside Air System (DOAS). YouTube. https://www.youtube.com/watch?v=AUzCczwa_c0
9. ASHRAE Design Guide for Dedicated Outdoor Air Systems, Second Edition https://store.accuristech.com/ashrae/standards/ashrae-design-guide-for-dedicated-outdoor-air-systems-second-edition?product_id=2522937&srsltid=AfmBOoqQIrMybuc8trOzzlncGsyacLhJMDcdKLjyvRMhkDMfmijh_0gI
10. Wolgamott, C., Collins, C., Murphy, M., Eschenbach, B., & Kokgil, E. (2024). Decarbonizing Buildings with High-Performance Dedicated Outdoor Air Systems (DOAS). ASHRAE Transactions, 130, 24-32. https://www.proquest.com/openview/af675cb6dfce278ea491ab4336f674a4/1?pq-origsite=gscholar&cbl=34619
11. Liu, Y., & Cui, C. (2024). A bi-level real-time optimal control strategy for thermal coupled multi-zone dedicated outside air system-assisted HVAC systems. Energy,306, 132343. https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544224021170
12. Morris, W. (2003). The ABCs of DOAS.ASHRAE journal,45(5), 24. https://www.proquest.com/docview/220454172?pq-origsite=gscholar&fromopenview=true&sourcetype=Scholarly%20Journals
13. Rucker, D. R. (2024, August 6). Understand how to maximize efficiency and control with DOAS. Consulting-Specifying Engineer. https://www.csemag.com/understand-how-to-maximize-efficiency-and-control-

with-doas/

14. Stuart, A., & Johnson, C. (2023, July 17). Back to basics: Introduction to dedicated outdoor air systems. Consulting-Specifying Engineer. https://www.csemag.com/back-to-basics-introduction-to-dedicated-outdoor-air-systems/

15. Primer (2019, July 9).Dedicated outdoor air systems (DOAS) with energy recovery ventilators(ERV). https://be-exchange.org/tech_primer/tech-primer-dedicated-outdoor-air-systems-doas-with-energy-recovery-ventilators-erv/

16. 經濟部能源署(2024)，《2024 非生產性質行業能源查核年報》，取自 https://www.ecct.org.tw/Knowledge/knowledge_more?id=5a9af55f815949ddabfd3fa72ce069c2

17. 陳希立(2015)，空調吸附除濕節能應用技術手冊，財團法人台灣綠色生產力基金會編印，取自 https://www.ecct.org.tw/Knowledge/knowledge_more?id=8eff4cc6688c46a09b62a2a8b51cd83b