



創新節能 技術研究與系統開發



專五部 林文祥 資深協理
林琦翔 工程師

一、前言

近年來由於能源價格高漲與節能減碳政策的推行，使得各能源用戶開始注重能源的使用方式與設備的運轉效率，希望透過相關節能改善達到降低營運成本的目的，但因為溫室氣體排放使得全球暖化問題日趨嚴重，國內夏季最高溫度亦屢創新高，逐年攀升的外氣溫度隨即帶來更高的空調熱負荷，並同時降低冷凍空調系統的散熱效率，大幅增加空調系統的運轉用電。

因冷凍空調系統的用電約占整體商業用電的 30~50%，於是許多能源用戶皆以冷凍空調系統節能作為最主要的改善項目，其中具經濟效益且改善簡單的節能方案，即是將水直接噴灑在冷凝器的冷媒盤管上，利用水的蒸發直接吸收冷凝器所要排放的熱量，大幅提升氣冷式冷凍空調系統的運轉效率，或者是直接減少夏季外氣引入量，降低外氣熱負荷以減少冷凍空調系統用電。

目前國內已有多種使用直接蒸發式冷凝器的冷凍空調設備，但經多年應用之後，該項技術面臨散熱鰭片與銅管結垢、脆化、腐蝕、甚至穿孔冷媒洩漏，或於缺水時亦有性能大幅滑落甚至無法運轉等重大問題，這些問題乃為直接蒸發式冷卻設備之潛在障礙與

所亟需面對者；減少外氣引入量雖可減少外氣濕熱空氣之空調熱負荷，但可能會有外氣換氣量不足的問題，若室內的二氧化碳及一些揮發性污染物質的濃度偏高，就會對人體健康產生一定的影響，使得該建築物變成所謂的「病態大樓」。

針對上述兩項冷凍空調系統在節能改善上所會面臨的問題，綠基會與國內學術機構研發了兩項創新的外氣處理技術，其中一項是在冷凝器前加裝間接蒸發式冷卻系統，預先將進入冷凝器的空氣應用蒸發冷卻的原理，降低冷凝器入口乾球溫度以達到更好的散熱效果。另一項則是在空調箱外氣引入口或外氣預冷空調箱前加裝結合熱泵之吸附除濕系統，預先將進入室內之外氣進行除濕處理，大幅降低冷凍空調系統的除濕用電。此二項創新技術已開發出較具經濟效益的冷凍空調設備，可供能源用戶在提升冷凍空調系統運轉效率與提高室內空氣品質並達節能的兩大需求上參考應用。

二、創新節能技術原理介紹

（一）間接蒸發式冷卻技術

在冷凝器前加上蒸發式冷卻系統，預先

降低進入冷凝器空氣的乾球溫度，其空氣狀態過程如圖 1 所示。通過水霧之空氣會因為水分的蒸發冷卻現象使得絕對濕度上升且空氣乾球溫度降低（狀態點 a 至狀態點 b），而緊接於水霧後為既有冷凍空調設備的鰭管式熱交換器，利用前端經過降溫之空氣與鰭管式熱交換器內之冷媒做熱交換，由於空氣經水霧降低乾球溫度後與冷媒間之溫差加大（狀態點 b 至狀態點 c 所示），提高了鰭管式熱交換器的散熱量與散熱效率，並降低冷媒冷凝溫度（壓力），可減少壓縮機之能耗。

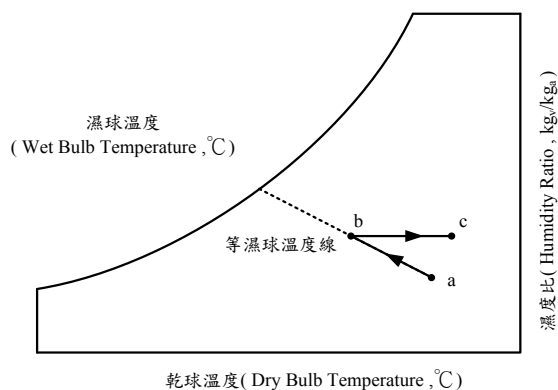


圖 1 間接蒸發式冷卻之空氣狀態示意圖

（二）結合熱泵之吸附除濕技術

外氣經過結合熱泵之吸附除濕時，其空氣狀態過程如圖 2 所示。引入室內之濕熱外氣先經過熱泵的蒸發盤管進行降溫除濕（狀態點 OA 至狀態點 OA'），降溫除濕後的外氣再經過除濕轉輪進行吸附除濕（吸附材在吸附水分時會有放熱現象，由狀態點 OA' 至狀態點 OA''），而緊接於系統後為既有空調箱的外氣入口，利用前端經過凝露除濕與吸附除濕之外氣與空調箱回風作混和，由於外氣經過系統降低絕對濕度後減少混風與送風的焓差，可大幅降低空調箱除濕的運轉負載與用電。

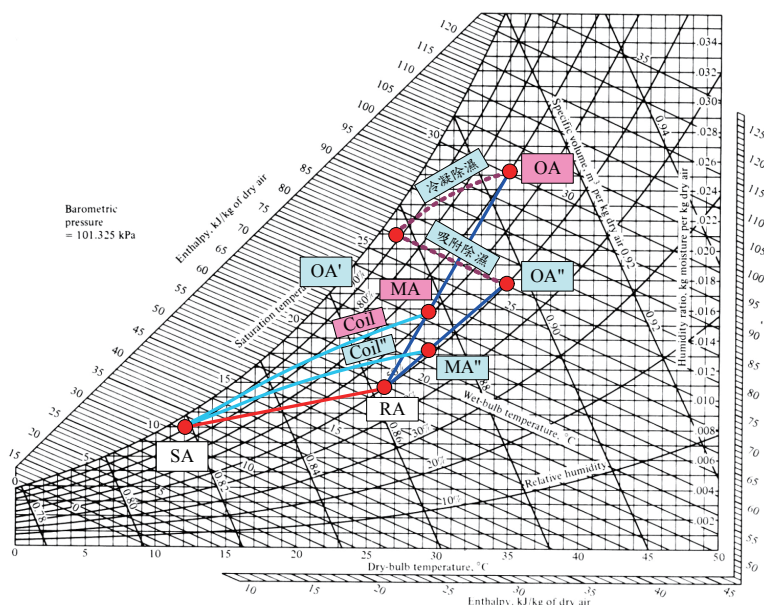


圖 2 結合熱泵吸附除濕空調系統之空氣狀態示意圖

三、創新節能技術系統介紹

（一）間接蒸發式冷卻系統

1. 系統介紹

間接蒸發式冷卻系統結構如圖 3，由圖中可知此系統裝設有水泵、噴水管排、噴嘴、擋水板、水池及水濾網，噴水管排裝有 2-3 排，並於噴水管排上裝設有噴嘴；水泵送水通過噴嘴變成細小的水滴噴出，與進入間接蒸發式冷卻模組的外氣進行熱、質交換，然後經由擋水板送出；擋水板是由若干曲折面所構成，此空氣在通過擋水板時是循著曲折路徑進行，其所含的水滴與雜質在撞擊曲折面時便附著在上面，由於水滴不斷的沖刷，附著於曲折面上的雜質會被沖至水槽中，避免送出的外氣中含有水滴與雜質，有效潔淨進入室外機冷凝器的外氣，達到延長冷凝器散熱鰭片壽命的效果。

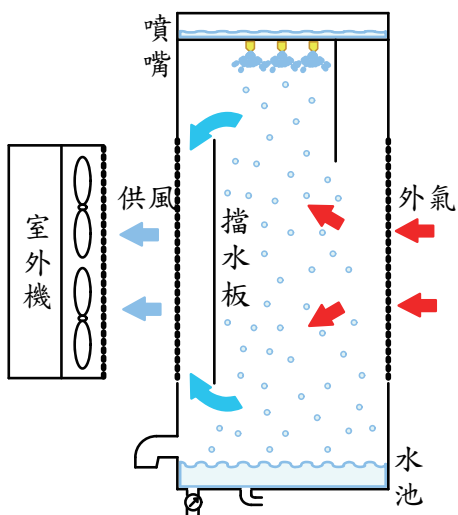


圖 3 間接蒸發式冷卻系統結構圖

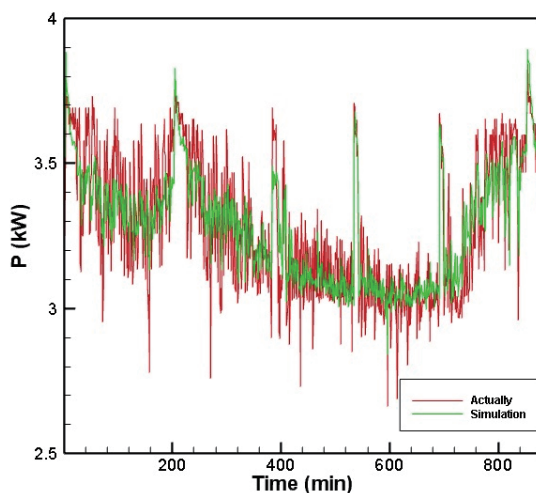


圖 4 改善前基準線比較圖

2. 性能測試

實際於某便利商店冷凍冷藏散熱機組設置間接蒸發式冷卻系統，並採用電力分析儀、溫濕度記錄器以及風速計量測冷卻機組相關數據（實際耗功、外氣溫度、開放冷藏櫃內之溫度及冷凝器能力），並代入 (3.1) 進行迴歸，迴歸出性能系數 C_0 - C_9 並建立基準線：

$$P_t = C_0 + C_1 \times Q_e + C_2 \times T_{OA} + C_3 \times T_{eva} + C_4 \times Q_e^2 + C_5 \times T_{OA}^2 + C_6 \times T_{eva}^2 + C_7 \times Q_e \times T_{OA} + C_8 \times T_{OA} \times T_{eva} + C_9 \times Q_e \times T_{eva} \quad (3.1)$$

其中 P_t 為實際耗功 (kW)， T_{OA} 為外氣溫度 ($^{\circ}\text{C}$)， Q_e 為蒸發器冷凍能力 (kW)， T_{eva} 為開放冷藏櫃內之溫度。

將原始量測數據 (Q_e 、 T_{OA} 、 T_{eva}) 代入原氣冷式冷卻機組基準線，以計算出耗電量，再與實際量測之耗電量做比較，其兩者比較如圖 4 所示，由圖可知利用原氣冷式冷卻機組基準線計算的耗電量與原本耗電量相差不多相近。

3. 系統效益

圖 5 為間接蒸發式冷卻模組運轉中之溫度變化圖，圖中 T_{IN} 為模組進口溫度， T_{OUT} 為模組出口溫度， T_{OA} 為外氣溫度， RH_{OA} 為外氣相對濕度，外氣溫度與模組進口溫度相差不多，同樣當外氣相對濕度約高於 90% 時，模組之降溫效果便會開始下降，取外氣溫度介於 28°C 至 31°C 之間且外氣相對濕度低於 90% 之數據，以計算出模組在外氣條件相同時其模組進出口平均溫差，可得模組平均可降溫 2.57°C 。

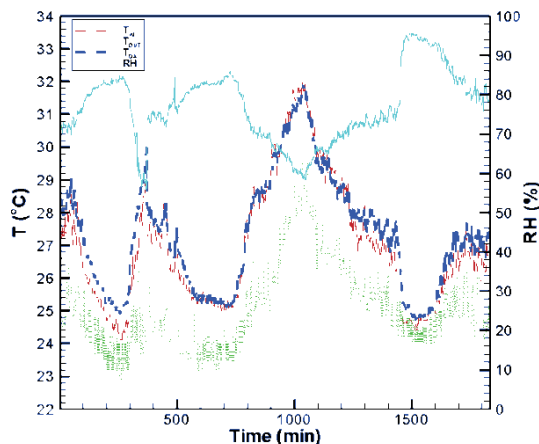


圖 5 間接蒸發式冷卻模組進出口溫度變化圖

將數據 T_{OA} 、 T_{eva} 及 Q_e 代入原氣冷式冷卻機組基準線方程式，以計算出冷藏櫃室外機安裝模組前的耗電功率，並進行安裝模組前與安裝模組後之耗電功率比較。

圖 6 為耗電功率比較圖，Post-installation 為安裝間接蒸發式模組後之耗電功率，Pre-installation 為基準線耗電功率， T_{OA} 為外氣溫度，圖中耗電功率變化皆在 1 kW 至 2 kW 之間，當外氣溫度升高時，室外機耗電功率亦會有所增加。

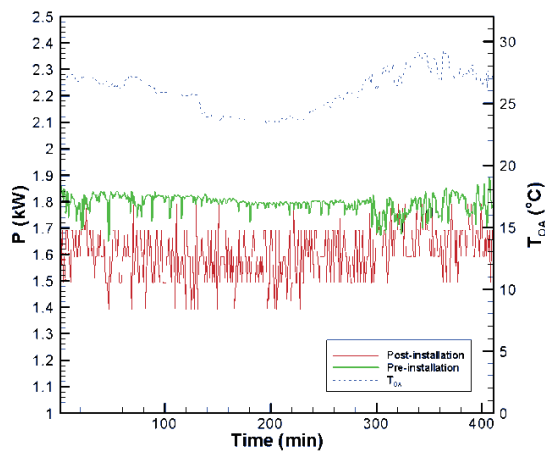


圖 6 耗電功率比較圖

取外氣溫度介於 28°C 至 31°C 之間且外氣相對濕度低於 90% 之數據，以計算出節能效益，其中噴霧水泵耗電功率為 0.3 kW，結果可得間接蒸發式冷卻模組平均節能效益為 10.05%。

(二) 結合熱泵之吸附除濕空調系統

1. 系統介紹

結合熱泵之吸附除濕空調系統結構如圖 7，由圖中可知此系統分成上下兩個區域，下半部為系統吸附除濕端，外氣濕熱空氣先經過蒸發器降溫與冷凝除濕，再通過吸附材填充床作第二階段除濕，爾後才將低濕的乾空氣送入室內；上半部為系統再生脫附端，因

吸附除濕端之轉輪會吸附水分至接近飽和狀態，經由除濕轉輪週期性轉動，將接近飽和的轉輪側旋轉至系統再生端，再生端利用室內回風或外氣先經過冷凝器加熱成高溫低濕的空氣，促使其轉輪吸附之水分蒸發作再生處理，再生後高濕的空氣再由排氣口排出，如此週期性循環達到持續除濕與換氣的效果。

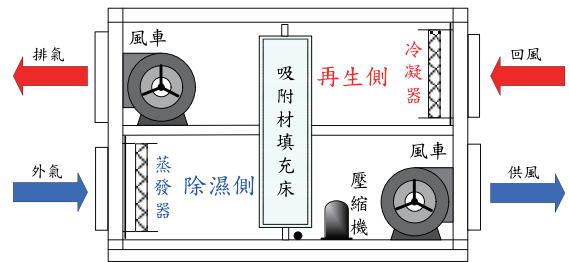


圖 7 結合熱泵之吸附除濕空調系統結構圖

2. 性能測試

使用與市售蜂巢式矽膠相同尺寸的矽膠填充床作為吸附材料，針對兩種吸附材料的吸附及再生進行實驗，實驗系統架設如圖 8 所示，實驗系統分成模擬外氣控制裝置、系統性能測試段及再生空氣控制裝置等三個部份，由於一般室外空氣條件如溫度、濕度比以及相對濕度會隨著時間不斷地變化，造成系統除濕及再生性能也會隨著變化，因此在測試過程於除濕段入口利用恆溫水槽、熱水盤管與加濕器製造以維持模擬夏季空氣條件（乾球溫度 $28\text{--}32^{\circ}\text{C}$ 與相度濕度 60-70%）；再生段入口利用恆溫水槽加熱並控制進入再生段的空氣維持在溫度 30°C ，以提供系統進行穩定之除濕性能測試。

系統性能測試段分成兩個區域，系統下半部為除濕性能測試段，上半部為再生性能測試段，分別於系統除濕段與再生段的入、出風口、填充床轉輪前、後端及蒸發器與冷凝器的後端，架設溫濕度感測器並記錄各點

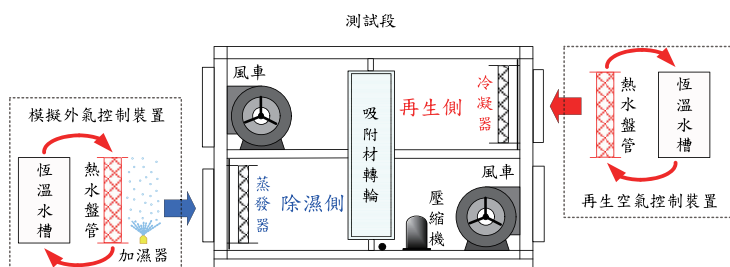


圖 8 系統實驗架設示意圖

的溫濕度情形，再利用風速感測器量測通過系統除濕段與再生段的空氣流速，並計算出系統的處理風量，實驗過程中系統所消耗的電力則採用瓦特計記錄。

測試流程分為前置工作、性能測試及數據分析三個階段，前置工作主要為改變轉輪之矽膠顆粒填充量，研究在不同矽膠顆粒填充量下，對系統除濕與再生性能的影響。系統性能測試部份，啟動除濕空調系統並於除濕端及再生端入口分別引入模擬夏季高溫高濕狀態之空氣及再生空氣。此外亦將所搜集之各量測點溫度及相對濕度數據資料進行整理及分析，進而評估系統之整體除濕與再生性能。

除濕性能評估方面，量測處理空氣通過熱泵機組蒸發器及填充床轉輪前後之濕度比差，利用 (3.3) 及 (3.4) 式之積分式計算系統之冷凝水量 (W_c) 及吸附水量 (W_{ad})。

$$W_c = \dot{m}_1 \times \int_{t_1}^{t_2} (\omega_a - \omega_b) dt \quad (3.3)$$

$$W_{ad} = \dot{m}_1 \times \int_{t_1}^{t_2} (\omega_b - \omega_c) dt \quad (3.4)$$

$\dot{m}_1$ 為除濕端空氣質量流率 (kg/s)， ω_a 及 ω_b 為空氣通過蒸發器前後之濕度比 (g/kg)， ω_b 及 ω_c 為除濕段空氣通過填充床轉輪前後之濕度比 (g/kg)。另外亦利用式 (3.5) 能源因數值 (E.F.) 之定義，評估系統整體除濕量與耗電量之關係。

$$E.F. = \text{kg/kWh} \quad (3.5)$$

W 為空調系統整體除濕量 (kg)。而評估空調系統再生性能則利用 (3.6) 之積分式，計算矽膠填充床轉輪於測試時間內之脫附水量 (W_{de})。

$$W_{de} = \dot{m}_2 \times \int_{t_1}^{t_2} (\omega_d - \omega_e) dt \quad (3.6)$$

$\dot{m}_2$ 為再生端空氣質量流率 (kg/s)， ω_d 及 ω_e 為再生段空氣通過填充床轉輪前後之濕度比 (g/kg)。

3. 系統效益

表 1 為兩系統調整於相同處理風量操作條件下，系統除濕與再生性能測試結果比較表，由表中可知商用系統於外氣條件 30℃、相對濕度 65% 的情況下，系統冷凝除濕能力為 2.0 kg/hr，吸附除濕能力為 3.0 kg/hr，系

表 1 矽膠填充床與商用蜂巢式矽膠測試結果比較表

除濕段		
外氣條件	30℃、65%RH	
除濕轉輪型式	矽膠填充比例(%)	蜂巢式矽膠
	50~100%	
平均冷凝除濕量(kg/hr)	2.2~3.1	2.0
平均吸附除濕量(kg/hr)	0.9~3.1	3.0
平均總除濕量(kg/hr)	3.7~5.2	5.0
能源因數 E.F.(kg/kWh)	1.5~2.3	3.3
再生段		
回風空氣條件	30℃、50%RH	
平均脫附量(kg/hr)	1.3~5.0	2.1

統總除濕與再生能力分別為 5 kg/hr 及 2.1 kg/hr。而在相同條件測試下，矽膠填充床轉輪於填充量 50%-80% 時，系統平均總除濕量皆低於商用系統。當轉輪填充至 90% 接近全滿時，系統的除濕能力可高達 5.2 kg/hr，扣除熱泵機與風機用電，於夏季之節能效益可達 15.5%。

四、結論

(一) 間接蒸發式冷卻系統

間接蒸發式冷卻有別於直接蒸發式冷卻，是在冷凝器前加上蒸發式冷卻系統，預先降低進入冷凝器的外氣乾球溫度，而不是直接作用在熱交換器上，且此種散熱的方式並無蒸發器表面的結垢或散熱鰭片脆化、腐蝕等問題，並且能在缺水時正常運轉，大幅提升系統的穩定度與可靠度。經測試結果可知，在外氣溫度介於 28℃ 至 31℃ 之間且外氣相對濕度低於 90% 時，其系統平均可降溫 2.57℃，平均節能效益達 10.05%。

(二) 結合熱泵之吸附除濕空調系統

政府除了推行節能減碳政策外，也重視人民的生活品質，於 2011 年 11 月 23 日通過「室內空氣品質管理法」，要求室內 9 項污染物質濃度不得超過公告標準，相對地室內必須引入新鮮外氣以維持室內空氣品質，但伴隨而來的即是室內空調負荷的增加。因此可採用矽膠填充床來處理外氣的潛熱負荷，並與熱泵機作結合組成吸附除濕空調系統，利用熱泵對外氣進行冷凝除濕與吸附材再生，大幅提升整體系統之能源使用效率，且矽膠顆粒填充床與一般商用蜂巢式矽膠吸附除濕系統相比，約可節省 50% 左右之購置成本，有利於推廣應用至一般民生商場、辦公大樓等空調除濕系統。經測試結果可知，當轉輪填充至 90% 接近全滿時，系統的除濕能力可高達 5.2 kg/hr，優於一般商用蜂巢式矽膠之除濕能力，於夏季之節能效益可達 15.5%。

本研究之兩項外氣處理系統創新技術，除了可以使導入改善之能源用戶有效降低空調用電外，亦能維持系統正常運轉，達成穩定、節能之經濟效益。

