

**專題** 報導

# 結合熱泵之吸附除溼空調系統研究

專案5部 林琦翔

## 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。因空調系統的用電約占整體用電的30~50%，於是許多能源用戶皆以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之節能方案，即是將空調系統的冰水溫度調高與減少外氣引入量。調高冰水溫度雖可提升冰水主機運轉效率並降低空調用電，但對於以冷凝除溼方式的空調系統而言，調高冰水溫度亦影響空調箱的製冷與除溼能力，使得室內的溫度與相對濕度有所提高，減少外氣引入量雖可減少外氣濕熱空氣之空調負荷，減少空調系統負載與用電，但可能會有外氣換氣量不足的問題。上述兩項空調系統節能改善，若控制方式不得當的話，就會容易導致人員在室內活動或作業時產生不舒適的感受。

除了節能減碳政策的推行外，政府也日漸重視人民的生活品質，根據環保署的調查顯示，國內約有三成以上的建築物是所謂的「病態大樓」，其室內的二氧化碳及一些揮發性汙染物質的濃度偏高，均會對人體健康產生一定的影響。為改善此問題，政府於2011年11月23日制定「室內空氣品質管理法」，未來將會不定期對公共場所進行室內

空氣品質的稽查。公共場所為減少有害物質的濃度，必須適當的引進室外新鮮空氣以稀釋室內汙染氣體，引進室外新鮮空氣伴隨而來的即是室內空調負荷的增加，對於建築物實施節能方案是一項負面影響。

基於上述兩項重大議題，本研究即針對一套以吸附方式除溼並結合熱泵的空調系統進行研究，並開發出較具經濟效益之吸附除溼空調系統，以提供能源用戶在提高室內空氣品質與節能的兩大需求上參考應用。

## 二、結合熱泵之吸附除溼空調系統介紹

市售之結合熱泵之吸附除溼空調系統結構如圖1，由圖中可知此系統分成上下兩個區域，上半部為系統吸附除溼端，外氣濕熱空氣先經過蒸發器降溫與冷凝除溼，再通過蜂巢式矽膠轉輪作第二階段除溼，爾後才將低濕的乾空氣送入室內；下半部為系統再生脫附端，因吸附除溼端之轉輪會吸附水分至接近飽和狀態，經由除溼轉輪週期性轉動，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，再生後高溼的空氣再由排氣口排出，如此週期性循環達到持續除溼與換氣的效果。

由於蜂巢式矽膠轉輪結構複雜且具專利設計，除了有特殊室內環境需求之大型半

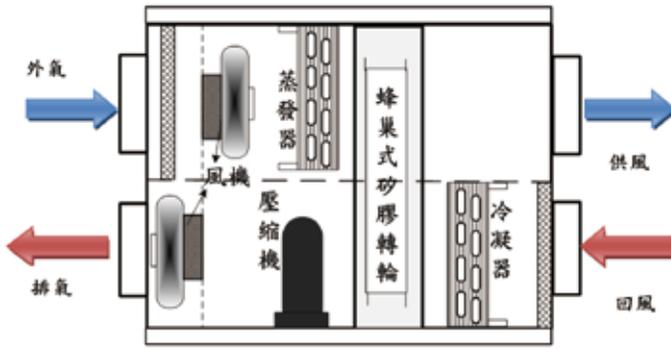


圖1 商用產品系統元件配置圖

導體廠、大型製藥廠等場所會應用外，其商品價格較無法被一般能源用戶所考量選用，故本研究將吸附材改採用價格較低廉之矽膠顆粒，以特殊之充填方式取代蜂巢式矽膠轉輪，以大幅降低此項系統之商品價格，並實際測試矽膠填充床轉輪與蜂巢式矽膠轉輪之間除溼能力的差異。

### 三、除溼性能測試

本研究之吸附除溼空調系統，使用與市售蜂巢式矽膠相同尺寸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2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在變化，造成系統除溼及再生性能也會隨著變化，因此本研究在測試過程於除溼段入口利用恆溫水槽、熱水盤管與加濕器製造並維持模擬夏季空氣條件(乾球溫度 $28\sim 32^{\circ}\text{C}$ 與相對濕度 $60\sim 70\%$ )；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 $30^{\circ}\text{C}$ ，以提供系統進行穩定之除溼性能測試。

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

的溫溼度情形，再利用風速感測器量測通過系統除溼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，對系統除溼與再生性能的影響。系統性能測試部份，啟動除溼空調系統並於除溼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。數據分析部份，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溼與再生性能。

除溼性能評估方面，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(3.1)及(3.2)之積分式計算系統之冷凝水量( $W_c$ )及吸附水量( $W_{ad}$ )。

$$W_c = \dot{m}_1 \times \int_{t_1}^{t_2} (\omega_a - \omega_b) dt \quad (3.1)$$

$$W_{ad} = \dot{m}_1 \times \int_{t_1}^{t_2} (\omega_b - \omega_c) dt \quad (3.2)$$

$\dot{m}_1$ 為除溼端空氣質量流率(kg/s)， $\omega_a$ 及 $\omega_b$ 為空氣通過蒸發器前後之濕度比(g/kg)， $\omega_b$ 及 $\omega_c$ 為除溼段空氣通過填充床轉輪前後之濕度比(g/kg)。另外亦將利用式(3.3)能源因數值(E.F.)之定義，評估系統整體除溼量與耗電量之關係。

$$E.F. = \text{kg/kWh} \quad (3.3)$$

$W$ 為空調系統整體除溼量(kg)。而評估空調系統再生性能則利用(3.4)之積分式，計算矽膠填充床轉輪於測試時間內之脫附水量( $W_{de}$ )。

$$W_{de} = \dot{m}_2 \times \int_{t_1}^{t_2} (\omega_d - \omega_e) dt \quad (3.4)$$

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

表1為兩系統調整於相同處理風量操作條件下，系統除溼與再生性能測試結果比較表，由表

