

電影院節能技術手冊

經 濟 部 能 源 局 指 導

財團法人台灣綠色生產力基金會 編印

中 華 民 國 一 百 零 九 年 十 一 月

目錄

前言	6
壹、 電影院業概況	8
一、 電影製作業	9
二、 電影後製、特效（含器材設備提供）業	9
三、 電影發行業	9
四、 電影映演業	9
貳、 電影院業設備用電概況	10
一、 空調系統	11
二、 照明設備	15
參、 電影院常見問題	22
一、 溫度	22
二、 室內環境品質(IAQ)	22
三、 濕度	24
四、 PMV 人體舒適度	25
肆、 電影院節能改善措施	30
一、 冰水主機	30
二、 外氣空調系統	31
伍、 電影院節能改善實例	55
陸、 結論與建議	65
柒、 參考文獻	66
捌、 編後語	71

圖目錄

圖 1-1 電影產業產銷環節示意圖.....	8
圖 2-1 中央空調系統流程圖.....	11
圖 2-2 中央空調系統熱負載關係圖.....	12
圖 2-3 空氣側系統示意圖.....	12
圖 2-4 室內送風機組圖示.....	13
圖 2-5 空調箱元件示意圖.....	14
圖 2-6 空調箱圖示.....	14
圖 2-7 直管型 LED 燈源.....	15
圖 2-8 投射型 LED 燈源.....	16
圖 2-9 逃生避難指示型 LED 燈源.....	17
圖 2-10 戶外投射型 LED 燈源.....	17
圖 3-1 二氧化碳與人體的影響.....	23
圖 3-2 PMV 與 PPD 指標之相關對應圖	27
圖 3-3 ASHRAE Standard 55 中規範之舒適區域	28
圖 4-1 全熱交換器不同季節下運轉模式原理	35
圖 4-2 全熱交換器核心結構.....	36
圖 4-3 全熱交換器在春秋季運轉模式原理	37
圖 4-4 全熱交換器在夏、冬季運轉模式原理	37
圖 4-5 回復式全熱交換器.....	39
圖 4-6 再生式全熱交換器.....	40
圖 4-7 除濕材料以不同方式應用於空調系統	42
圖 4-8 多段式熱泵結合除濕轉輪系統.....	44
圖 4-9 具有終端空調設備之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型	48
圖 4-10 多區域中央空調之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型	48
圖 4-11 輻射頂板供冷系統.....	50

圖 4-12 兩種系統比較圖.....	51
圖 4-13 地板送風單元的連接方式.....	52
圖 4-14 地板送風氣流模型.....	55
圖 4-15 置換式通風系統示意圖.....	55
圖 5-1 二氧化碳與入座率(%)之關係圖.....	59
圖 5-2 區域 B 量測位置.....	61
圖 5-3 案例二場域改善前後之濕空氣狀態	62
圖 5-4 南部地區外氣焓值 $>50\text{kJ/kg}$ 之分布情形	64
圖 5-5 空調箱外氣需量改善之節能效益	64

表目錄

表 2-1 CNS 規定各場所照明度.....	21
表 3-1 電影場所室內空氣汙染物項目.....	22
表 3-2 PMV 與 PPD 指標之相關對應.....	27
表 4-1 不同壓縮機之比較.....	31
表 4-2 除濕機容許耗用能源基準表.....	32
表 4-3 除濕機能源效率分級基準表.....	32
表 4-4 除濕機型式優缺點比較.....	33
表 4-5 獨立專用之外氣空調系統特點比較	49
表 5-1 區域 A 節能效益表.....	61

前言

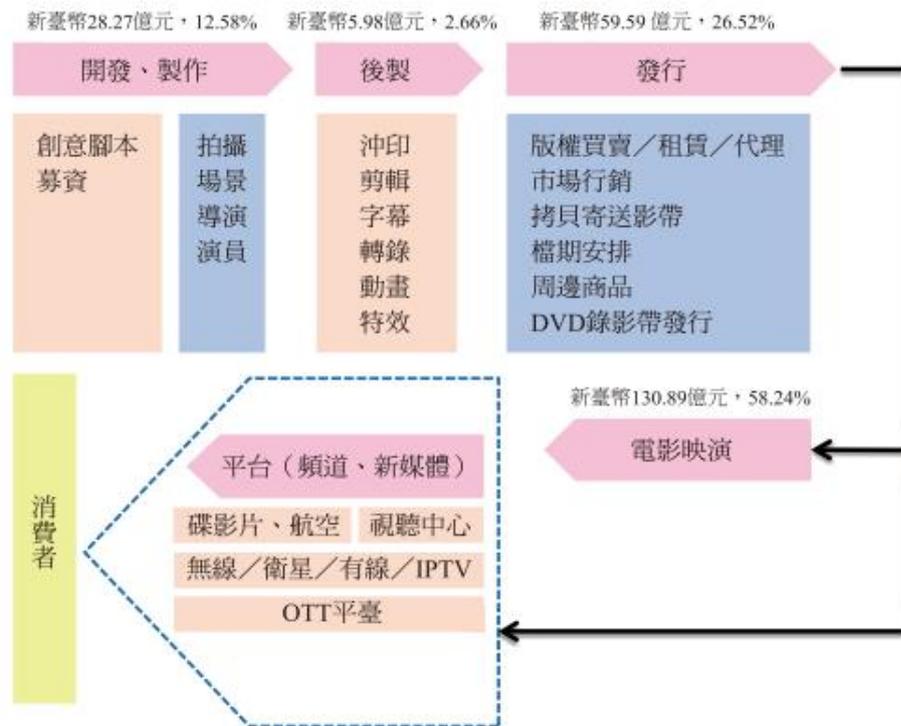
「時時節約能源，處處創造資源。」、「輕輕一按，省電不難。」、「隨手關一下，清涼過一夏」，這幾句生活中常見的節約能源標語，總是會不經意地再你的周遭出現，但真正能落實其中的人卻少之又少。在經濟部能源局和財團法人台灣綠色生產基金會的合作之下，出版了許多針對不同場所的節能手冊，期望由各界菁英集思廣益所匯集成的大作，能使業界人士或是普羅大眾能更進一步了解節約能源還有哪些方法。

至 2019 年全台有一百二十間電影院，競爭激烈，各方業者無不絞盡腦汁吸引觀眾購票入內觀賞電影，從基本的坐著看電影，到後來發展出躺著看電影，各大影城的經營模式更是早已受到消費者的青睞，消費者追求的不在只是電影劇情給予的視覺享受，對於座椅乘坐舒適性、食物取得的方便性越來越斤斤計較，但對於室內空調的評語卻清一色全是「太冷了」，平均室溫落在 21°C 上下，這無疑是耗能的表現，除了對製冷主機造成負擔，影廳內的相對濕度也容易過高，對觀影者的舒適度及健康都會造成不良的影響。特別是國內在 2012 年正式公告室內空氣品質管理法後，相關受管制室內場所需有適當之空調通風換氣以維持良好之室內空氣品質。室內環境控制之指標其中溫度、相對濕度及風速對人體的體感溫度有極大的影響，因此本手冊會著重在濕度的控制，不論是全熱交換器或者是利用預冷空調箱搭配不同的空調送風系統，或冷卻梁板搭配專門外氣空調箱系統(DOAS)，也越來越多空調技師採用。而吸附式除濕是利用物理或化學吸附方法降低潛熱，其除濕能力強，且不受外氣溫度影響，吸附材能加熱還原再生，

在製藥、食品與電子等產業早已廣泛運用多年。如今若結合新鮮外氣系統，想必能大力改善電影院內的空氣品質，也能節省不必要的耗能，達到節約能源的目的。最後本手冊也會加入電影院實際改善案例，藉由改善案例的說明令讀者更了解文中所提到的觀念，帶動業界重視電影院節約能源及室內空氣品質，為國人及下一代創造更好的環境。

壹、電影院業概況

參考文化部影視及流行音樂產業局，定義電影業相關產業及製作過程以及針對台灣電影院業市場調查及數據分析。依照電影產業的產銷環節，將產業鏈分成四大部分，包含開發、製作、後製、發行／代理及映演[1]。



資料來源：台灣經濟研究院整理

圖 1-1 電影產業產銷環節示意圖

2018 年電影產業總產值推估為 224.73 億元，較 2017 年成長 1.55%，主要因 2018 年我國電影市場總票房收入成長，再加上國片於國內外市場表現不錯，如《比悲傷更悲傷的故事》、《人面魚 紅衣小女孩外傳》，以及影展獲獎效益，帶動國際市場版權銷售與線上版權銷售。

一、電影製作業

2018 年國片票房表現與觀影人次較 2017 年有所成長，再加上國片於海外市場以及國際影展表現不錯，使得電影製作業 2018 年的產值較 2017 年成長 10.09%，估計為 28.27 億元。

二、電影後製、特效（含器材設備提供）業

2018 年電影後製、特效業的產值推估為 5.98 億元。近年國內業者積極運用特效於國片製作，使後製、特效預算之經費占比有所提升，惟受限於國片整體製作預算規模有限，致國片可用於後製及特效之經費仍顯不足，故我國後製、特效業者則透過承接國外高單價影視後製、特效製作案量，並從前期製作端即參與製作，提升其競爭力與品牌價值，再加上線上影音平台所製作的影視作品對於後製特效的需求增加，使得電影後製業的產值較上一年度成長 3.82%。

三、電影發行業

2018 年電影發行業產值推估為 59.59 億元，較 2017 年衰退 3.01%。2018 年國內電影總發行量為 886 部，較上年的 759 部約成長 16.73%，而影響電影曝光週期，以致 2018 年外片平均上映天數與戲院數較 2017 年減少，加上好萊塢系列電影片票房表現不如預期，使得電影發行業產值略為減少。

四、電影映演業

2018 年電影映演業產值 130.89 億元，增長 1.92%。隨著近年國內映演端業者積極於各縣市拓點，並持續優化電影觀賞環境，使得 2018 年我國電影市場整體票房提升，帶動產值成長。

貳、電影院業設備用電概況

年份較舊戲院使用空調系統較常見形式為箱型冷氣機，但箱型冷氣機系統結構的限制，運轉效率往往不及中央空調系統，下列為經濟部能源局頒布之標準，由表中得知箱型冷氣機與冰水機(中央空調)性能系數差異甚大。(COP=EER*1.16)

箱型冷氣機能源效率比值標準對照表

機種	適用舊版 CNS2725	適用新版CNS3615及 CNS14464	實施日期
	能源效率比值(EER) Kcal/h-W (BTU/h-W)	能源效率比 (EER)	
氣冷式 (消耗電功率大於3kW)	2.44(9.68)	2.84	民國 九十 一年 一 月 一 日
水冷式	3.17(12.58)	3.69	

冰水機組製冷能源效率分級基準表

冰水機組類型		標示額定制冷能力	製冷能源效率分級基準		
			性能係數(COP)		
			3 級	2 級	1 級
水冷式	容積式	< 528kW	4.45	4.80	5.15
		≥ 528kW < 1758kW	4.90	5.30	5.70
		≥ 1758kW	5.50	5.90	6.35
	離心式	< 528kW	5.00	5.40	5.80
		≥ 528kW < 1055kW	5.55	5.95	6.40
		≥ 1055kW	6.10	6.60	7.10
氣冷式	全機種	2.79	3.00	3.20	

注：
 1.冰水機組性能係數(COP)依 CNS 12575 (96 年版)「蒸氣壓縮式冰水機組」於全載標準試驗條件，及各積垢容許值皆為零值下，實測所得之額定制冷能力除以額定制冷消耗電功率，採四捨五入計算至小數點後第二位，須符合附表一規定。
 2.實測所得之額定制冷能力及性能係數應大於產品標示值 95% 以上。
 3.經中央主管機關審核具有 CNS 12575 中所述熱回收功能之冰水機組，不適用本表分級基準。

電影院業者用電占比最高的為空調系統，約為總用電之 60%至 70%，往下依序為照明用電，約占 10%至 15%，剩下為其它用電設備所使用。

一、 空調系統

(1) 中央空調系統

中央空調系統主要利用空氣對水及水對冷媒之熱交換，進行能量搬運操作，主要由空氣側系統、冷媒系統及水系統來組成。中央空調利用空氣與水作為熱傳介質，利用水泵浦加壓使冰水經由冰水主機蒸發器降溫處理後，循冰水管路輸送至負載側終端裝置，負載終端等設備設置於空調區域或空調處理過程中，如室內送風機(FCU)或空調箱(AHU)以及各式的熱交換(Heat Exchanger)設備等，與空氣或者其它冷媒進行熱交換後，回流至冰水主機持續進行製冷循環，三大系統不斷地從空調過程或由空調區域中搬運熱量到室外，如下圖 2.1 流程所示[2]。

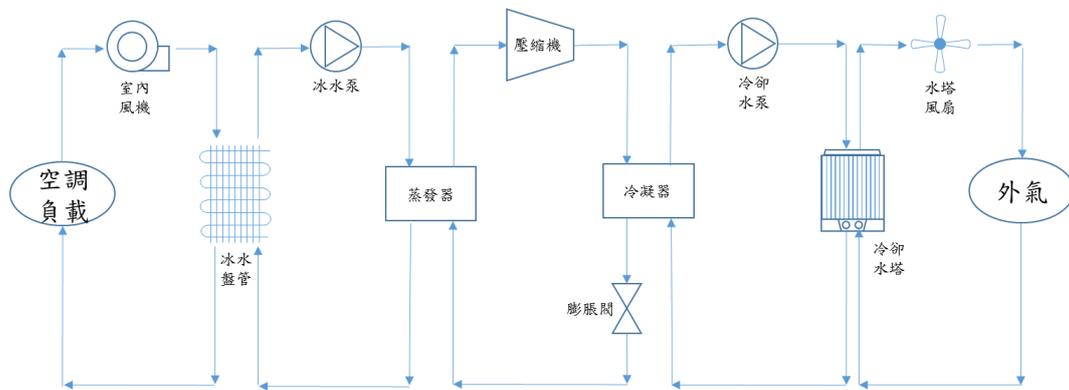


圖 2-1 中央空調系統流程圖[2]

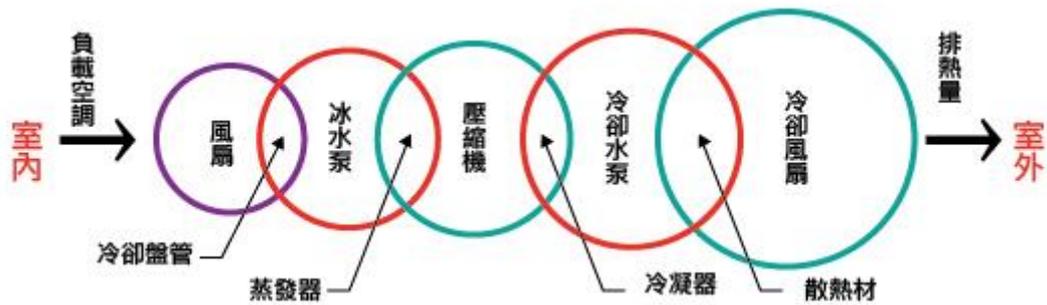


圖 2-2 中央空調系統熱負載關係圖[2]

• 空調之空氣系統類型

在空調系統空氣側方面主要利用風機作為空氣動力來源，將室內空氣藉由回風管道，通過負載終端裝置之冰水盤管，空氣經冰水盤管降溫除濕後再送入室內，完成移除室內熱負荷的空氣循環。

圖 2-3 為一空調空氣系統示意圖，其主要元件是由外氣及排氣風機 (fan)、冰水盤管 (Cooling Coil)、風管 (duct)、風門 (damper) 及相關配件所組合而成，以下介紹常用空氣調節系統之類型。

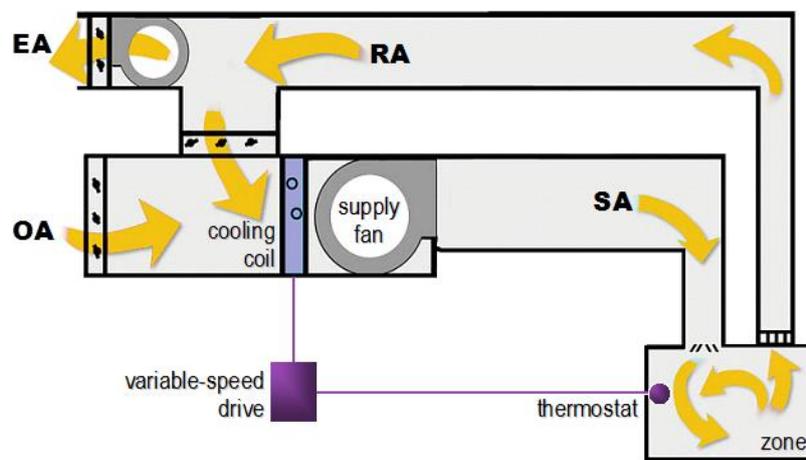


圖 2-3 空氣側系統示意圖

• 小型室內送風機 (FCU) 系統

冰水經由冰水管送入空調空間內小型送風機的冰水盤管，冰水管盤與室內循環空氣進行熱交換，達到降溫除濕之目的，在房間數量多及天花板的空間不足的建築物中 (如各種商辦型式的辦公室與醫院) 小型室內送風機組能有效解決空調

問題。選用室內送風機組的第一步驟就是要先計算出空調房間的熱負載，通常以夏季最高溫的室外環境計算室內的空調負荷。但因夏季最高負荷的運轉時間並不多，再加上預留設備運轉效率遞減等因數，各營業場所常見因空調容量設計過大，造成空調系統運轉成本上的浪費，也不易維持設定條件的穩定。因此除了用人工計算之外，也可以利用電腦計算軟體求得熱負載，進而減少規劃設計之錯誤。



圖 2-4 室內送風機組圖示(來源：詮宏空調)

• 全空氣系統(All Air System)

另一種常用的空調送風系統為全空氣系統，空調空間內的室內熱負荷全部由經過處理的空氣來調節，它是利用冰水送至各樓層機械室中的空調箱進行熱交換，將室內循環空氣及外氣降溫降濕後，經由風管送至室內，並藉由進排氣閘門控制外氣及回風的比例。由於空調箱主要用於集中處理較大量的空氣再送風至室內，因此其配置的風機較大，所以空調箱要求的運轉效率相較於小型送風機要比較高，空調箱主要元件如圖 2-5、2-6 所示。

空調箱依使用場合分為外氣空調箱及一般空調箱，外氣空調箱主要利用於引進室外新鮮空氣經由冰水盤管進行降溫除濕後，利用風管輸送至各空調箱或小型送風機，提供室內所需的新鮮空氣，而一般空調箱或小型送風機則將外氣及室內回風進行混和後，利用冷卻、加濕及加熱等模式進行空氣調節，再藉由風管送至室內，所以這種系統要求的風管截面積大，佔用的建築空間較多[2]。

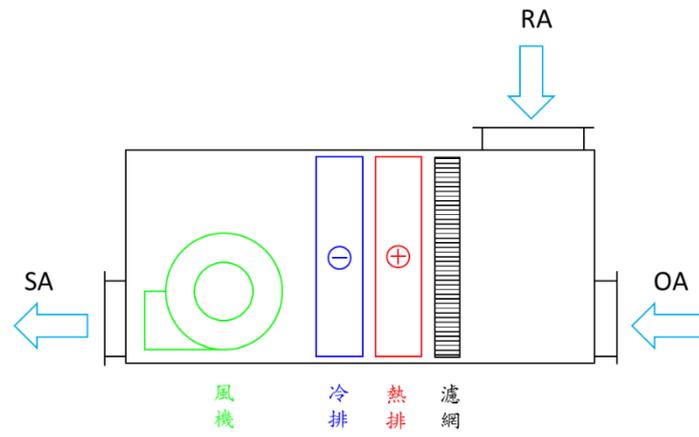


圖 2-5 空調箱元件示意圖



圖 2-6 空調箱圖示(來源：鑫國空調)

二、 照明設備

因應目前各大電影院業者已開始使逐步汰換照明燈具，並開始結合各式簡易式商品展示櫥窗販售與販賣部，故挑出目前業者較常使用到之燈具種類與後續新設商場與影廳燈具重點配置之建議。

• 直管型 LED 燈燈：

目前已多數為了取代傳統直管型燈，其便利性可直接替代其原有螢光燈管；不需更換燈具，電源供應器為內置型；與市面上另一種外置型之直管型 LED 燈具不同，其壽命也約略短於外置型，故在選用直管型 LED 燈源時，若考量不改變原有室內裝潢，可採用電源供應器內置型之 LED 直管型燈源。



圖 2-7 直管型 LED 燈源

• 投射型 LED 燈源

一般商業裝置裝潢投射燈具主要以 MR16、AR111、PAR30 及 PAR38 系列為大宗，其使用型式與情形依現場需求而有所不同；現階段 LED 照明燈源種類繁多，且大多能夠取代上述之燈源類型。在應用現況上，PAR30 及 PAR38 型投射光源與傳統光源之投射角度、演色性、色溫及光通量幾無差

異，唯其裝置方式與傳統型略為不同；主要差異在於 LED 型 PAR 系列燈具之電源供應器採用內置型，而傳統燈原則必須預留空間來放置其電源供應器(外置型)，故 LED 燈源除了可減低其照明的耗電量外，亦可增加其空間使用之靈活與方便性。另在 MR16 及 AR111 型之 LED 燈源，因其燈體體積較小，故在電源供應器上均採用外置型式為主。



圖 2-8 投射型 LED 燈源

- **逃生避難方向指示型之 LED 燈源**

目前市面上其他較為廣泛使用 LED 燈源之照明型式如販售最早且廣為使用的逃生避難方向指示燈具，因其善用 LED 光源高輝度、低耗電及長壽命等特性，可減低照明的耗能亦可減少其人工換裝維修成本，使得該產品之應用相對成功且無可比擬取代。



圖 2-9 逃生避難指示型 LED 燈源

- 其他照明節能產品應用之 LED 燈源

另在戶外投射部分，因有先期逐步從路燈的研發量產，進而將技術轉移為戶外投射及防水景觀燈的產品開發，此類型產品有著良好的散熱和防水特性，在壽命上也相對比起傳統其他類型光源來得持久，因此採用該類型產品除了可減低夜間照明的耗能外，亦可減少其人工換裝及維修成本。



圖 2-10 戶外投射型 LED 燈源

另外針對電影院照明系統，進行合宜的節能規劃設計，選擇可配合消費者行為模式之LED理想燈源，除提供舒適的照明品質環境外，並需重視照明設備之合理選用、高效率及節電功能等介紹。

- **空間照明設計的重要特性**

- a、裝飾性與藝術表達：

- 展示空間與照明設計上需要更多的裝飾性與藝術表達，使得建築與室內環境更為協調及美觀。

- b、營造空間氣氛及強化環境特色：

- 光伴隨人類初始至今，人們已習慣於在有光線的空間區域活動，光讓整個世界生動起來，讓人感覺到希望與溫暖，因此空間照明設計需有營造空間氣氛、強化環境特色的功能。

- c、塑造商業展示主體形象：

- 商業空間的照明不僅是用來照亮商品，尚需確定整個商業空間的室內設計風格與特色、塑造商業主體形象。

- **照明設計的藝術性表達手法**

- a、首先是環境光層次：

- 環境照明是為室內空間提供需求光源，使人能在空間中活動，滿足基本的視覺辨識要求。對於商業展示空間來說，為強調展示空間本身的设计風格與特色，其環境照明一般採用隱蔽式的燈槽或鑲嵌燈具；而LED球泡燈和(條)帶型LED燈也因其較高的光效和較佳的可塑性而

成為首選。有些展示空間如海報牆空間為取得較佳的投射效果，刻意加大環境光源與重點照明的對比度，以此來強調商品、營造氣氛。

b、重點照明層次：

顧名思義，重點照明是強調、突出作用的，其主要目的是為了照亮物品和展示物。目前具有可調光性之LED投射及軌道燈是其最常見的形式，LED光源除了具有可調光性外，亦易於搭配空間上的位置及裝飾變化。另外，LED光源之洗牆燈及聚光燈等也是常用的重點照明燈具。

c、作業照明層次：

因環境場所、工作性質的不同，對燈具和照度也有不同的要求，如專業畫室要求照度較高且柔和，不能產生眩光，對燈具的演色性也有較高的要求；而停車場、倉庫及庫房等場所，則對照明的光色要求較不高，其基本的原則是在滿足作業要求的前提下，盡可能減少能耗。就商業展示空間來說，其作業照明主要是考慮商品貨物的儲存、清潔工作、銷售等作業的順利進行。在很多此類空間的設計中，經常在櫃檯的上方設置造型特別鮮明的LED吊燈，既便於作業，又能配合展示空間的特點，同時也為顧客提供了一定的導引功能。

d、裝飾照明層次：

裝飾照明，主要是以吸引消費者目光為目的，關於商業展示空間的裝飾照明，主要的重點如下：

- 1.燈具本身的空間造型及其照明方式
- 2.光源本身的色彩及光影變化所產生的裝飾效果；
- 3..燈光與空間和商品材質配合所產生的裝飾效果；
- 4.其他特殊的、新穎的先進照明技術的應用所帶來的與眾不同的裝飾效果。

• 商業空間之 LED 照明設計的選用原則與施工須知

商業展示空間的環境基礎照明在於提供整體的基本視覺要求，一般來說，為強調低眩光的舒適視覺，常採用隱蔽式的燈槽或鑲嵌燈具；過去使用螢光層板燈具作間接照明，現階段皆已 LED 筒燈或 LED 投射燈取代，節電效益已可快速平衡投資成本，因此只要慎選高效率及均勻配光良好的 LED 燈具，以可產生充分而節能的基礎照明。例如海報宣傳版的基礎照明可以採 LED 燈管取代螢光燈管，以 LED 燈泡來取代螢光筒燈、省電燈泡與；即使常用投射燈，現在已開始由 LED 光源的 MR-16 及 AR-111 來取代了，不但光效及演色性相接近，更重要的是大幅降低冷氣空調負荷，如表 2-1 所示為 CNS 目前電影院之照度標準。

表 2-1 CNS 規定各場所照明度(出處:CNS 國家標準)

照度 Lux	美術館、博物館	公共會館	旅館、飯店	公共浴室	美容院、理髮店	餐廳、飲食店	旅遊飲食店	戲院(9)
1500	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	○雕刻(石、金屬) ○模型	○化粧室面鏡(10) ○特別展示品	○前廳櫃台 ○結帳櫃台	—	○剪燙髮 ○染髮 ○整髮 ○化粧	○食品樣品櫃	—	—
750	○雕刻(石膏、木、紙) ○西畫、研究室、調查室、販賣部、大廳	圖書閱覽室、教室 宴會場所 大會議場 展示會場 集會室 餐廳	停車場,大門,廚房,事務室, ○行李櫃台 ○洗面鏡(10)	○櫃台 ○衣物櫃 ○浴場走道	○修臉 ○整裝 ○洗髮 ○前廳掛號台	集會室,廚房調理房 ○餐桌 ○帳房 ○前廳掛號台 ○貨物收受台	○餐桌,廚房 ○帳房 ○貨物收受台	出入口 販賣店 樂隊區 ○售票室
500	○繪畫(附玻璃) ○國畫,○工藝品 ○一般陳列品,廁所,小集會室,教室	禮堂,結婚禮場 準備室 樂隊區、洗手間	日式大房間 前廳 廁所 盥洗室	出入口、更衣室、淋浴處、泡浴槽、廁所	店內廁所	正門、休息室、餐室、洗手間	洗手間	觀眾席, 前廳休憩室、 電氣室、機械室 洗手間、廁所
300	○模仿製品,標本 展示,餐飲部,走廊樓梯	結婚禮場, 聚會場,前廳走廊,樓梯	娛樂室, 更衣室, 走廊 客房(全般) 樓梯,浴室	走 廊	走廊、樓梯	走廊、樓梯	出入口走廊、正門,樓梯,房間內(全般)	放映室、控制室 、樓梯、走廊 ○後場作業場所
200	—	—	○庭院 重點照明	—	—	—	—	—
150	收 藏 室	儲 藏 室	—	—	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—
75	—	—	—	—	—	—	—	—
50	—	—	—	—	—	—	—	—
30	—	—	—	—	—	—	—	—
20	—	—	—	—	—	—	—	—
10	幻燈片放映用之簡報室	—	—	—	—	—	以氣氛為主之酒吧、咖啡廳	控制室(上演中) 放映室(上映中)
5	—	—	—	—	—	—	酒廊之座位、走廊	—
2	—	—	安 全 燈	—	—	—	—	觀眾席(上演中)

參、電影院常見問題

一、溫度

一般人用溫度來表示冷熱之程度，依人體冷熱程度之高低、溫度範圍與空調設備處理的方式，針對電應院放映機所處的環境溫度，日本電氣 NEC 建議適合雷射光源運行的最佳環境溫度是 10~28°C，過高會導致放映機自動降低功率或自動關機進入待機保護狀態。溫度長期過高還會加速雷射光源壽命衰減，降低放映品質和放映機使用壽命。

二、室內環境品質(IAQ)

IAQ 的高低取決於許多因素，包括光線、空氣品質、潮濕程度等等。工作人員最常擔心他們長期暴露在各種污染物之下所引發的各種症狀或是會影響自身的健康狀況。然而這些症狀會因為不在這個環境而有所改善。研究顯示有些呼吸道的症狀和疾病與潮濕的環境有關連，目前還無法量化室內污染物會對工作人員造成多大的風險。大多數情況下，室內環境會形成某些特定的環境，醫學研究或是環境的測試無法確定是哪些在室內污染物所造成的。儘管無法確定要量測的內容或是解釋測量的結果，但研究指出與建築物環境有關是濕度和室內空氣品質[3]。其中二氧化碳又是最為影響的主因之一

表 3-1 電影場所室內空氣污染物項目

項次	公私場所	管制室內場所	管制室內空氣污染物項目
十	電影院：指電影片映演業所營之電影片映演場所，且其樓地板面積達一千五百平方公尺以上者。	通關相關區域之室內空間。電影院之建築物室內空間，以提供民眾觀賞電影區(間)、等候區及入出口服務大廳為限。	1.二氧化碳(CO ₂) 2.一氧化碳(CO) 3.甲醛(HCHO) 4.粒徑小於等於十微米(μm)之懸浮微粒(PM ₁₀)

二氧化碳（化學式為 CO_2 ）是一種無色氣體，其密度比空氣高約 53%。

在地球的大氣層，二氧化碳是最顯著且長壽的溫室氣體。自工業革命以來，人為排放（主要來自化石燃料的使用和森林砍伐）迅速增加了其在大氣中的濃度，導致全球變暖。二氧化碳還溶解在水中形成碳酸，因此也會引起海洋酸化[20]。

大氣中二氧化碳的含量約在 0.03~0.04% 之間，在室內環境中，二氧化碳濃度會接近大氣中的濃度約 350 ppm，而室內二氧化碳來源主要來自人類呼吸、吸菸及燃燒行為，當室內人多或是通風不良時，就容易造成二氧化碳濃度過高，同時其他的污染物濃度也會相對提高，因此，二氧化碳一直以來都被視為是判斷室內空氣品質好壞最重要的指標，同時也是用來評估室內人數密度是否過高以及通風換氣是否良好的重要指標。

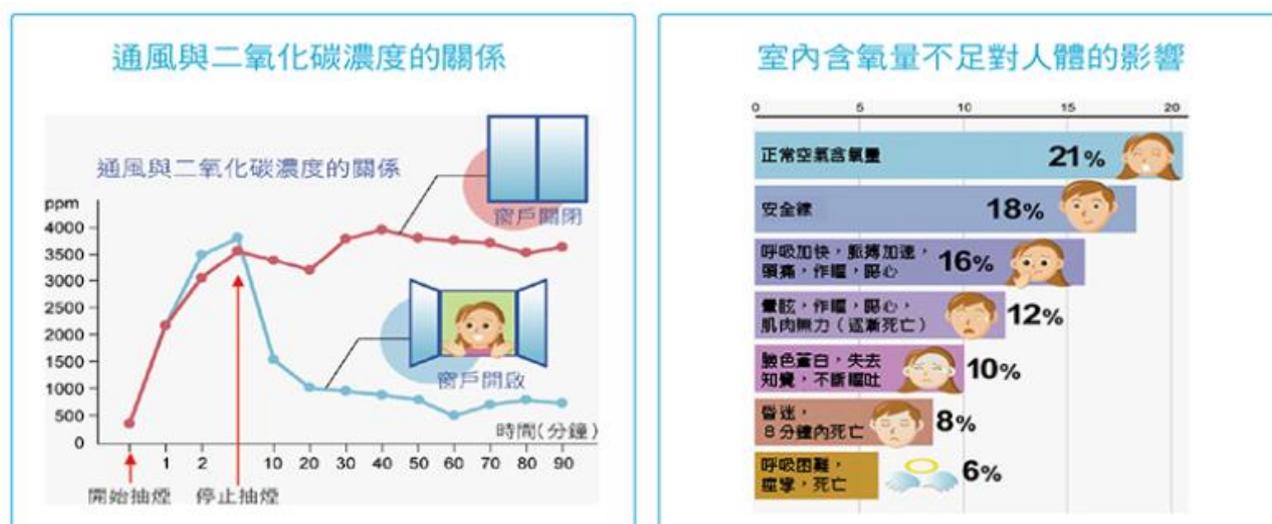


圖 3-1 二氧化碳與人體的影響

一般判斷室內通風或空調系統是否適用，主要是以二氧化碳為指標，因為二氧化碳為人體呼吸的代謝產物，當二氧化碳濃度明顯升高時，即顯示出室內換

氣量不足。目前世界各國對於室內通風或空調系統的規範主要是參考美國ASHRAE訂定的通風規範(ASHRAE Standard 62-89)。ASHRAE通風標準裡設定：室內每人需要的外氣量大約是 15~20 cfm，並建議二氧化碳濃度值不應超過 1000ppm[4]。

如果二氧化碳的測超過 1000ppm 的話，應該檢查：

- 是否有排氣不良的燃燒裝置，這也可能產生一氧化碳
- 檢查室外二氧化碳濃度

如果上述情況皆無法解釋為何二氧化碳濃度超過 1000ppm，那麼可以合理的推測外氣換氣量太低。因為足夠的室內換氣量可以幫助污染物的稀釋與排放，並提供適當的氧氣濃度，此外也可利用空氣清淨裝置，以清除定點污染源的方式，使得污染物不致擴散或累積。

三、濕度

放映機所處環境的乾濕程度。濕度過低、空氣乾燥，容易產生靜電造成放映機內電路系統故障；濕度過高、空氣水汽含量增加，容易在溫度較低的放映機表面產生結露，腐蝕電路板，造成電氣短路。所以要求中常特別加以標註，無論濕度處於什麼範圍，均不能在放映機上產生結露。

台灣一年有超過一半的時間在下雨，年平均相對濕度超過 70%，然而最適合人體的相對濕度是 60%。雖然台灣並未將溫濕度納入室內空氣品質管理法所列管的範圍內，然而溫濕度的變化，對人體、工業製程、文物保存等，都具有相當的影響，尤其近年來，人們對於環境舒適度以及空氣中危害身體健康的因子，

都十分重視。

欲降低室內空氣中的污染物，除了使用合格之建材，增加室內通風換氣也是重要的策略之一。透過引入新鮮外氣，可以稀釋或帶走室內空氣的污染物，然而卻也會破壞室內環境中原有的舒適度。若是使用空調箱系統，先將外氣引入空調箱，經過處理後達到符合設定之溫濕度後再送回至室內，則可維持原有的環境要求並達到通風換氣的要求，但是卻會消耗更多的能源，因此獨立控制濕度的技術進而受到重視。

四、PMV 人體舒適度

目前台灣多半以「中小型」影廳為主，為了能讓空間感到舒適，戲院大部分會維持恆溫在 22-24 度之間，有的影廳有排風系統，使得降溫設計更強，還可以降到 20 度左右。觀眾或許覺得有些時刻比較冷，但這也是為了整體觀影品質著想。避免溫度升高導致呼吸不順暢，所以，寧可冷一點，也不能熱一些。而影響人體舒適感的原因很多，可分為周圍環境因素與人體因素。周圍環境因素包含空氣溫度、平均輻射溫度、空氣流速和空氣濕度，而影響人體冷熱舒適感覺的人體因素包含工作強度(代謝率)及衣著量。

舉例而言當設計空調系統或調整系統最佳化運轉條件時，若該建築使用條件是屬於一般靜坐輕度辦公活動，也就是活動代謝率 1.0~1.3 met，在風速不大於 0.2m/s 的設計下，其妥適之空調溫濕度設定值，可依據 ASHRAE Standard 55 中的熱舒適性標準，或可藉由舒適度預測指標 PMV 及不滿意百分比 PDD 之評估計算方法，確保依據熱環境之設計條件所計算出來之舒適度預測指標 PMV 小

於 0.5 且大於-0.5，也就是確保熱舒適不滿意的人數小於百分之十。

影響人體熱舒適度的決定因子非常複雜，當中不但有生理因素更包括了心理因素層面。丹麥學者 Fanger 經由 1300 位左右的檢測人選，將其安置於「人工控制熱環境實驗室」中進行實地檢測，依照其溫度、濕度、氣流、衣著量及工作強度等物理量進行統計分析，以此數據找尋舒適與不舒適度間之範圍，以便進一步建立 PMV 與 PPD 之評估指標。而過去五十年來有非常多熱舒適的標準被提出，其中最受注目的為 (Fanger, 1970) 首度提出熱舒適理論，在 Fanger 的預測平均投票(predicted mean vote, 簡稱 PMV) 模式中，說明人體內淨熱量與其周遭熱平衡的關係。

PMV 指標提供一個參考平均值，用來衡量人體在一個環境中的舒適度，PMV 可以由單一數字(+3 ~ -3)來指出包含了各參數的舒適度。PMV 指標的產生是來自於許多受檢測者，在特定的測量環境裡，對一些環境條件所做出的主觀評估，從而得到人體熱舒適度之指標，該指標共分為 7 個階段，範圍由-3(極冷)延伸至+3(極熱)，中立點 0 代表熱感適中的狀況。

熱舒適是一種主觀的反應，及個人心智的描述；在一個空調控制的空間中，不見得每個人都滿意當時的熱舒適環境，因此必需在 PMV 下進一步描述不滿意的比率(predicted of percentage dissatisfied, 簡稱 PPD)(Olesen and Bragen, 2004)[2]。

PPD 值為人體對某一環境的感受所不滿意的程度，並已受測人數的百分比表示。假設 30% 則為該環境下受測人數有 30% 感到不舒適。PMV 指標和 PPD 指標相對應關係如圖，在固定 PMV 值下可以查出其 PPD 值，得知在此環境條件

下受測人數有百分之幾感到不舒適。

表 3-2 PMV 與 PPD 指標之相關對應[2]

PMV	冷熱感	PPD
+3	熱	99%
+2	溫暖	75%
+1	較溫暖	25%
0	適中	5%
-1	較涼	25%
-2	涼	75%
-3	冷	99%

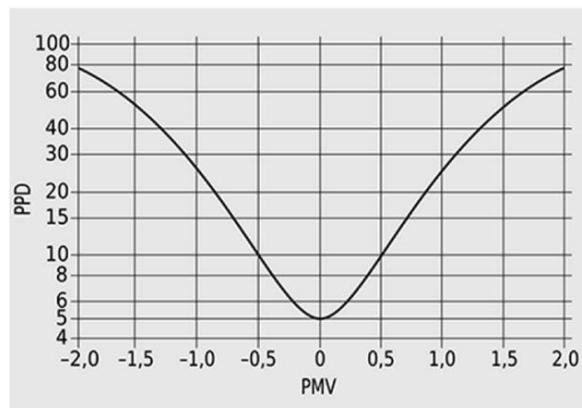


圖 3-2 PMV 與 PPD 指標之相關對應圖[2]

而在室內感覺悶熱時，並不一定只有靠空調系統降低室內溫度才能獲得舒適感，若能藉由自然通風增加室內氣流流動與引入新鮮外氣，除非室外氣溫高於身體表面溫度或相對濕度極高，否則自然通風將幫助身體快速降溫、排汗與散熱，而獲得舒適之感覺。另一方面，若能減少建築牆面與窗戶之太陽熱能吸收量，則可降低建築室內表面溫度，從而減輕人體吸收建築表面輻射熱量或增加人體表面輻射散熱效果，以及使室內氣溫降低而增加人體之對流散熱效果。

PMV 主要的影響因子包括四個環境因素(室內溫度、相對濕度、熱輻射及風速)及兩個人為因素(衣著量及工作量)。在室內空調設計上，大都以 PMV 的調查結果做為設計溫度控制的依據(Nicol and Roaf, 2005)。後來的研究也以六個基本因素為主要的對象，也因各地的文化、種族、活動等特性的不同，而有些不同的結果。Humphrey(2005)也認為在設定最佳熱舒適度的六大影響因子有不同的關聯性，其對使用者的主觀感受也會造成不同的結果，如照明與相對濕度對舒適的感覺會有明顯的影響。另外，空氣的流向也會影響人體舒適的感覺，通常空氣流向在頭部及臉部方向的感覺較為舒適，若是流向從腳下及背部經過，會感覺局部過冷的現象，此原因是臉部附近產生的熱源會往上昇，需要利用氣流把熱氣帶走，反之腳下部份溫度較低，若再增加氣流，則會有冷的感受(Zhang, et al. 2007)[2]。一般靜坐輕度辦公活動之熱舒適範圍(風速不大於 0.2m/s) (ASHRAE Std.55)PMV(Predicted Mean Vote)，也稱為預計平均熱感覺指數，定義為預計群體對於下述 7 個等級熱感覺投票的平均值。

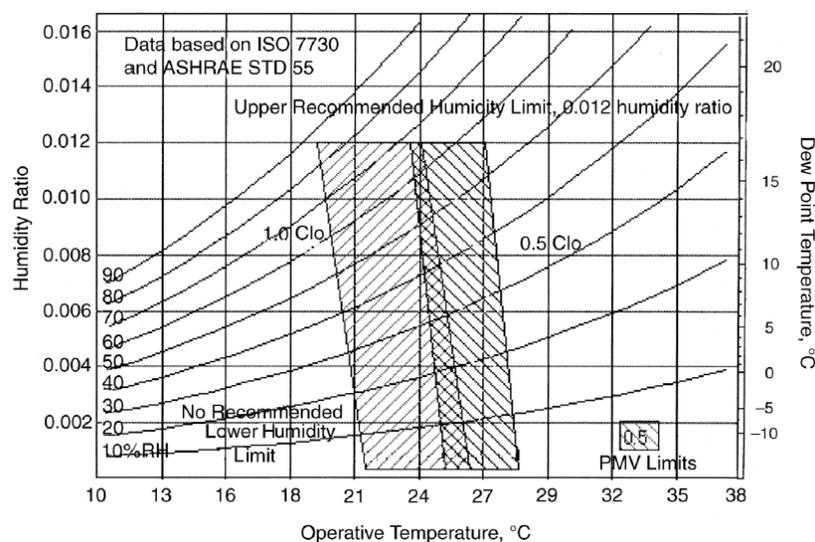


圖 3-3 ASHRAE Standard 55 中規範之舒適區域[2]

PPD (Predicted Percentage Dissatisfied)，也稱為預計不滿意者的百分數，PPD 指數可預計群體中感覺過暖或過涼（根據 7 級熱感覺投票表示熱(+3)，溫暖(+2)，涼(-2)，冷(-3)）的人的百分數。

在中等熱環境中，人對熱的感覺主要跟其全身的熱平衡有關。這種平衡受人的體力活動和著裝以及環境因數（空氣溫度、平均輻射溫度、空氣流速和空氣濕度）的影響。

PMV/PPD 指數通過預測在一給定環境中，人員對熱感覺投票平均值，以及感覺過熱或過冷的人數百分數，從而：

1. 提供有關人體熱不適或者熱不滿意的信息
2. 協助管理者改善室內環境以提高環境滿意度
3. 檢驗給定的熱環境是否符合標準所提出的舒適要求
4. PMV 計算較為複雜，參考以上標準查看完整計算公式。
5. PPD 可從以下公式得出：

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2)}$$

肆、電影院節能改善措施

一、冰水主機

冰水主機是空調冰水系統主要之製冷設備，冰水主機常用之種類有冷媒壓縮式與吸收式兩種，絕大部分冷媒壓縮式冰水主機接用電能來驅動，吸收式冰水主機則利用熱能來驅動。冷媒壓縮式冰水主機式利用冷媒壓縮循環之蒸發器製造冰水，並由冷凝器散熱，當冰水主機以空氣作為散熱介質時，稱為氣冷式冰水主機，以冷卻水作為散熱介質時，稱為水冷式冰水主機。

冰水機組的基本元件包括壓縮機與其驅動設備、蒸發器(冰水器)、冷凝器、液冷媒膨脹或流量控制裝置，以及控制盤。有些機組尚有儲液器、液氣分離器與節能器。此外一些附屬裝置也常被使用，如油冷卻器、油分離器、回油裝置、排氣裝置與油泵等。

現今冰水主機幾乎為渦卷式、螺旋式與離心式冰水主機，製冷能力小於 80RT 之冰水主機以渦卷式壓縮機為主，80~500RT 之冰水主機以螺旋式壓縮機為主，大於 500RT 之冰水主機則以離心式壓縮機為主。

磁浮離心式冰水主機為時下節能設備之首選，優點不勝繁數，幾乎無機械磨耗、無須冷凍油、壓縮機效率高、冷凝器及蒸發器熱傳較好、啟動電流低、噪音較低、運轉穩定度高等多項優點，唯獨造價較高，但整體運轉效率所帶來的節能效益，值得作為舊機汰舊換新的好選擇。

表 4-1 不同壓縮機之比較

項目 \ 壓縮機型式	往復式	螺旋式	離心式
壓縮原理	正位移式 活塞往復運動。	正位移式 雙螺旋或單螺旋與星 形轉子咬合運動	氣體動力式 葉輪高速旋轉產生離心 力
轉速	1760rpm	3550rpm	3550-30000 rpm
製冷能力 [RT]	<200	50—1, 500	100—10, 000
冷媒	R-22, R-134a	R-22, R-134a, R-717	(R-12), R-123, R-22, R-134a
單級最大壓縮比	7	20	4
容量控制	靠 On-off, 汽缸卸 載, 系統熱氣旁通控 制等方式作階段式容量 控制	藉移動滑塊作階段式 或無段式容量控制	利用預旋導葉作 無段式容量控制
效率 [kW/RT]	0.8-1.0	0.65-1.0	0.55-0.8
噪音	低週波、噪音大	運轉平滑, 噪音較低	高頻尖銳噪音
振動	往復運動, 振動較大	旋轉運動, 運轉平穩	旋轉運動, 運轉平穩, 低負荷時易產生喘振現 象
體積	體積較小	與同噸位離心機比 較, 體積較小	體積大

二、外氣空調系統

在舒適性空調為取向的電影院，是必得適時導入新鮮外氣的節能措施，其空氣污染物多半為人為活動產生的 CO₂，其次則是裝潢釋放甲醛，此時監測 CO₂ 濃度可以當作大部分污染物濃度來進行管理，然而於炎炎夏日為了健康導入高溫高濕的新鮮外氣，透過空調處理成低溫低濕的舒適條件，其能源耗用不容小覷，下面就針對舊有建築與新設建築兩種類型區分個別節能措施進行說明。

1. 舊有建築

➤ 除濕機

在電影院每日營業結束之後，通常業者都利用除濕機降低影廳內的濕度，防止影廳內的絨布材質(地板、座椅、牆壁)發霉，產生對觀影者不良的影響，而每天使用多台壓縮機進行除濕也是一筆可觀的費用，參照經濟部能源局頒布除濕機能源效率分級基準表，選用 EF 值較高之機種，達到節能的效果。(EF 值為能源因數值，每日除濕量(除濕能力)/消耗功率(度))

表 4-2 除濕機容許耗用能源基準表

額定除濕能力 (公升/日)	能源因數值基準 (公升/千瓦小時)
六以下	1.10
高於六，十二以下	1.20
高於十二	1.40

註：

1. 能源因數值之測試與計算，依據 CNS 12492 除濕機之除濕能力試驗規定，在標準條件運轉至平衡後，測定三小時以上之除濕水量(公升)及消耗電量(千瓦小時)，二者相除而得。能源因數值計算至小數點後第二位，第三位四捨五入。
2. 能源因數值實測值不得低於上表基準值，並在產品標示值百分之九十五以上。
3. 現階段能源因數值限檢驗消耗電功率 1,000W 以下機種。

表 4-3 除濕機能源效率分級基準表

等級基準 額定除濕 能力(公升/日)	能源因數值，E.F.(公升/千瓦小時)				
	5 級	4 級	3 級	2 級	1 級
六以下	1.10 以上， 低於 1.34	1.34 以上， 低於 1.58	1.58 以上， 低於 1.83	1.83 以上， 低於 2.07	2.07 以上
高於六，十二以下	1.20 以上， 低於 1.50	1.50 以上， 低於 1.80	1.80 以上， 低於 2.10	2.10 以上， 低於 2.40	2.40 以上
高於十二	1.40 以上， 低於 1.68	1.68 以上， 低於 1.96	1.96 以上， 低於 2.24	2.24 以上， 低於 2.52	2.52 以上

表 4-4 除濕機型式優缺點比較

	壓縮機式	除濕輪式
運作原理	採用冷媒壓縮機運作，將空氣冷凝成水滴後排出機外。	利用除濕輪表面吸附材料(沸石)吸收空氣中水分，再利用加熱器將水分移除。
優點	<ul style="list-style-type: none"> ● 與除濕輪相比耗電較低。 ● 除濕能力較除濕輪式強，適用於大坪數。 ● 室內溫度愈高，除濕能力愈強 ● 出風溫度較低(最高 1°C)。 	<ul style="list-style-type: none"> ● 除濕能力固定，一年四季都能使用。 ● 吸附材料(沸石)可吸附臭氣，具有空氣清淨的效果。 ● 機體重量較輕(無壓縮機)。
缺點	<ul style="list-style-type: none"> ● 受溫度影響，天氣冷時除濕效率較差。 ● 壓縮機運作噪音。 ● 機體重量較重(壓縮機)。 	<ul style="list-style-type: none"> ● 耗電量高(約壓縮機式 3 倍)。 ● 不適用於大坪數空間。 ● 出風溫度較高(提高 3 至 5°C) ● 除濕能力較弱(小於 10L/天)。 ● 加熱器運作可能帶有氣味。

► 全熱交換器

台灣海島型氣候炎炎夏日時，高溫高濕的新鮮外氣的引入，也伴隨著低溫低濕污濁冷氣排出，空氣固然是必須替換的，但其中的冷能若無法回收，則須額外付出電費重新降溫，因此全熱交換器由此而生，所謂全熱包含顯熱溫度與潛熱相變化)，而計算空氣熱值我們常以焓(kcal/kg 或 kJ/kg)表示。我們以夏季室內空調環境與室外環境條件舉例說明，室內涼爽的空調環境熱焓值僅 12.6 kcal/kg，而室外相當炎熱熱焓值高達 20.6 kcal/kg，若同時引入新鮮空氣與排氣時，若能使兩股氣流進行熱或焓交換，可節約大部份的外氣負荷。在 70%之交換效率下，可將外氣之焓值自 20.6 kcal/kg 降至 15.3 kcal/kg，節約 70%之外氣耗能。若排出之廢氣有影響室內空氣品質時，則應使用顯熱交換器來節約能源。

健康的建築空調系統中，必須引進一定比例的合格新鮮空氣，來降低稀釋室內汙染源的濃度，並提供設備與人員生活所需的新鮮氧氣，而室內 CO₂ 濃度以不超過 1000 PPM 為界線，依此條件所設計的外氣量，大約每人每小時 20 立方米的外氣量，以此來做標準或建議值。空調換氣之耗能決定於換氣量。

外氣需量控制目的在於引入適量的新鮮空氣，並妥善分配到所需的空間，以往外氣引入多用手動風門，由操作人員自行調整，然而空調負載與空間使用人數時時刻刻變化，且多未裝設 CO₂ 感測器，操作人員也無法做出有效調整，引入外氣量過多則浪費能源對其除濕降溫，或引入過少則室內空氣品質不良，使用者往往抱怨空氣悶而不舒服。而需量系統則透過安裝於各空間或空調回風管道的

CO₂ 感測器，了解建築內 CO₂ 濃度與分佈狀態，進而以比例式電動馬達調整空調箱上的外氣風門開度，使外氣引入量最佳化[2]。

全熱交換器原理：

在現今環境常常處於密閉的室內環境中，冷氣只有內循環沒有外排氣。在密閉電影院中，平均一部電影一個半至兩個小時，電影結束之後常會覺得疲憊，除了過於刺激眼睛的投影幕亮度，喇叭為了營造氣氛過分地大聲，但換氣量不足也是主因之一全熱交換器能夠為室內引進戶外新鮮空氣，排出室內汙濁與有毒的揮發性物質，以達改善室內空氣品質效果。同時，全熱交換器將兩股氣流進行能源交換，使引入室外新鮮空氣更接近原有空調狀態下的室內空氣條件，降低引進室外空氣造成空調設備的負擔而達到節能省電的目的[6]。

經本文作者[47]研究結果顯示，與在旁通模式下運行相比，全熱交換器根據外氣條件轉換熱交換模式及旁通模式一年能省下大約 43% 的電費，而只在熱交換模式下運行，則大約能省下 28% 的電費。

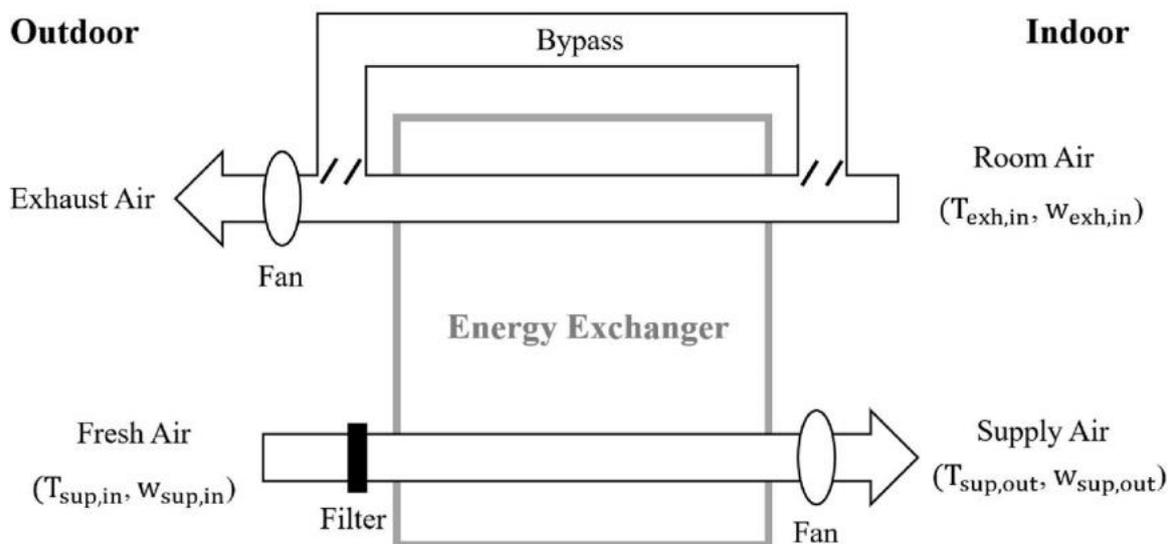


圖 4-1 全熱交換器不同季節下運轉模式原理[47]

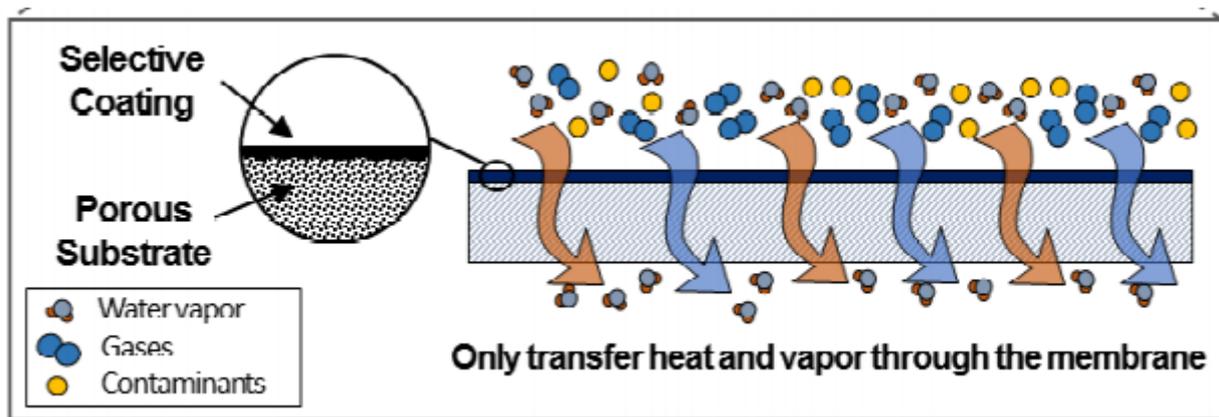


圖 4-2 全熱交換器核心結構[47]

核心結構為多孔材及具選擇性之塗層，便於阻擋空氣中的汙染物，只讓水分子通過進行熱交換，全熱交換器是常見的通風系統，選擇適當的能力去提供足夠的效能達到節能的目的，在室外焓值大於室內焓值時，VRV 進氣(室外空氣)與排氣做熱交換，將處理過之新鮮空氣送進室內。

在室外焓值小於室內焓值時，若室外空氣焓值過低，則與排氣口排出室內空氣(焓值相對室外空氣較高)做熱交換，將室外空氣加熱加濕至正常條件後送進室內。若室外空氣以符合正常條件，則將室外空氣直接送進室內，室內較高焓值的空氣則從排氣口直接排出(旁通模式)。

研究結果顯示，使用 VRV 的節能效果優於其他空調系統，特別是在高溫高濕的熱帶地區。VRV 也對空調系統的耗電有顯著的影響，在潛熱在高的地區，空調系統搭配 VRV 能明顯降低使用耗電。所有研究結果都顯示 VRV 能在高熱高濕的季節大幅降低建築耗能。

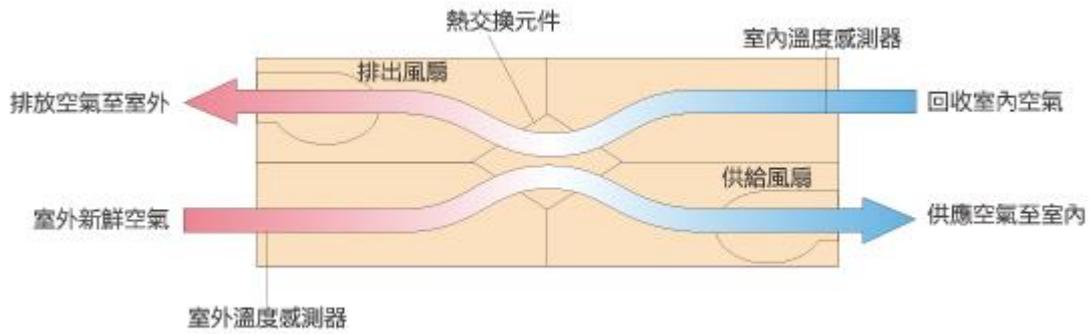


圖 4-3 全熱交換器在春秋季運轉模式原理

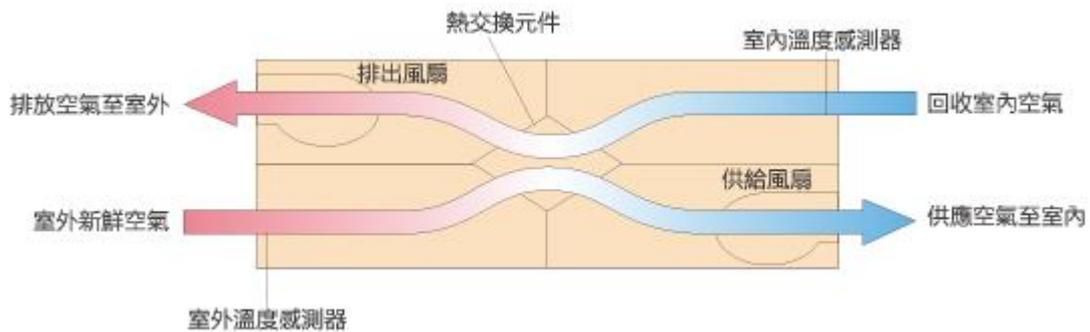


圖 4-4 全熱交換器在夏、冬季運轉模式原理

全熱交換器的優點：

- (一) 一邊進行換氣同時節省冷暖氣的電費。將換氣所流失的熱損失能夠高效率地進行回收，因此可以節省冷暖空調的熱量消耗，換句話說也節省了電力、瓦斯、石油、比較一般的空調設備，有使用全熱交換器的能夠節省能源約 30%。
- (二) 能夠讓冷暖器設備小一號。由於能夠大幅降低減輕外部的空氣負荷，因此不須那麼大的冷暖氣機器設備，就可達到原本機型的冷暖效果，在設備費用上約可節省 5% 費用。
- (三) 冷氣時具有減濕效果，暖氣時具有增濕功能。使用冷氣時能夠將高濕的外部空氣除濕至接近室內濕度再行供氣，使用暖氣時能夠將空氣濕度加濕至

接近室內濕度再進行供氣。

- (四) 供氣與排氣不會混在一起。乾淨的室外空氣與污濁的室內空氣，各有各的通路進行供排氣，所以供氣與排氣不會混在一起。
- (五) 可達到健康、安全的換氣效果。在氣密性高的室內採取強制換氣效果佳，全熱交換機擁有供氣扇與排氣扇二種功能設備，能夠同時供氣、排氣、形成換氣。
- (六) 可達到舒適的換氣效果。幾乎不會減少冷暖氣的效果就可以進行換氣，因此在夏天或冬天不會因為換氣的關係就影響室內溫度，而忽冷忽熱會造成人體的不舒適感覺。
- (七) 防止噪音效果良好。比起一般換氣扇設備構造上較不易傳達空氣的震動，所以具有降低外部噪音的效果、其功能十分良好。
- (八) 住宅保全、改善室內露珠凝結。長時用適當的風量把室內的濕氣排出室外的話，就能夠同時抽取乾燥的室外空氣，並且不會降低室內的溫度防止室內的結露。
- (九) 全熱交換器結構與類型。全熱交換器主要由熱交換系統、動力系統、過濾系統、控制系統、降噪系統及箱體組成。其系統即是利用將空調回風和新鮮空氣進行能量之交換而降低引入空調外氣所增加之負荷，一般空調系統會引入約 30%之新鮮空氣和 70%之回風混合後，再加以處理成適合室內條件之空調送風；但這些被更換之空調回風 通常比室外新鮮空氣更接近室內之溫濕度條件，因此如直接將之排出室外即代表能源之浪費；故將低溫

低濕之空調回風回收其能量再利用 即可降低空調系統之負荷。

全熱交換器依其熱傳特徵可分為回復式(recuperator)與再生式(regenerator)兩種。回復式可分為平行流、逆向流及交叉流，圖 4-5 所示為交叉流回復式全熱交換器(recuperator)，其原理為當工作流體(室外空氣)流經一工作界面時，熱量與濕氣便由工作流體(室外空氣)經過工作界面而傳至另一工作流體(室內空氣)。

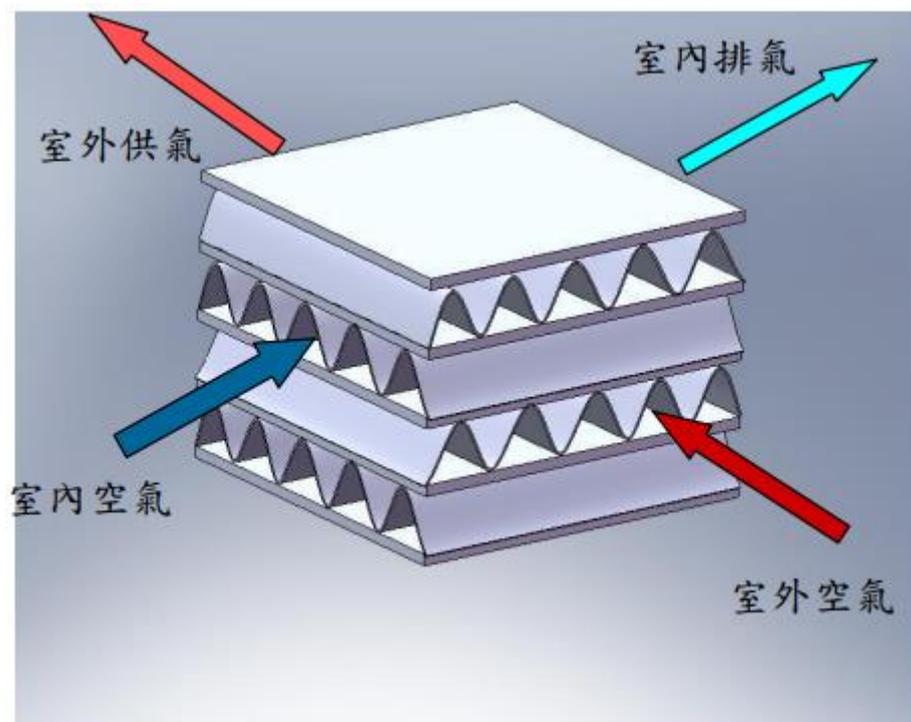


圖 4-5 回復式全熱交換器

而回復式的特點乃在熱質交換模式是在同一時間下進行，因此為了能在熱交換同時提高熱傳的效率，回復式全熱交換器的材料本身，常選用熱傳係數較高的材質，且為了傳遞濕氣，工作介面常常會有一些孔隙來讓水氣通過。

再生式全熱交換器(regenerator)的工作原理則如圖 4-6 所示，同樣需透過工作界面(除濕材料)來進行熱質傳遞，但與回復式最大的差異在於工作流體(室外空氣)與(室內空氣)之間的熱質傳遞並不是在同一時間發生，在(a)時間內，工作

流體(室外空氣)流經工作界面(除濕材料)，將熱量與濕氣傳至工作界面，使得其本身的蓄濕蓄熱材料中將工作界面所獲得的熱量與濕氣儲存在內部。

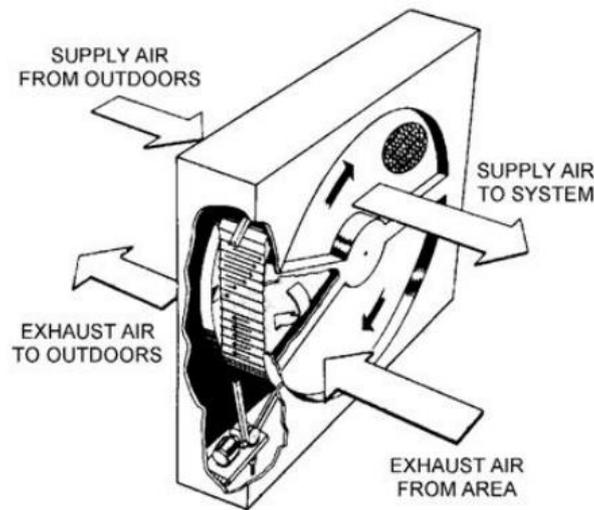


圖 4-6 再生式全熱交換器

轉輪旋轉 180 度後，在(b)時間內，工作流體(室內空氣)流經工作界面時，熱交換材料便將在(a)時間內所儲存的熱量與濕氣釋放，且釋放的熱量與濕氣經由工作界面傳至工作流體(室內空氣)。由於再生式全熱交換器熱傳方式為蓄熱的特性，因此在選用材料上與回復式差異甚大，為了能有效將熱量儲存在熱交換材料中，需選用比熱較大的材料，以及熱傳導係數較低的材料，使其儲存熱量的能力提高。

回復式全熱交換器最常被使用的材料是薄膜紙，但是此種材料經常被空氣中的灰塵阻塞，嚴重影響性能，需要被清洗或是更換，且此種材料很貴，維護費用也不便宜，所以有很大的改善空間，要廣泛的應用於民生系統還需要一段時間。其他常見的再生式全熱交換器為轉輪型，是由一個充滿除濕材料的圓柱型填充床轉輪所組成的，供氣與排氣通過轉輪，熱與濕會從空氣測轉移到轉輪的除濕材

料上並保持在材料內，然後轉輪旋轉 180 度，所以排氣的熱與濕會從材料再次釋放到供氣中達到熱交換。

除濕轉輪形式除濕材料的使用方式也已經被廣泛研究，如圖 4-7 所示，包括固體顆粒填充式、蜂巢式除濕轉輪、和流體化床。填充式除濕轉輪壓降非常大，但是價格最便宜；蜂巢式除濕轉輪壓降非常小，但製作成本高；流體化床的特色是溫度較均勻也有利於吸附過程，但材料通常伴隨著容易碎裂與粉層汙染問題。壓降高會造成耗能與設計上的困難，而且當除濕轉輪和熱泵系統結合時，如果壓降過大造成質傳太小，容易影響冷凝器的散熱效果。把除濕劑直接塗佈於熱交換器是其中一種解決高壓降的方式，一方面可以降低壓降，一方面可以利用熱交換器帶走除濕過程中產生的熱，使除濕效果更好，並測試其性能，系統最高的 COP 可以達到 5.7，且可以在外氣絕對濕度為 25 g/kg 與 33°C 時，減少最多 10 g/kg 的絕對濕度，但是除濕劑塗佈於全熱交換器後非常難維修，大大提升其維運成本，較不適合用在民生系統。

雖然填充床成本較低，但因緊密堆疊的特性，產生壓力損失過大與出口溫度上升的問題。而流體化床因為具有較高的熱質傳性質，可以提升除濕性能與降低填充床的壓降，是具有潛力的新型除濕系統之一。在 2010 年 Ahmed M. Hamed 對一直立之矽膠流體化床進行熱傳與質傳的性能研究，並與矽膠填充床進行比較。

其結果顯示，流體化床相對於填充床能更有效對空氣進行除濕工作，使空氣出口的濕度比填充床降低約 20%。如再生端使用太陽能加熱系統，不僅使除濕設備不佔空間且壓降達到最低，除濕效果最高也可達到減少絕對濕度 3-4 g/kg，非常具有商業價值。



(a) 蜂巢式轉輪



(b) 填充床轉輪



(c) 流體化床

圖 4-7 除濕材料以不同方式應用於空調系統

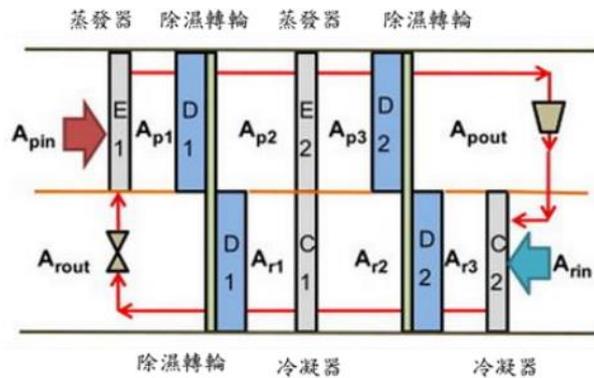
在系統運轉方面，蜂巢式與填充床形式的除濕轉輪一般都使用馬達帶動轉輪，使除濕端轉 180 度到達再生端，或是利用閥件互相切換再生空氣與處理空氣的流向，使兩個固定式的除濕材料床體交互的進行吸附與脫附功能。流體化床應用於除濕系統通常也需額外動力使系統可以循環操作，2012 年 Akihiko Horibe 等

人對雙流體化床連續吸附與脫附進行研究，利用高分子有機粉末作為吸附材料，而兩流體化床分別以螺旋管連接，配合馬達旋轉螺旋管將流體化床中的顆粒運送至另一流體化床中，使得系統能夠連續的吸附與再生。

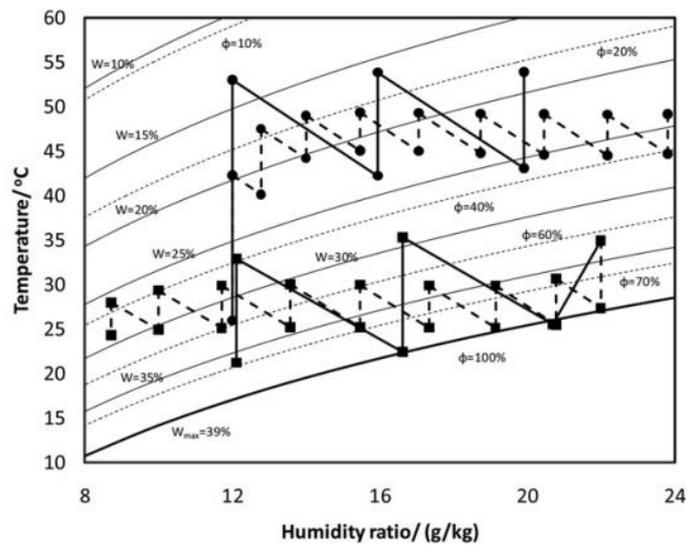
低溫再生系統吸附材料應用於除濕空調系統時，必須使用高溫熱源或是低濕空氣再生吸附材料，才能達到循環操作的目的，隨著節能減碳的國際趨勢，廢熱與太陽能熱能等再生能源應用於除濕系統的再生端蓬勃發展，但這類的熱源溫度並不高，最高只有 80°C，因此再生溫度在 80°C 以下的研究日趨重要，低的再生溫度會造成低的脫附能力，也就造成低的吸附量。傳統工業上使用的乾燥空氣都需要極低的乾燥程度，在相對濕度 5%-8% 之間，也就是壓力露點溫度要達到 -40°C 甚至 -70°C，以符合工業製程上的需求，所以再生溫度都在 120°C 到 200°C 之間，但因為本手冊著重於民生空調的使用，只需達到人體舒適範圍之 45%-55% 之間，所以再生溫度可以不用到那麼高的溫度，並可使耗能降低。

高分子除濕材料在低溫再生的環境下被證實具有比矽膠更高的除濕能力，因此近年來備受重視，是非常具有潛力的新興材料，另一方面，流體化床因高的熱質傳效率，所以具有較好的吸附與脫附性能，在低溫再生條件下也可以保持良好的性能。雙效型熱泵因為可以同時產生冷水與熱水，被公認是一種高效率能源應用的節能設備，他的熱源也常常被應用於除濕系統的再生端，Tu 介紹一套除濕轉輪結合熱泵系統，在這套系統中，熱泵的冷源被用來對外氣降溫除濕，接著被處理過的外氣再被除濕轉輪第二次除濕，因此整體的除濕能力可以大幅上升，而熱泵的熱源可以用來對除濕轉輪再生，充分利用熱泵的冷與熱。

兩階段式或是多階段式之熱泵結合除濕轉輪系統可以使出口溫度下降並提高除濕性能，如圖 4-8 所示，但是相對的系統地複雜度會上升。Sheng 等人利用高溫 70°C 的熱泵結合除濕轉輪提高再生能力，除濕性能也可提升到 7 g/kg。



(a) 系統示意圖



(b) 系統空氣線圖

圖 4-8 多段式熱泵結合除濕轉輪系統

2. 新設建築

➤ 專用外氣空調箱系統(DOAS)

獨立專用之外氣空調機屬於熱濕氣候區之建築通風濕度較高且不變的事實，是考慮將單獨的空氣調節設備專用於乾燥通風空氣的幾個良好理由中的第一個。因此，近年來，由室內水氣和高室內濕度所引起的昂貴空氣調節成本問題，採用

專用通風除濕系統，已成為一種確保全年可維持室內理想的熱舒適度、空氣品質及節能的解決方案 [44]。

具有良好外氣除濕確保室內空氣品質及節能之專用外氣空調機之空調系統 (Dedicated Outdoor Air System, DOAS) 有如圖 4-9 及圖 4-10 所示之五種基本類型，各系統之設計特點及節能原理說明如下：[45]

- 系統 A：

在此系統配置中，已經過專用外氣空調機調節(空調)後的外氣(OA)由 DOAS 直接傳送到每個空間，同時，各空間之空調設備，例如：小型送風機(FCU)、水源熱泵、箱型空調機 (PTAC)、分離式直膨冷氣機 (DX)、輻射式冷卻天花板、被動式冷樑和可變冷媒系統(VRF)等設備，可主要提供顯熱冷卻和/或加熱以維持空間溫度。當在各區域中不再需要空調設備的冷卻或加熱時，此方法可輕鬆確保所需的 OA 流量到達每個區域，並提供關閉風扇或降低其風速之機會，而達到節能之效益。由於 OA 不會通過各空間內空調系統分配到區域，因此，各空間內空調系統之風扇無需操作即可將 OA 傳送到已調節的區域。因此，可達成在部分季節需要外氣除濕以控制室內濕度之專用外氣空調機啟用時，而不需要操作各空間內空調系統，大幅降低空調耗能。

- 系統 B：

在系統 B 這種配置中，已調節的 OA 被輸送到每個空間內空調設備的一次側，並在輸送到區域或空間之前與各空間內空調系統的出風 (SA) 混合。每個空間的空調設備僅調節再循環空氣。由於將 OA 氣流引導到每個空調單元，因此

該配置可確保所需的通風到達每個空間，並且通過一組公用的 SA 擴散器將通風空氣充分分配到該空間中。因為 OA 外氣是事先經過調節在合理的低溫條件下，再輸送到空間而不是將其重新再加熱至適中溫度以避免空間過冷(在某些傳統空調之設計)，因此此配置可允許縮小房室內的空調設備之尺寸(風量和冷卻能力)，而獲得到節能效益。

- 系統 C：

在系統 C 這種配置中，DOAS 將經過調節的 OA 輸送到各空間的空調設備(例如：風機盤管、水源熱泵、小型分離式 DX 裝置、可變冷媒流量系統(VRF)、小型空調箱等單元)的入風口，在此與來自區域的再循環空氣混合。各空間空調設備調節這股混風，並通過風管系統和出風擴散器將其輸送到區域，這種配置可確保所需的 OA 流量到達每個區域。由於它直接通過風管輸送到每個空間之空調設備，因此通常節省了額外安裝空間風管和單獨的出風擴散器所需的成本和空間。另外，當調節後的 OA 在低溫下輸送到各空間設備的進氣口時，會導致較冷的空氣進入空間內空調設備的冷卻盤管，從而降低其盤管所需的冷凍能力。因此終端設備的冷凍能力可降低，並允許縮小冷卻能力且獲得理想的室內濕度控制，從而達成顯熱及潛熱獨立最適化控制之節能功效。

- 系統 D：

在系統 D 這種配置中，經過調節的 OA 輸送到鄰近每個房間的天花板上的回風空間(氣室)。OA 在回風空間中與再循環空氣混合，然後被吸入本地空調設備的進氣口，本系統可適用於水源熱泵、FCU 或 VRF 等系統。需注意的是，將

事先調節後的 OA 送入氣室時，溫度不能低於周圍環境的空氣露點溫度，以避免產生結露現象。必要時，應將通風空氣重新加熱一些，以免在氣室內的表面結露。

系統 D 這種配置節省了在本地空調設備上安裝額外的風管系統、單獨的出風擴散器或混合氣室所需的成本和空間，並且可達成顯熱及潛熱獨立最適化控制之節能功效。

- 系統 E：

在系統 E 這種配置中，DOAS 系統是針對所有空調區域之 OA 進行除濕，使其達到比各區域設計條件還要低的露點之乾燥空氣條件。然後將經過除濕後的 OA 輸送到一個或多個中央空調設備單元的外氣進氣口。如圖 4-11 所示，DOAS 將經過調節的 OA（通過風管系統）傳送到逐層 VAV 空氣處理單元。由於 OA 沒有直接傳送到每個房間，而是在中央空調設備單元與回風空氣混合，因此應使用 ASHRAE 標準 62.1 中針對多區域外氣通風的方程式來確定每個空調設備單元所需的 OA，並確認 DOAS 單元的總 OA 流量。但是，這種 DOAS 配置可能會因為為了滿足某些關鍵空間的需求，而導致通風過度之問題。

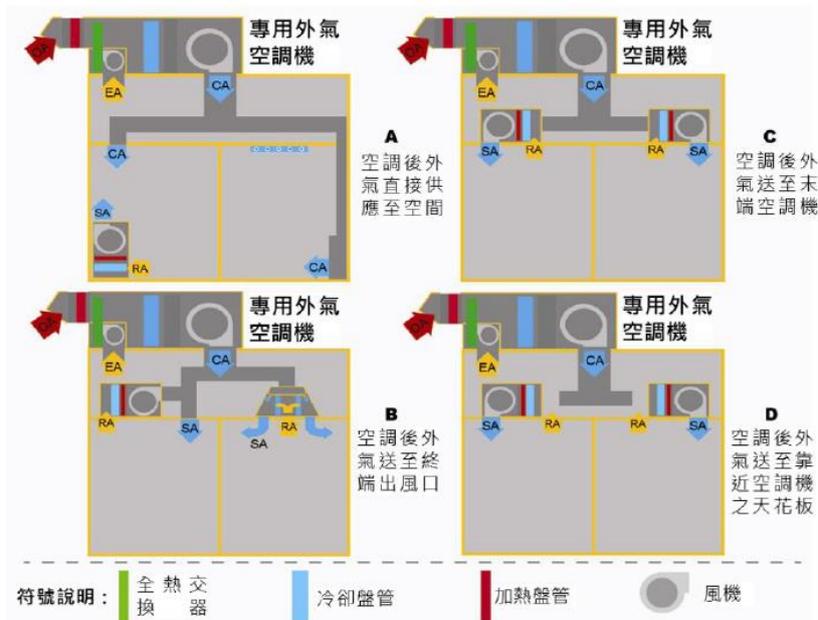


圖 4-9 具有終端空調設備之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型(ASHRAE，2012)



圖 4-10 多區域中央空調之獨立專用外氣空調系統 DOAS 類型(Murphy，2010)

各式獨立專用之外氣空調系統皆具有其優缺點及系統應用特色，本手冊整理前述五種系統之優缺點比較，如表 4.5 所示，以方便設計者或使用者的依據各營業場所類型特徵及使用需求，選擇比較適用之系統，提升熱環境、空氣環境品質及能源使用效率。

表 4-5 獨立專用之外氣空調系統特點比較

系統類型	優點	缺點
A	各空間區域中不再需要各空間內空調系統風扇的冷卻或加熱時，此方法可輕鬆確保所需的 OA 流量到達每個區域，並提供關閉本地風扇或降低其速度之機會，而達到節能之效益。	在低溫氣候條件下，因為通風需求而使得過低溫的 OA 送風至空間產生不舒服的氣流，可能需要利用高性能的擴散器，以誘導室內空氣與冷空調空氣混合（並加熱）。這種配置需要一些額外的風管系統和一個單獨的擴散器，以便將 OA 輸送到每個空間。
B	OA 外氣先經過調節在合理的低溫條件下，再輸送到空間而不是將其重新再加熱至中性溫度以避免空間過冷的狀況，因此此配置可允許縮小本地設備的容量，並獲得節能效益。	相較於將 OA 直接輸送到各空間的方式而言，這種系統比較難進行系統測試、平衡和調整。如果本地風扇關閉循環或改變其速度，則送風管的壓力會降低，從而可能導致 OA 分配之效率損失。因此，可能需安裝具有可獨立壓力控制之終端箱，以避免這種狀況發生。
C	將 OA 直接通過風管輸送到每個空間之空調單元，因此通常避免了額外安裝空間風管和單獨的出風擴散器所需的成本和空間，並允許縮小冷卻能力且獲得理想的室內濕度控制，並達成節能功效。	因為在空間的本地空調設備之風扇負責將通風空氣輸送到空間，因此在空間有人員的模式下需要通風，本地空調設備之風扇必須持續運轉；否則，若本地空調設備之風扇循環開關或改變其速度，則 OA 通風量會受到影響。
D	OA 在回風空間中與再循環空氣混合，然後被吸入本地空調設備的進氣口；這種配置節省了在本本地空調設備上安裝額外的風管系統、單獨的出風擴散器或混合氣室所需的成本和空間，並且可達成節能功效。	調節後的 OA 送入氣室時，其溫度不能低於周圍環境的空氣露點溫度，以避免產生結露現象。必要時，應將通風空氣重新加熱一些，以免在氣室內的表面結露。
E	針對所有空調區域之 OA 進行除濕，使其達到比各區域設計條件還要低的露點之乾燥空氣條件。將經過除濕後的 OA 輸送到一個或多個中央空調設備單元的外氣進氣口。	這種 DOAS 配置可能會因為為了滿足某些關鍵空間的需求，而導致通風過度之問題。

➤ 輻射頂板供冷系統

在輻射頂板供冷系統(或者稱為冷樑系統)中,房間的天花板內設有冷水管。這些管子貼近天花板表面或者安裝在嵌鑲板內,通過自然對流和輻射換熱來冷卻房間(如下圖 4-11 所示)。但是,水蒸氣會比較容易在較冷的天花板表面凝結積聚,這有可能破壞天花板的材料。因此,可能需要配合一個新鮮風處理機組來對室外鮮風的濕度進行處理。

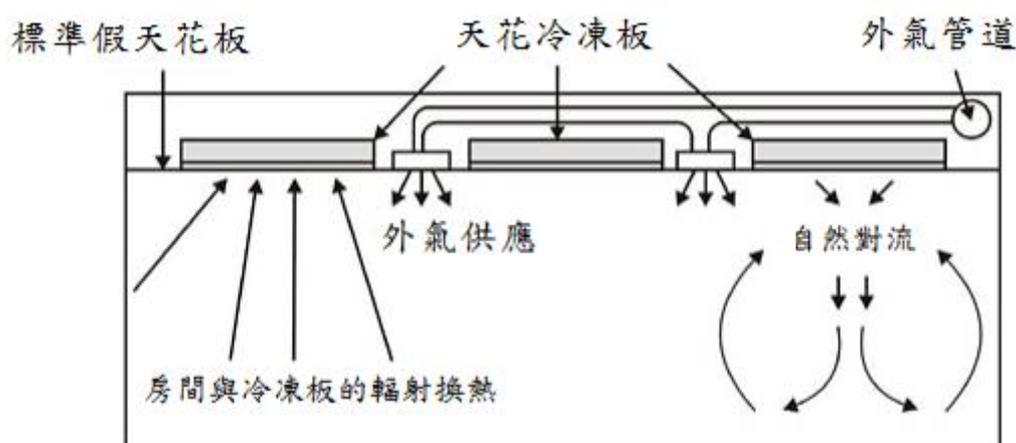


圖 4-11 輻射頂板供冷系統

這種系統的一個基本的節能途徑是它可以在較高的冷凍水溫度下工作,這樣就提高了冰水主機的蒸發溫度,從而降低了冰水主機的耗電量。天花板輻射製冷系統所需的冷凍水溫度通常比傳統的冰水主機冷水溫度高攝氏 3~5 度。

除了較高的冰水水溫度運作之外,這系統還可以降低送風量。當和鮮風(新鮮外氣)處理機組配合使用時,輻射頂板供冷系統能夠降低系統的總通風量和更有效的處理顯熱負荷,從而節省能量。系統通風耗電量的降低是因為通風量只要滿足房間的通風要求(全空氣空調系統最高冰水量的通風需求的 25% ~ 30%)。綜合檢討以上各種省能裝置之運轉效益,無論使用空氣側省能裝置或水側省能

裝置，都可比不使用省能裝置節能 15%~40%。

以下有評估分析某辦公樓層共 22 層(總樓層空調面積約 50930m²)為例，如圖 4-12 所示，採用下列兩種系統型式作比較：A.冷樑空調送風系統 B.可變風量(VAV) 系統進行『初設成本』、『運轉成本』及『維護成本』比較，並以冷樑 25 年使用壽命為比較基期。

初設成本及營運成本比較 (NT\$)			
項目	冷樑送風系統	VAV系統	差異
初設成本	209,903,354	173,890,882	36,012,472
生命週期費用調整	209,903,354	194,754,218	15,149,136
A. 年運轉電費	1,224,221	8,038,884	-6,814,663
B. 年維護費用	430,100	1,166,000	735,900
年營運成本 (A+B)	1,654,321	9,204,884	7,550,563
投資差異回收年 (採用Simple payback method)			2.01

以上效益分析不包括節省機房空間(每樓層約40平方公尺)及增加吸頂淨高之商業效益。

圖 4-12 兩種系統比較圖

冷卻樑板空調送風系統其『運轉節能效益』若與可變風量系統相較，每年約可減少二氧化碳排放量共約 1,156 公噸。

• 地板送風系統

地板送風系統從功能上來講，與傳統的混合通風更具相似性，都是以溫度控制為其主要功能，它屬於傳統的全空氣空調系統。地板送風系統與空調機組的連接方式有管道連接和無管道連接兩種形式；有管連接即空調機組與地板送風口之間用風管連接；無管道連接方式即架空地板送風系統，架空地板就是在樓板上再設置一層地板，以此來提供一個可開啟的靜壓箱，當架空地板高於地面 20cm 時，地板下的靜壓箱就可以被用來送風，如圖 4-13 所示。

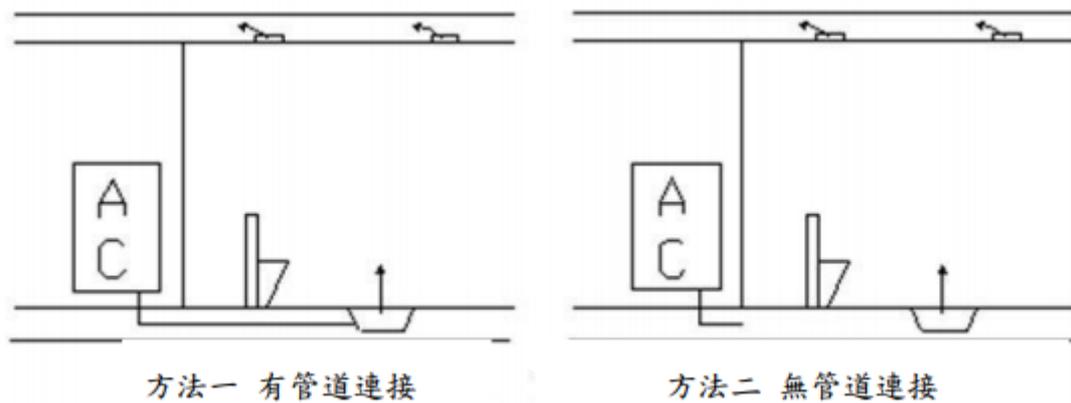


圖 4-13 地板送風單元的連接方式

其原理如下敘述，地板送風的送風口一般與地板面平齊設置。當空氣從地板面向上以一定的速度送出，在向上流動過程中，經過人員活動區，與這一區域的空氣迅速大量摻混進行熱交換並調節工作區溫度，後從房間上部（頂棚或者工作區之上）的出風口排出，就形成了地板送風。地板送風最適合應用於發熱量較大的辦公樓，因為現代化辦公樓大多配有許多通訊設備，有許多電纜和網絡佈線，架空地板可很好地解決這些電纜和佈線在空間佈置上的矛盾。除此之外，對於電影院粉塵散發量不大，發熱量較大，對相對濕度要求較高的放映區（座位區、放

映室等)，具有顯著的節能效果和改善室內空氣品質的作用。

地板送風雖然是全空氣空調系統形式之一，但應用於大空間建築時，與傳統的全空氣系統比較，具有諸多優點：

1. 地板送風在空調房間內形成的熱力分層，可以減少工作區的空調耗冷量。
2. 風口出風速度很小，輸送能耗低。
3. 送風直接與工作區空氣摻混，只負責工作區負荷，通風效率高，空氣品質好，舒適性高。
4. 架空地板送風系統風口佈置靈活、自由。

但在實際上應用還是有些存在的問題：

1. 地板送風系統降低 5%~10%的樓層高度
2. 距地板散流器 0.8m 的區域內會產生不適的吹風感
3. 由於風口均設置在地面，人員走動極易將灰塵帶入室內，沉積在風口凹陷處，如出風口速度再大於 2m/s 時，就加劇了揚塵問題的發生，無法保證較高的空氣品質。
4. 對於架空地板送風系統還有可能存在：
 - (a) 氣流短路的問題。由於地板蓋板本身的質量問題或施工、管理不當，將會造成地板縫隙連接處密封不嚴，使得被處理過的冷空氣在到達要冷卻的設備以前就發生滲漏。當滲漏量較大時，由此造成的氣流短路將會使室內平面溫差變大，嚴重時會使房間內機器設備工作狀況惡化。

(b) 結露問題。若送風溫度及相對濕度控制不當，那麼在送風溫度過低或相對濕度過高的情況下，會導致地板下的機線和樓板結露，容易引起設備損壞和機線短路。同時，若地板下的機線和地面結露，長期下來容易產生腐蝕，出現發霉現象，導致室內空氣品質下降。

地板送風條件下，室內高度方向上會出現 3 個明顯不同的區域，如圖 4-14 所示。

1. 低混合區：該區直接貼近地板，區域高度由送風口的垂直射流情況而定。由於該區域引入較高流速(0.2m/s-2m/s) 的空氣，氣流混合較為均勻，且能夠提高地板附近空氣溫度，因此在相同送風溫度和送風量條件下，可以減少溫度過低給人造成的不舒適感。
2. 中區（過渡區）：該區域是過渡區，只有當送風口的射流高度低於分層高度或房間上部區域邊界時，該區域才會出現。這個區域的氣流流動完全是浮動性的，它受房間內對流性熱源的牽引。在此區域，氣流自由發展，空氣運動不受送風射流的影響。區域中的垂直溫度梯度趨於最大，接近置換通風的溫度梯度。
3. 高混合區：高（混合）區是由房間內上升的熱污空氣積聚而成。雖然該區域內平均風速較低，但由於穿過其下層邊界的氣流影響，使區域內空氣亦能混合得較好。該區域內，空氣溫度和污染物濃度與中低區比均較高。

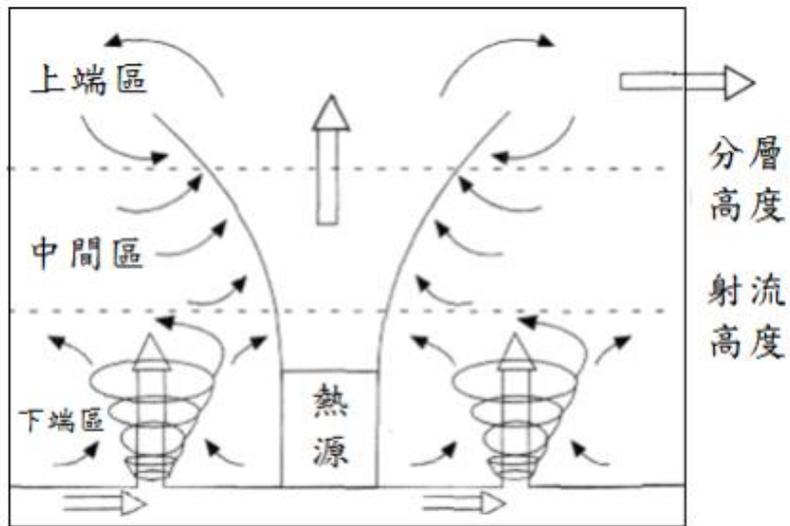


圖 4-14 地板送風氣流模型

➤ 置換式通風

置換式通風是通過從地板附近送出低流速、低溫的風。送風會慢慢地向天花板的方向上升而取代陳舊的空氣。房間內的空氣將呈層狀分佈，溫度較高的空氣主要集中在房間的上部，而較冷及較新鮮的空氣則集中在工作區域。圖 4-15 為置換式通風系統的示意圖。

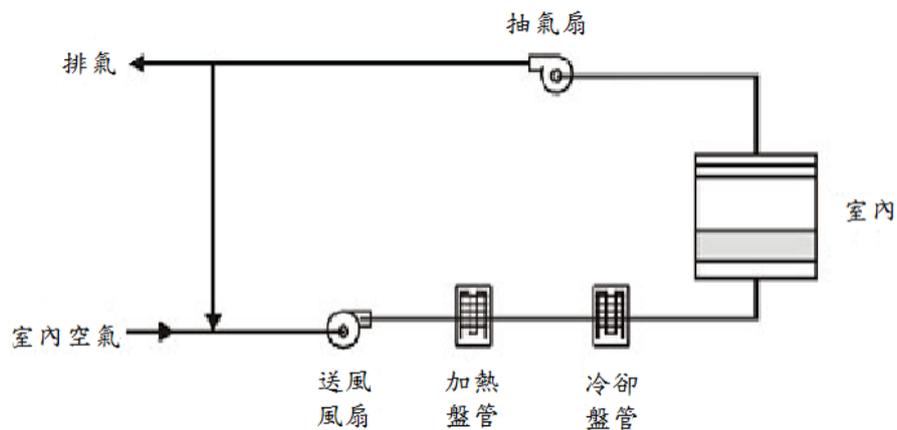


圖 4-15 置換式通風系統示意圖

採用置換式通風可以在以下幾個方面降低系統的能源消耗：

- (a) 置換式通風系統的送風溫度一般比傳統混合式通風系統的送風溫度高攝氏 5 至 8 度。這提高了空調設備中製冷的蒸發溫度，從而減低了壓縮機溫度的增幅，並提高了製冷循環的性能係數（COP）。
- (b) 使用能產生層狀空氣分佈的置換式通風系統，房間的平均空氣溫度比混合式通風系統高，從而減少了建築物牆壁和屋頂的傳熱。
- (c) 對於由按需求操作的通風系統來說，置換式通風系統的新風需求量比混合式通風系統低，這是由於較輕的污染物（例如：塵埃）被置換式通風系統限制在房間較高的位置，所以污染物比較容易由天花板的排風管排出。

但置換通風在設計管理中仍存在許多問題，這在一定程度上限制了它的廣泛應用，這些問題集中在以下幾個方面：

- (a) 就置換通風本身來說，無法有效地解決供熱問題，設計師需要另設供熱系統以滿足供熱需要。即使在供冷季節，當冷負荷較大時（ $>40\text{w/m}^2$ ），設計中也要考慮足部吹風感引起的人員不舒適問題。濕度控制也是置換通風應用中較難解決的問題之一，在濕度較大的地區應用置換通風時，則要求建築圍護結構的密封性要好，避免室外濕氣進入室內。當建築內部濕負荷較大時，是不適合採用置換通風系統的（如游泳館等）。
- (b) 置換通風僅能將其作為通風換氣方式，送風溫差不易確定，在房間負荷一定的情况下，送風溫度高，意味著送風溫差小，送風量和送風面積均較大，

這樣不但會增加設備容量和輸送動力，還會因在室佈置較多的風口而造成施工和日常調節的不便；送風溫度低，雖可減少送風量和送風面積，但會造成工作區垂直溫度梯度過大，從而影響人體下部的舒適性。因此，要與其他溫控系統結合使用才能達到溫度調節的功能。其中，輻射冷吊頂與置換通風就是一個非常好的組合。首先，從人體舒適性方面來講，40%~50%的輻射，30%~40%的對流，10%~20%的蒸發是人體最佳的舒適感。

(c) 實際應用受房間高度的限制。置換通風是利用空氣密度差而在室內形成由下而上的通風氣流。房間高度大，排風口容易排出積聚在上部的熱濁氣流；房間高度小，熱力分層現象不明顯，受回風的影響排出空氣的狀態與工作區近似，這樣就與上送風空調方式差別不大，發揮不了置換通風的節能效果。房間高度大於 3m 時更適合應用置換通風。

➤ 設置夜間排氣裝置(night purge system)

利用夜間外氣低焓值(enthalpy)之時機，將大樓內可能累積之日間輻射、內部熱源（如電腦、電器等設備）等之熱負荷(稱之 pull down 負載)排出，而引入外氣。這種設置與控制方式可減少隔日，或連續假日結束後之空調系統開機時之負載。

伍、電影院節能改善實例

最後藉由實際影城、電影院現場節能診斷與設備性能量測，及實際量測數據進行能源使用效率分析並提出建議改善項目之實際案例介紹。提供相關單位或從業人員在量測診斷方式、能源使用效率分析、節能改善策略與節能改善效益分析等方面之參考。

案例一：二氧化碳濃度最適化控制

為一影視播放空間，空間面積約 850 M²，可容納人數約為 867 人，空調採用 60 RT 冰水主機兩台，量測期間的平均溫度為 22.9°C，相對濕度約落在 70%；外氣送風機為定頻風機，提供固定的換氣量約 6,500 CMH，換氣方式採用獨立風管將外氣引入廳內，經現場連續量測 20 場次之二氧化碳結果，平均二氧化碳濃度為 609 PPM。本研究針對此量測結果，進行量測數據之迴歸分析，其分析結果顯示，二氧化碳濃度與入座率之迴歸分析結果為顯著，代表在外氣量不變之情況下，室內二氧化碳濃度變化的最主要原因為使用人數(入座率)，其分析結果如下所示：

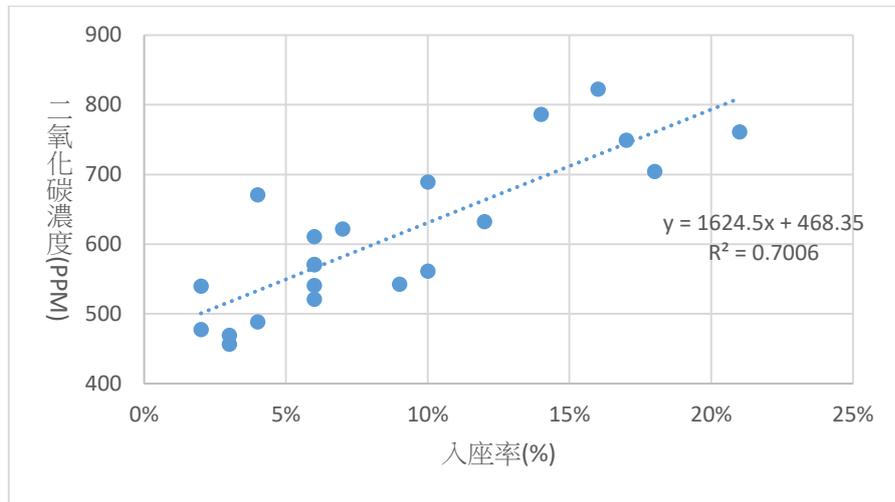


圖 5-1 二氧化碳與入座率(%)之關係圖

根據回歸方程式可以得到，當入座率達到 32.7%時，場域 A 內二氧化碳將會超過 1,000 PPM；而在入座率 20%時以下時，場域 A 內二氧化碳濃度將低於 800 PPM。在法規需求前提之下，在節約能源設計希望能在入座率較低時可以減少外氣換氣量，以減少換氣帶來的大氣熱負荷，而在入座率較高的時候，才調高送風機的供氣量。

目前行政院環境保護署環署所訂定之室內空氣品質管理法規定，室內二氧化碳濃度標準值為八小時平均不可超過 1,000 PPM，案例一因入座率較低(大部分時間在 30%以下)，於八小時內平均二氧化碳濃度皆於標準內。依上述結果，目前該場域設置外氣通氣量不足，若多個場次入座率皆達 32.7%以上將有二氧化碳濃度超過標準之疑慮。

案例一播放空間可容納人數約 867 人，依據檢測資料迴歸分析，推估現狀其外氣引入量約為 6,500 CMH，當入座率高於 32.7%之時段，其室內二氧化碳濃度推估超過 1,000 PPM，將高於室內空氣品質管理法 1,000 PPM 之要求。因此，若以滿座人數 867 人估算，建議外氣通風量需增加至 19,000CMH(增加 2 台 6,500 CMH 送風機，每台約 2 馬力，並增設變頻器控制風機轉數)，並經由二氧化碳濃度控制，控制外氣送風機的送風量，以降低因二氧化碳濃度過高所造成之不舒適感。

在入座率較低時，可藉由變頻器調整送風機的轉速，減少外氣熱負荷量，達到節能的效果，依 20%入座率評估，人數約 173 人時，外氣二氧化碳濃度 450 PPM 計算，則所需換氣量約 3,900 CMH，可調整變頻比例至 60%；而入座率 20%~32.7%時，其使用人數約 173~284 人，則所需換氣量約 3,900~6,500 CMH，變頻比例調整 60%~100%；當場域中若入座率達 32.7%~68%(約 590 人)則需開啟額外增設之送風機 1 部並 60%~100%轉速運轉，預估所需總風量約 10,400~13,000 CMH。依此調整後，評估空調主機負載以及風機變頻效益，年節電效益約為 12,540kWh。

表 5-1 區域 A 節能效益表

	入坐率	預估所需換氣量(CMH)	提供能力(kW)	消耗功率(kW)	使用時數(小時/年)	空調負載使用電量(kWh/年)	風車馬達使用電量(kWh/年)	總使用電量(kWh/年)	備註
改善前	--	6500	18.0	6.0	5475	32771	8169	40940	1台定頻風機(2HP,6500CMH)
改善後	20%以下	<3900	10.8	3.6	3833	13766	1235	28400	1台變頻風機(2HP,6500CMH,轉速比率60%)
	20%~32.7%	3900~6500	14.4	4.8	1095	5243	836		1台變頻風機(2HP,6500CMH,轉速比率60~100%)
	32.7%~68%	10400~13000	32.3	10.8	515	5549	1162		1台變頻風機滿載+ 1台變頻風機(2HP,6500CMH,轉速比率60~100%)
	68%~100%	16900~19500	50.3	16.8	32	536	72		2台變頻風機滿載+ 1台變頻風機(2HP,6500CMH,轉速比率60~100%)
節電效益(kWh/年)								12540	

註:外氣、廳內焓差為1.98kcal/kg;空調COP=3;節電效益計算取「預估所需換氣量」區間之中間值估算;轉速變頻最低取60%估算。

案例二：空調設計過大除濕效果不佳之情形

案例二同為影視播放空間，空間面積約為 164 M²，空間內容納人數約 120 人，空調配置 25 RT 之冰水主機，空調送風方式為採用空調箱進行送風，空調箱風量約為 8,000 CFM，經現場量測結果，其出風平均溫度為 17.1°C、平均相對濕度 90.6%RH；回風平均溫度為 21.2°C、平均濕度 74.1%RH；外氣平均溫度為 26.6°C、平均濕度 72.2%RH。因場域反應內濕度過高，容易造成霉味或設備損壞，因此每日結束營業後將會使用除濕機進行除濕。

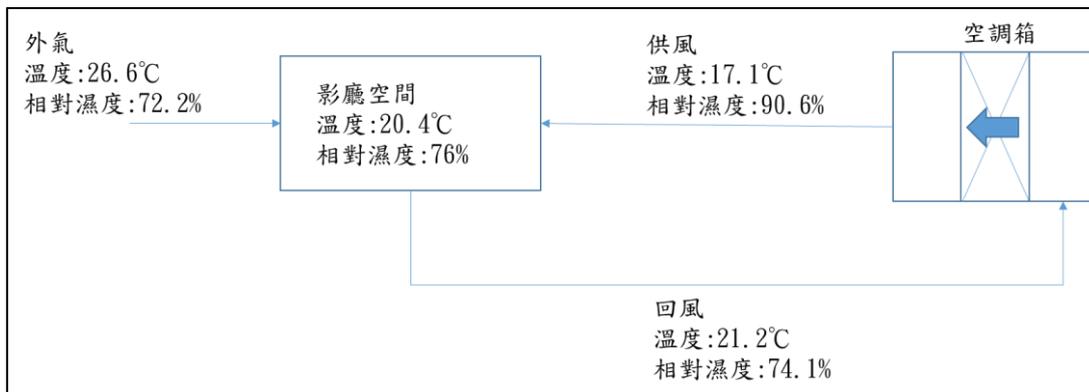


圖 5-2 區域 B 量測位置

本研究針對現場量測資料進行分析，經初步評估結果，現場空調系統可能存在空調箱於部分負載時除濕量不足之問題，其主要原因為，一般空調系統通常以空間最大空調負荷進行設計，但空調使用時間為全年運行，因此，低負載運轉時間遠高於最大負載運轉時間，依據空調箱冰水二通/三通閥之溫控邏輯，於低負載時依據回風設定溫度進行水閥開度調整，降低進入盤管之冰水流量，導致出風溫度過高，造成除濕量不足之情況。

有鑒於此，建議於低負載時進行空調箱之風量調整，藉此降低空調出風溫度，以廳內相對濕度 65%、溫度 22.6°C 為目標估算，可將風量減少至 4,800 CFM，則出風溫度會降至 15.7°C、平均濕度約 90%RH，可多增加 0.0007 kg/kg 之除濕量，由兩台 5 馬力風車提供風量 8,000 CFM 由變頻後下降至 4,800 CFM，依照風車相似定律評估，風量比與消耗功率比值為三次方比，由日運轉時數 15 小時預估，年節省用電度數約 32,021 kWh。

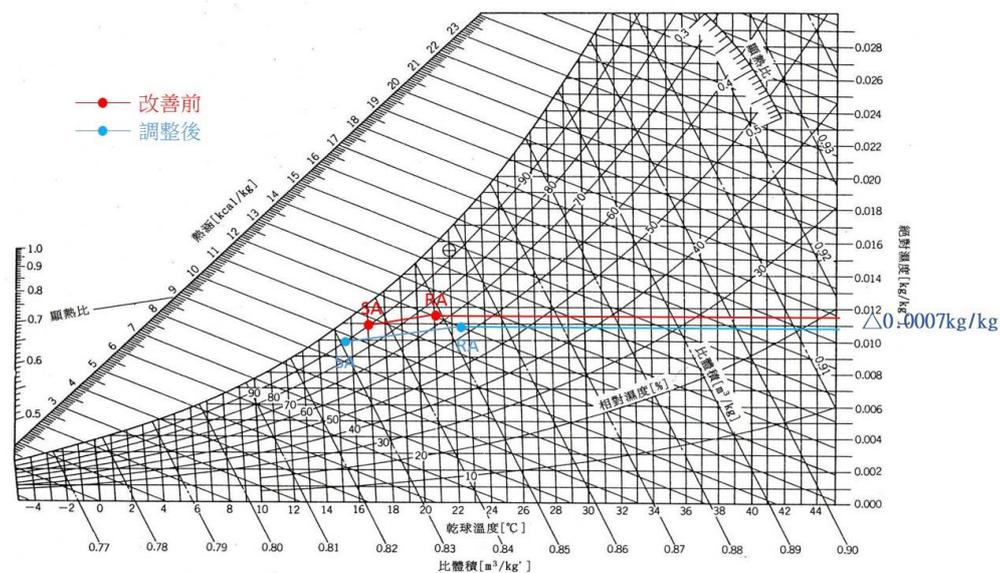


圖 5-3 案例二場域改善前後之濕空氣狀態

案例三、外氣房控制之節能應用

案例三為南部某建築之案例，現場配置一台制冷能力 82 RT、風量 27,800 CMH 之空調箱供應現場空調使用，年運轉時數 8,760 小時，設定溫度 26°C，外氣風門開度 100%，控制模式僅設置開關及溫度控制。

本案例在符合「室內空氣品質管理法」之要求下，利用空調節能手法改善及降低能源耗損。此案例以兩種控制模式進行改善，內容分別為模式一：以室內二氧化碳值為控制基準，單獨改善外氣需量控制之外氣負載耗能。模式二：為增設 VAV 風量控制系統及時段控制風機馬達變頻[6]。

依據內政部公佈建築空調尖峰負荷之標準設計值[3]，室內溫度為 24-26°C、相對濕度 40-60%RH 之間，南部地區氣象歷史資料顯示於外氣焓值大於 50 kJ/kg Dry Air(25°C、50%RH)，時數占比 95%之月份為 6~9 月，外氣焓值完全或部分低於 50 kJ/kg Dry Air(25°C、50%RH)之時間為 8 個月，若於此時段引入外氣取代空調使用，將可獲致極佳之空調節能效益。本案例以電腦模擬分進行外氣冷房之效益評估，其模擬結果顯示，模式一及模式二分別可獲致 54.8%及 64.6%之節能效益，其結果如下所示：

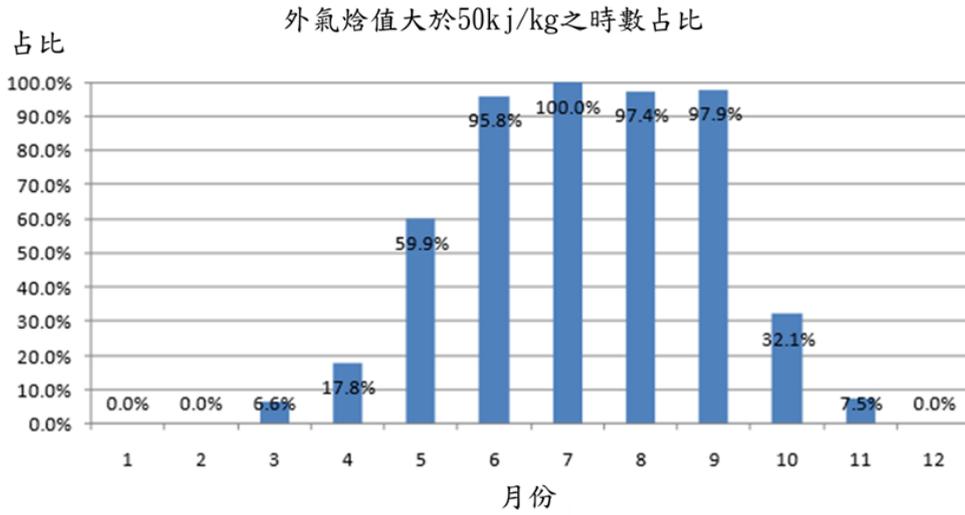


圖 5-4 南部地區外氣焓值>50kj/kg 之分布情形

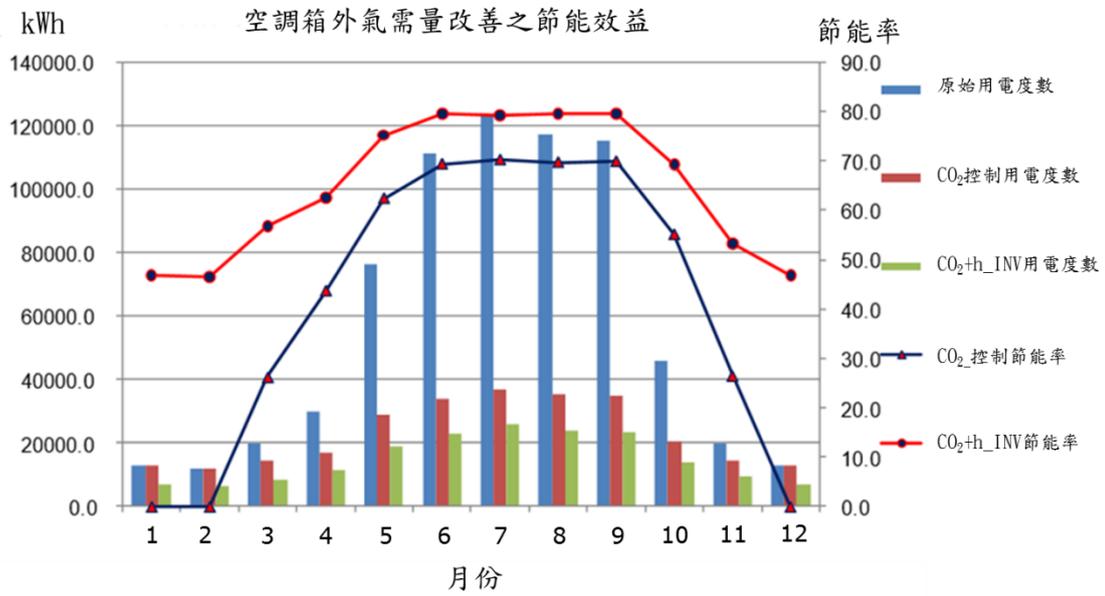


圖 5-5 空調箱外氣需量改善之節能效益

陸、結論與建議

空調系統為服務業用電占比最高之選項，約占夏季用電需量 4 成，其中空氣側雖僅占空調系統 2 成之耗電，但其使用亦將影響主機側之運轉耗電，故其節能潛力亦非常可觀。

經實際調查結果，目前國內之營業場所空氣側系統還是存在許多問題，例如，因使用量或氣候條件，空調於部分負載運轉時設計量過大之問題；因應我國室內空氣品質管理法之規定，室內外氣需求量不足或過大之情形等，而這些問題除會造成空調耗能增加外，亦會產生現場環境不舒適、受潮、甚至發霉等現象。

本研究針對外氣需求量、室內除濕量不足及外氣冷房之案例進行研析，並導入適用之節能策略，於外氣需求量之部分，案例一於符合室內空氣品質法規情況下，以二氧化碳感知器進行進行外氣引入之控制，可減少外氣量引入過多，每年約可節省 12,540 kWh；室內除濕量不足之部分，案例二透過變頻進行風量之調整，增加出回風之溫度差，可降低出風狀態之溫濕度條件，每年可節省 32,021 kWh；於外氣冷房之部分，案例三以焓值進行外氣引入之控制，可有效降低空調負荷，獲致 64.6% 之空調節能效益，上述案例除達節能之成效外，亦兼顧室內環境舒適及使用者之需求，建議參考應用。

柒、參考文獻

- [1] 2018 影視廣播產業趨勢研究調查報告-電影產業
- [2] 經濟部能源局，空調系統空氣側節能技術手冊
- [3] 陳良銅，2020，空調實戰筆記:高性價比空調系統設計
- [4] 行政院環境保護署，空氣品質管理法
- [5] PawelWargocki&David P.Wyon，2017，Ten questions concerning thermal and indoor air quality effects on the performance of office work and schoolwork.
- [6] Eusébio Z.E.Conceição，2010，Heating，Ventilating and Air Conditioning Systems Control Based in the Predicted Mean Vote Index.
- [7] 經濟部能源局，空調吸附除濕節能技術手冊
- [8] A.E. Kabeel，“Adsorption–desorption operations of multilayer desiccant packed bed for dehumidification applications”，Renewable Energy，Volume 34，2009，pp. 255-265
- [9] D.La，Y.J.Dai，Y.Li，R.Z.Wang，T.S.Ge，“Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning A review”，Renewable and Sustainable Energy Reviews，Volume 14，2010，pp.130-147
- [10] S. Misha，S.Mat，M.H.Ruslan，K.Sopian，“Review of solid，liquid desiccant in the drying applications and its regeneration methods”，Renewable and Sustainable Energy Reviews，Volume 16，2012，pp. 4686-4707
- [11] Ahlem Zouaoui，LeilaZili-Ghedira，SassiBenNasrallah，“Open solid desiccant cooling air systems：A review and comparative study”，Renewable and Sustainable Energy Reviews，Volume 54，2016，pp. 889-917
- [12] Kuei-Sen Chang，Hui-Chun Wang，Tsair-Wang Chung，“Effect of regeneration conditions on the adsorption dehumidification process in packed silica gel beds”，Applied Thermal Engineering，Volume 24，2004，pp. 735-742
- [13] Jin Sun，Robert W. Besant，“Heat and mass transfer during silica gel–moisture interactions”，International Journal of Heat and Mass Transfer，Volume 48，2005，pp.

4953-4962

- [14] M.S.H. Sarker , M. Nordin Ibrahim , N. Ab. Aziz , P. Mohd. Salleh , “Energy and rice quality aspects during drying of freshly harvested paddy with industrial inclined bed dryer” , Energy Conversion and Management , Volume 77 , 2014 , pp. 389-395
- [15] Md. Sazzat Hossain Sarker , Mohd Nordin Ibrahim , Norashikin Abdul Aziz , Mohd Salleh Punan , “Energy and exergy analysis of industrial fluidized bed drying of paddy” , Energy , Volume 84 , 2015 , pp. 131-138
- [16] A.E. Kabeel , “Adsorption–desorption operations of multilayer desiccant packed bed for dehumidification applications” , Renewable Energy , Volume 34 , 2009 , pp. 255-265
- [17] L.Z. Zhang , J.L.Niu , “Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery” , Applied Thermal Engineering , Volume 22 , 2002 , pp.1347-1367
- [18] C.X.Jia , Y.J.Dai , J.Y.Wu , R.Z.Wang , “Experimental comparison of two honeycombed desiccant wheels fabricated with silica gel and composite desiccant material” , Energy Conversion and Management , Volume 47 , 2006 , pp. 2523-2534
- [19] Pietro Finocchiaro , Marco Beccali , Vincenzo Gentile , “Experimental results on adsorption beds for air dehumidification” , International journal of Refrigeration , Volume 63 , 2016 , pp. 100-112
- [20] Jin Sun , Robert W. Besant , “Heat and mass transfer during silica gel–moisture interactions” , International Journal of Heat and Mass Transfer , Volume 48 , 2005 , pp. 4953-4962
- [21] Abdul Aziz , Tiegang Fang , “Alternative solutions for longitudinal fins of rectangular , trapezoidal , and concave parabolic profiles” , Energy Conversion and Management , Volume 51 , 2010 , pp. 2188-2194
- [22] T.S.Ge , Y.J.Dai , R.Z.Wang , Z.Z.Peng , “ Experimental comparison and analysis on silica gel and polymer coated fin-tube heat exchangers” , Energy , Volume 35 , 2010 ,

pp. 2893-2900

- [23] T.S.Ge , Y.J.Dai , R.Z.Wang , “ Performance study of silica gel coated fin-tube heat exchanger cooling system based on a developed mathematical model” , Energy Conversion and Management , Volume 52 , 2011 , pp. 2329-2338
- [24] Y.Zhao , T.S.Ge , Y.J.Dai , R.Z.Wang , “ Experimental investigation on a desiccant dehumidification unit using fin-tube heat exchanger with silica gel coating” , Applied Thermal Engineering , Volume 63 , 2014 , pp. 52-58
- [25] Y. Jiang , T.S. Ge , R.Z. Wang , L.M. Hu , “Experimental investigation and analysis of composite silica-gel coated fin-tube heat exchangers” , International journal of Refrigeration , Volume 51 , 2015 , pp. 169-179
- [26] L.M. Hu , T.S. Ge , Y. Jiang , R.Z. Wang , “Performance study on composite desiccant material coated fin-tube heat exchangers” , International Journal of Heat and Mass Transfer , Volume 90 , 2015 , pp. 109-120
- [27] Takahiro Adachi , Haruo Uehara , “Correlation between heat transfer and pressure drop in channels with periodically grooved parts” , International Journal of Heat and Mass Transfer , Volume 44 , 2001 , pp. 4333-4343
- [28] Smith Eiamsa-ard , Pongjet Promvonge , “Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves” , International Communications in Heat and Mass Transfer , Volume 35 , 2008 pp. 844-852
- [29] Kadir Bilen , Murat Cetin , Hasan Gul , Tuba Balta , “The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes” , Applied Thermal Engineering , Volume 29 , 2009 , pp. 753-761
- [30] Abdulmajeed A. Ramadhan , Yaser T. Al Anii , Amer J. Shareef , “Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow” , Heat and Mass Transfer , Volume 49 , 2013 , Issue 2 , pp 185-195
- [31] C. Bi , G.H. Tang , W.Q. Tao , “Heat transfer enhancement in mini-channel heat sinks

- with dimples and cylindrical grooves” , Applied Thermal Engineering , Volume 55 , 2013 , pp 121-132
- [32] Jian Liu , Gongnan Xie , Terrence W. Simon , “Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves” , International Journal of Heat and Mass Transfer , Volume 81 , 2015 , pp 563-577
- [33] Babak Lotfi , Bengt Sunden , Qiuwang Wang , “An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators” , Applied Energy , Volume 162 , 2016 , pp 1282-1302
- [34] Mushtaq T. Al-Asadi , F.S. Alkasmoul , M.C.T.Wilson , “Heat transfer enhancement in a micro-channel cooling system using cylindrical vortex generators” , International Communications in Heat and Mass Transfer , Volume 74 , 2016 , pp 40-47
- [35] Osamu Tanaka , An analysis of simultaneous heat and water vapor exchange through a flat paper plate crossflow total heat exchanger , International Journal of Heat and Mass Transfer , Vol. 27 , pp. 2259-2265 , 1984
- [36] Yuan Weixing , Zheng Yi , Liu Xiaoru , Yuan Xiugan , Study of a new modified cross-cooled compact solid desiccant dehumidifier , Applied Thermal Engineering , Vol. 28 , pp. 2257-2266 , 2008
- [37] T.S.Ge , Y.J.Dai , R.Z.Wang , Z.Z. Peng , Experimental comparison and analysis on silica gel and polymer coated fin-tube heat exchangers , Energy , Vol. 35 , pp. 2893-2900 , 2010
- [38] L. Zhang , M. Saikawa , T. Fujinawat , T. Kaidat , K. Hashimoto , Experimental analysis of adsorption and desorption characteristics of a meso-porous silica coated fin-tube heat exchanger , Central Research Institute of Electric Power Industry , 2012
- [39] 廖威竣 , 不同固態除濕劑塗佈熱交換器除濕系統之吸濕效率研究 , 國立勤益科技大學 , 碩士論文 , 2013

- [40] 謝長紘，週期式運轉全熱交換器之吸附材料性能研究，國立台灣大學，碩士論文，2011
- [41] 周沐賢，高溫再生之週期式全熱交換器性能研究，國立臺灣大學，碩士論文，2012
- [42] Y. Yin, X. Zhang, D. Peng, X. Li, Model validation and case study on internally cooled heated, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 1664-1771, 2009
- [43] J. Sun, R. W. Besant, Heat and mass transfer during silica gel-moisture interactions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp.4953-4962, 2005
- [44] 經濟部能源局，營業場所空調環境模擬及節能應用分析技術手冊
- [45] Wonuk Kima Seung et. al, 2016, Model-based multi-objective optimal control of a VRF (variable refrigerant flow) combined system with DOAS (dedicated outdoor air system) using genetic algorithm under heating conditions
- [46] Shao-peng Guo, et. al, 2020, A novel operating strategy to avoid dew condensation for displacement ventilation and chilled ceiling system.
- [47] XuyangZhong et. al, 2020, Assessing the energy and indoor-PM2.5-exposure impacts of control strategies for residential energy recovery ventilators
- [48] 林貞岑，2006，都是潮濕惹的禍 潮濕與健康，康健雜誌 88 期。
- [49] 徐世達，2014，過敏指數預報對過敏氣喘病人的重要性再強調，台灣氣喘衛教學會會刊 34 期。
- [50] 經濟部能源局，空調吸附除濕節能應用技術手冊，2015
- [51] 經濟部能源局，空調空氣系統節能技術手冊，2011
- [52] 經濟部能源局，LED 照明節能應用技術手冊，2016

捌、編後語

財團法人台灣綠色生產力基金會(簡稱綠基會)，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，而推廣節約能源的觀念。

此電影院業節能技術手冊之編撰，希望提供給電影院業者之管理人員，能有一參考學習節約能源技術觀念與手法之手冊，進而自發性推動節約能源改善工作，並藉此加強節約能源教育宣導，落實全民節約能源共識。

此手冊的編撰是在經濟部能源局指導下，由國立勤益科技大學冷凍空調與能源系吳友烈教授執筆、本會配合協助相關技術資彙整、編排、增修，得以順利完成，手冊製作的過程感謝國內各電影院業者，與台北市電影戲劇商業同業公會的配合與協助下，方能訪測取樣與了解收集各店節能改善現況及優缺點，並邀請相關專業委員，國立台灣大學機械工程學系陳希立教授、台北市電影戲劇商業同業公會廖偉銘理事長、威秀影城股份有限公司臧仁禎經理進行手冊審閱，才得以印製完成，倉促間內容不免有疏漏和缺失，還望產、關、學界的各位先進不吝指教，得以使本手冊更形充實和完備。