



免付費專線 0800-333-999

九龍灣通風企業有限公司

通風換氣. 廠房排熱. 過濾廢氣異味. 排煙除塵. 規劃施工



LR54-3DS



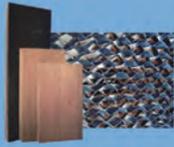
LGS54-6A



吸頂扇



超級大吊扇



水簾片



NEW KV55



LF54-3DS

TEL:(04)8226655 FAX:(04)8232211

Email:kolowa.com@msa.hinet.net



彰化縣永靖鄉福興村永福路二段88巷1號 www.kolowa.com.tw

Roofmounted ventilation system

Cooling Pad System

ventilation and cooling system

Ventilation System

2020 通風設備與工程 第6期

TVEA 台灣通風設備協會



TVEA

www.tvea.org.tw

台灣通風設備協會

2020 通風設備與工程 第6期



通風系統噪音防治

停車場、廚房排油煙機、廠房

- 消音箱: ($V < 5m/s$) (考慮線型/格柵 出風口再生噪音)
- 消音百葉: ($V < 2.5m/s$)
- 吸音壁面及平頂

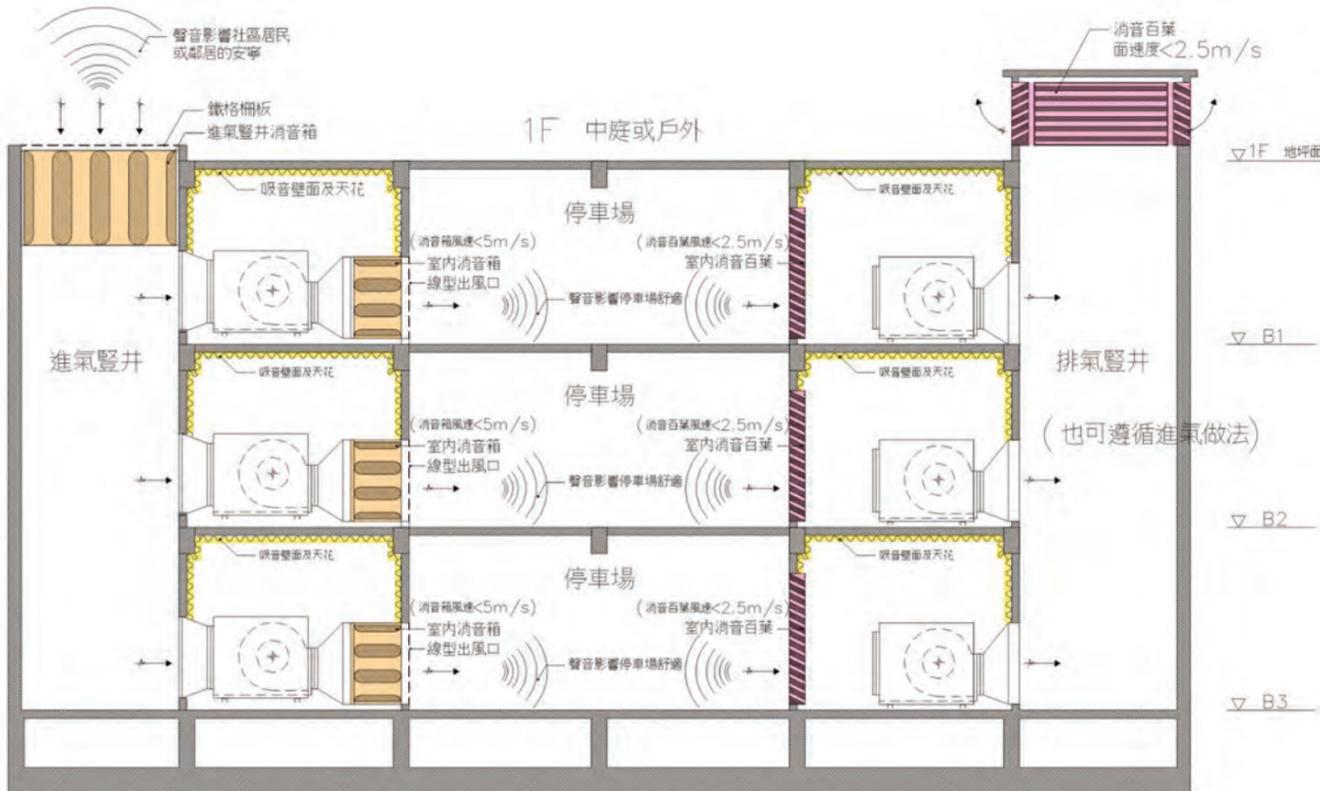


通風機房對戶外消音百葉

廚房排煙用消音器

通風機防吸音壁面

管道間用消音器



EIA 環協工程顧問有限公司
Environment in Assistant Engineering CORP.

台中總公司
台中市西屯區台灣大道4段767號12F-4
Tel: (04) 2358-4334 / Fax: (04) 2358-4500

台北辦事處
台北市大同區民生西路78號5F-2
Tel: (02) 2552-2026 / Fax: (02) 2552-2050



高幟通風工程

ISO 9001
CERTIFICATE

Air conditionings-Pollution
Dust Collection-Ventilation
Professional design-Manufacturing

空調 · 污染
集塵 · 排風
專業設計 · 製造

高幟通風工程股份有限公司
GOLDEN FLAG VENTILATION.CO.,LTD

TAF 安舒特耐溫實驗室

TAF 高幟通風性能測試實驗室

Testing Laboratory
2241



高幟通風

ISO 9001認證通過
英國B.V. 認證通過

TAF風機性能測試實驗室
風機耐溫燃燒實驗室

送排風機專業製造廠！空氣污染防治設備工程

大樓、工廠、大型廚房、地下室、新建工程
通風、排氣、送風、空調工程…規劃→設計→施工



高效能噴流風機

特性：可偵測一氧化碳、煙霧、瓦斯漏氣及溫度，確保居住安全。風速大，噪音低佔用空間小。

適用：地下停車場、辦公室、會議室。



ARF-C型 消防排煙專用風機

特性：風量大，高風壓，佔據空間較小，俱定載，無超載之虞。

風量：250~800CMM

風壓：70~400mmAq

適用：大風量，高風壓之大樓排煙送風。

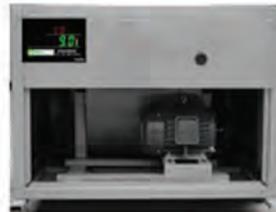


消防排煙耐溫風機

特性：採用可調葉片、翼輪角度可依性能需求調整而增減風量。具耐高溫，符合消防署法規要求。

300°C/1HR、300°C/1.5HR
及400°C/2HR

適用：大樓、廠房、商場等消防排煙用。



箱型排風機

特性：附加空氣品質自動監測系統

Indoor air quality monitor

可偵測CO及CO2, PM2.5及PM10, 符合室內空氣品質管理法之公告場所。

適用：室內停車場等廢氣排放地點。

TAF (財團法人全國認證基金會) 風機性能測試實驗室 (第三公證單位)



認證範圍

AMCA 210

ISO 5801

CNS 7778



風量:0~45 m³/s

壓力:0~500mmAq

風管直徑:

300~1400 mm

高幟通風工程股份有限公司

總公司：台中市南屯路二段860巷37號

台北分公司：台北市新生北路三段61號3樓-18

台中廠：台中縣霧峰鄉丁台路557巷30號

TEL：(04) 23898928 FAX：(04) 23899053

TEL：(02) 25933315 FAX：(02) 25942157

TEL：(04) 23318928 FAX：(04) 23320235

目錄



2020 通風設備與工程 第6期

學術論文專欄

- 4 630 軸流風機設計與研究
翁凌家、陳建良、陳建舜
工業技術研究院綠能與環境研究所
- 10 高性能空氣系統中空氣分佈的舒適性設計
DAN INT-HOUT
AMCA High Performance Air Systems Committee
- 17 使用天花板循環扇之節能與熱舒適分析
王輔仁、張玲蘭、林蔓懿、BowoYuliPrasetyo
國立勤益科技大學冷凍空調與能源系
國立勤益科技大學精密製造科技研究所
- 23 周邊環境對風機性能之影響研究
黃錦文、徐永盛、黃智偉、黃柏鈞、鍾秉霖、陳永鎮、黃義雄
金日集團公司
全盛空調技師事務所

技術應用專欄

- 33 深度淨化免耗材、業界獨創科技 Znet 智慧靜電清淨機
林燦顯 / ALASKA 生原家電股份有限公司
- 36 抽送風系統前置（入口）構體對應用功效之影響探究
李世文、黃智偉、鍾秉霖、黃源雄 / 金日集團公司
- 45 風機の分類、選用
畢翰中 / 郁風企業有限公司
- 50 風機振動
楊光宇 / 台灣科祿格通風設備股份有限公司
- 54 利用流場模擬技術探討地下停車場之通風設計
徐一量博士、陳宗群 / 高幟通風工程股份有限公司
- 60 淺談靜電式空氣濾清機商業及家庭系統化的應用
王清松 / 高幟通風工程股份有限公司
- 64 CH13 幾種通風系統的消音處理
吳榮政、陳炳全、王鏡翰、葛力璋、王柏堯、徐廷珪 / 環協工程
-
- 69 第六屆 理、監事簡歷冊
- 70 第六屆第三次大會團體會員名冊
- 72 第六屆第三次大會個人會員名冊

CONTENTS

廣告索引

封面裡	環協工程顧問有限公司
封底	九龍灣通風企業有限公司
封底裡	高幟通風工程股份有限公司
內頁	01 高幟通風工程股份有限公司
	73 揚雅國際股份有限公司
	74 台灣電扇科技有限公司
	75 上宜消防工程有限公司
	76 金日集團
	77 兩昌股份有限公司
	78 歐陸通風設備股份有限公司
	79 生原家電股份有限公司
	80 富全風機股份有限公司
	81 台灣科祿格通風設備股份有限公司
	82 AsiaAMCA
	83 罡鼎有限公司
	84 安舒特耐溫測試實驗室

台灣通風設備協會

發行人 王英哲
發行單位 台灣通風設備協會
地址 台中市南屯區南屯路二段 860 巷 37 號
電話 04-2331-8928
傳真 04-2332-0235
信箱 tevaebox@gmail.com

承製單位 國賓彩色製版有限公司
電話 0928-175510

中華民國一〇九年九月出刊

630 軸流風機設計與研究

Design and Research for 630 Axial Fan

翁凌家、陳建良、陳建舜／工業技術研究院綠能與環境研究所

Ling-Chia Weng, Jen-Liang Chen, Chien-Shun Chen

Industrial Technology Research Institute Green Energy and Environment Research Laboratories

摘要

本文主要之目的乃在於開發一 630 軸流送風機，其能源效率值符合節能標章之要求。整個設計與研究流程係一循環過程直到滿足需求，其流程包含概念設計、電腦數值模擬與實際測試。從結果顯示，本文所設計之送風機之能源效率值為 FMEG58 滿足要求。另，結果顯示數值模擬於最高全壓電效率與實際量測在 5% 以內，由此可知，電腦數值模擬可作為我們在產品開發之工具，同時，可縮短產品開發時程。

關鍵字：軸流送風機，能源效率，數值模擬

Abstract

The main purpose of this article is to develop a 630 axial fan whose energy efficiency value meets the requirements of the Energylabel. The entire design and research process is a cyclic process until the requirements are met. The process includes conceptual design, computer numerical simulation and testing. The results show that the energy efficiency value of the fan designed in this paper meets the requirements of FMEG58. In addition, the numerical simulation shows that the maximum total electrical efficiency and the measurement are within 5%. It can be seen that CFD can be used as a tool for our product development, and at the same time, it can shorten the product development time.

Keywords: axial fan, Energylabel, CFD

一、前言

日常生活中，送風機的應用範圍非常廣泛，舉凡室內空氣調節、排氣與及集塵、散熱與降溫、穀物乾燥與消防排煙…等幾乎所有人類和氣流有關的活動空間，除了極少數依靠自然對流的系統外，都必須用到送風機。不難想像送風機需求很大。

美國能源部根據其國內之風機做一能源消耗之估計，該評估發現商用通風機和鼓風機每年耗電量為 1,395.33 億度電，而工業用通風機和鼓風機年耗電量為 900.57 億度電，合計總耗能的 19.75% [1]。另美國其建築物一年內之商用暖通空調系統 (HVAC) 能源使用量大約 2.25 億桶石油 [2]，而送風機所佔之能源使用率約 80%，如圖 1 所示。

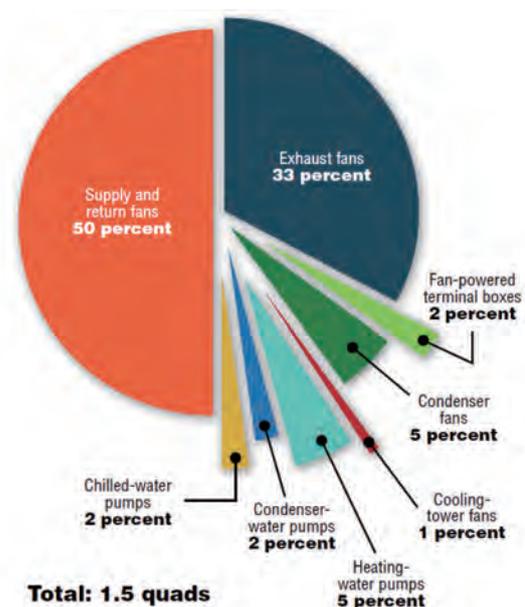


圖 1 商用暖通空調系統 (HVAC) 風機能源使用量

歐盟國家也有類似的調查分析 [3, 4]，結論相當驚人。在 2002 與 2003 年發布的研究調查結果，歐盟國家整體年度耗電量達 2054TWh (1997 年數據)，其中有 197TWh 是用在風機耗能，所佔比例高達 9.6% (197/2054=9.7%)，換言之，歐盟國家的所有耗電 (包含工業、住商、農業等所有範疇) 有將近十分之一是使用在送風機這項單一產品上。而未來由於 IAQ 與其他問題，將使得送風系統的使用更普遍；預估到公元 2020 年，送風系統耗電將比目前的值再提高 50% [3]。綜合前述美國 DOE 與歐盟之調查，結論相當接近，亦即送風機此項單一產品佔了全國耗電量非常大的比例。

而在國內方面，依據動力與公用設備補助作業說明 [5] 提到馬達用電量佔工業用電 70%，而在 2015 年馬達應用各動力設備用電量分析 [5] 中，送風機用電佔工業馬達用電 13%，如圖 2 所示。在 2018 年國內工業用電達 1,556 億度電 [6]，因此，可以知道送風基於工業用電約 141.6

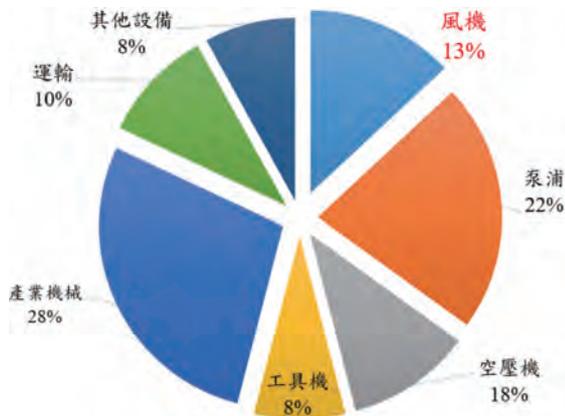


圖 2 2015 年馬達應用各動力設備用電量分析

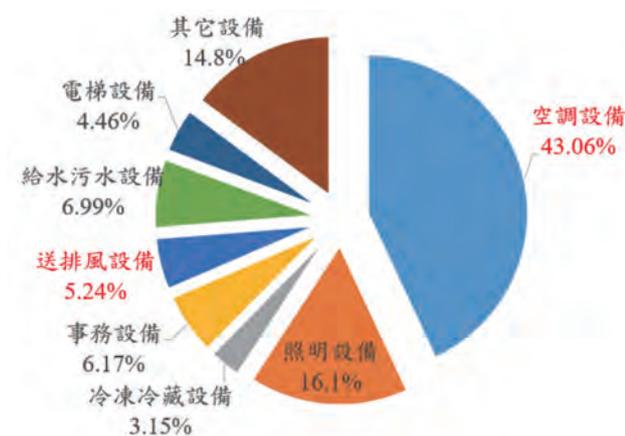


圖 3 2017 年非生產性質行業能源大用戶電力流分析 (平均值)

億度電。而在商業用電方面，依據 2017 年非生產性質行業能源大用戶電力流分析 (平均值) [7] 可知送排風設備用電佔 5.24%，空調設備用電佔 43.06%，如圖 3 所示。而送風機於空調實際運轉耗能約佔比 43%，如圖 4 所示 [8]。而在 2018 年國內之商業用電約 335.6 億度電 [6]，送風機用電約 79.7 億度電。整體而言，送風基於國內用電約佔 10% 以上，由此顯示，送風機耗電是相當可觀，如何有效降低其用電量實為一重要課題。

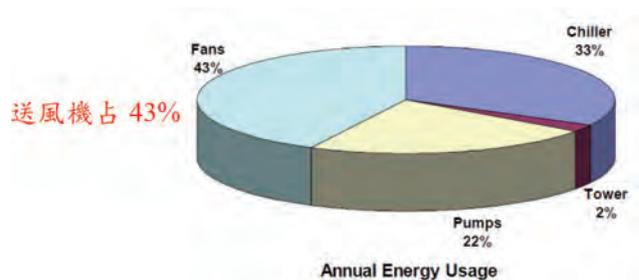


圖 4 送風機於空調實際運轉耗能占比

送風系統節能，主要途徑有二：一為提升現有送風機效率，一為改善送風系統提高送風機使用效率。本文主要針對如何提升送風機效率作一研究，其標的物為一直徑為 630mm 軸流送風機，能效達到節能標章能源效率要求，研究流程依據國際對送風機產品開發流程一致包含概念設計、電腦模擬送風機性能與實際測試。

二、送風機設計流程

國內廠商目前對於送風機設計，大多以國外現有之高效率送風機做為參考，進而以逆向工程及多年經驗進行硬體的製造，雖大部分可設計出性能不錯的送風機，但是其性能總是無法達到原送風機之性能，除製造的工藝以外，尚有些小細節無法符合原設計。為追求高性能的送風機，目前國際間在設計送風機，其整體的流程如圖 5 所示。送風機設計從概念設計進而 3D CAD 繪製，再進入 CFD 模擬將 3D CAD 進行網格劃分、求解至後處理，了解設計結果，如有疑慮再重新進行概念設計，如符合規格則進行雛形件製作與測試，以驗證設計之成果，如僅些許差異則回到 CFD 重新進行微調。若離規格差距甚遠，則須重新進行概念設計修正。一般而言，經過此設計流程，大約只需製作兩次雛形件即可滿足規格要求。若上述流程均滿足，將可進行產品量產。目

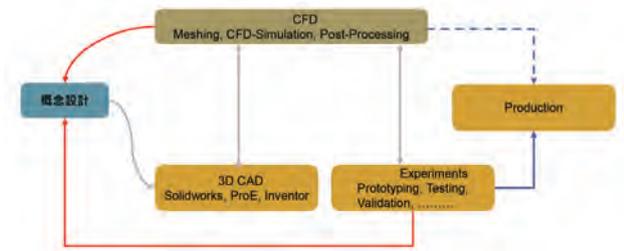


圖 5 送風機設計流程 [9]

前工研院綠能所於送風機之設計流程亦遵循此流程進行之。

2.1 送風機葉輪概念設計

送風機葉輪設計主要是操作點與渦輪機械理論而不是僅有幾何資訊，其整個設計流程如下：

1. 設定設計點之體積流量、全壓，葉輪轉速、進口預旋狀態與旋轉方向。
2. 設定蓋板間隙與葉片設計模式（機翼模式或中線模式）及無因次參數量（包含輪轂比），進而得到主要尺寸包含輪轂與葉輪外徑。
3. 葉片特性設定包含運動學設定、葉片數目、葉片的輪廓（例如 NACA 4 葉型或 NACA 5）、安裝角 (stagger angle) 與弦長 (chord length)。
4. 設定葉片掃掠模式 (sweep mode) 及葉型堆疊模式 (profile stack mode)。

2.2 計算流體力學介紹

計算流體力學 (Computational Fluid Dynamics, 簡稱 CFD) 是 21 世紀流體力學領域的重要技術之一，使用數值方法在計算機中對流體力學的控制方程式進行求解，從而可預測流場的流動。由於 CFD 牽涉很多複雜理論與方程式，本文在此並不做過多的介紹。本研究係採用商業計算流體力學軟體 (TCFD, turbomachinery CFD) 進行送風機流場模擬與性能分析，該軟體可直接接受葉輪初步設計軟體輸出格設計進而進行模擬分析，以縮短模擬分析時間，該軟體流程如圖 6 所示 [10]。



圖 6 CFD 分析流程

2.3 測試系統介紹

工研院綠能所之送風機性能測試實驗室，具有符合 AMCA 210 Fig.12 與 Fig. 15 及 CNS7778，其測試之最大風量為 3000 CMM，壓力最高為 1000 mmAq。其測試之最大直徑為 2 m，其測試實驗室外觀圖如 7 所示。



圖 7 工研院綠能所送風機性能測試實驗室外觀圖

三、結果與討論

本文主要研究乃在於開發一直徑 630 mm 軸流送風機，其目標乃在於其能源效率符合節能標章要求。於研究此軸流送風機流程係依據圖 5 所示。此軸流送風機之設計點與主要無因次參數如表 1 所示。圖 8 為綜合送風機性能圖。從結果顯示，設計點坐落在推薦的範圍內。經由送風機概念設計完成後，接著本研究利用 CFD 進行其性能風機。為縮短開發時程，本研究於 CFD 模擬分析將模型簡化，將模擬分析模型分為 12 等分，僅採用單一葉片進行分析，圖 10 為 CFD 模擬模型與網格分佈圖。本模型共分三個區域包含入口段（包含馬達）、葉輪段與出口段。本研究所採用網格數目總共 633,747，分別為入口區域 220,696，葉片區域為 286,587 與出口區域 126,464。分析過程採用不可壓縮流，空氣密度為一常數（其直為 1.2 Kg/m³），紊流模型採用 kOmegaSST 模型。其分析模型組件圖，如圖 11 所示。而邊界條件方面，入口設為質量流率，出口設為大氣壓力，因分析僅為單一葉片，故採用週期邊界。在整個開發與分析過程中改變不同安裝角 (stagger angle) 與葉片數。

表 1 設計點與主要無因次參數

參數	單位	值
流量	cmm	250
全壓	mmAq	80
轉速	rpm	1750
空氣密度	Kg/m ³	1.2
輪轂直徑	mm	250
上蓋直徑	mm	624
流量係數		0.238
直徑係數		1.629
工作係數		0.4
比速度		153

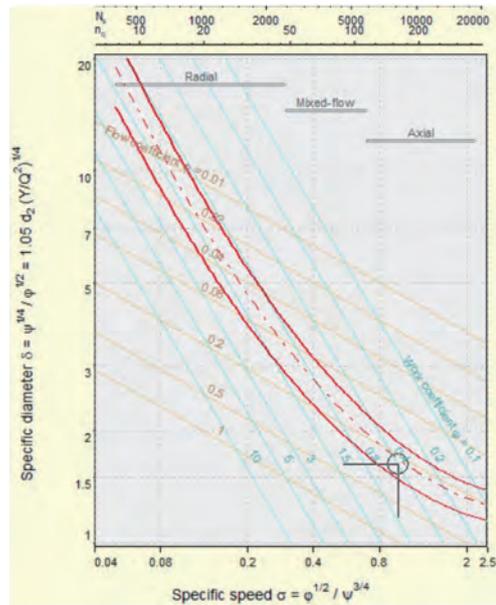


圖 8 綜合送風機性能圖

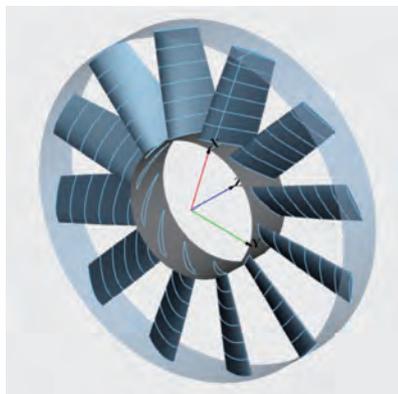


圖 9 軸流送風機葉片 3D 外觀

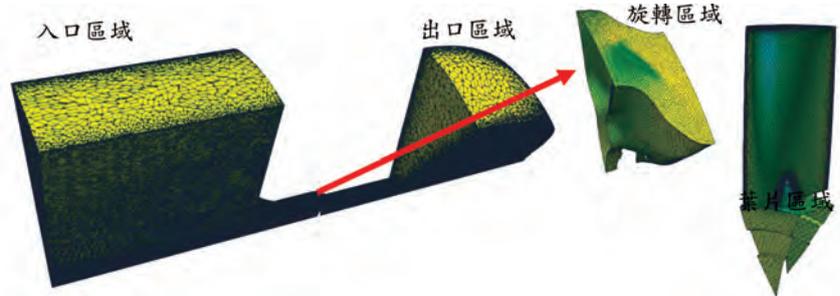


圖 10 CFD 模擬模型與網格分佈圖

圖 12 於風量為 269 CMM 下，不同翼展之壓力分佈 (輪轂 (hub) 至上蓋 (shroud))。從結果顯示，於前緣處之 suction side 之壓力變低，顯示在此處之速度加快此乃合理之現象。圖 13 於風量為 269 CMM 下，不同翼展之相對速度分佈，從結果顯示，整體速度分布非常流線並沒有產生回流區，僅在根部處產生回流，由此可看出目前設計應該可以接受。

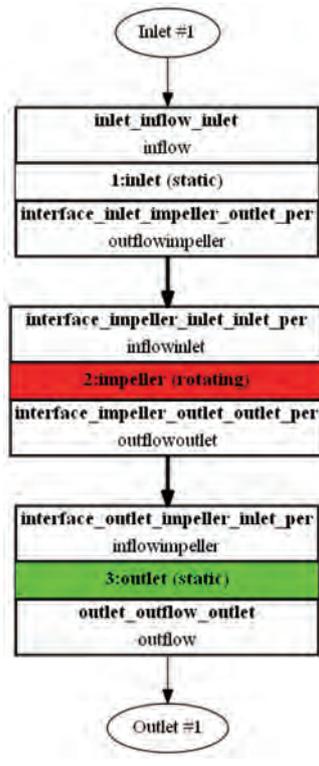


圖 11 組合件圖

表 2 為 630 軸流送風機之性能表。由表可以看出目前所設計之 630 軸流送風機之最佳全壓效率為 61.13%，如假設所採用之 IE3 馬達其效率為 90%，估算此送風機之全壓電效率為 55.16%，應該符合需求可進行實際硬體製作。

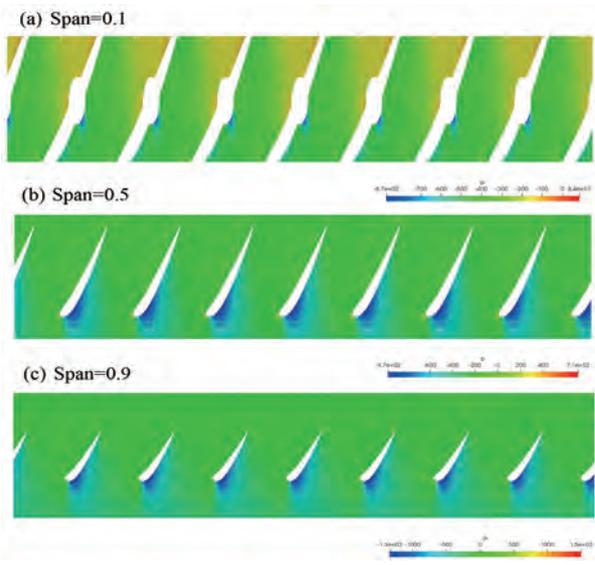


圖 12 於風量為 269 CMM 下，不同翼展之壓力分佈

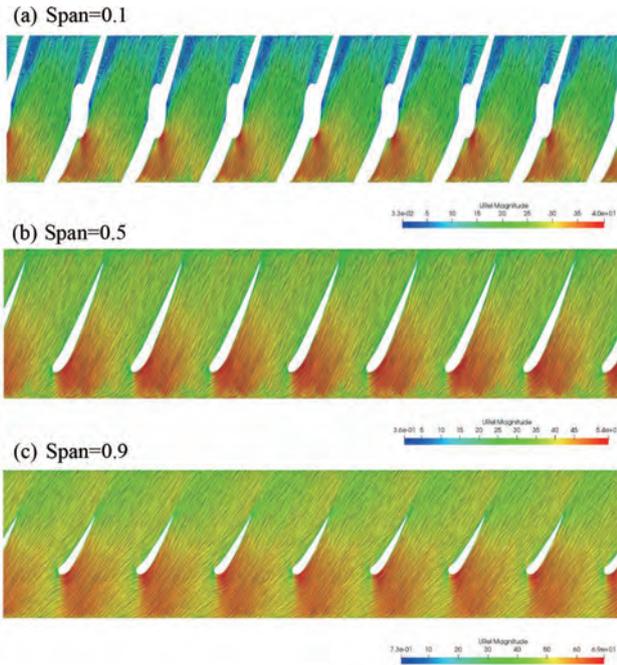


圖 13 於風量為 269 CMM 下，不同翼展之相對速度分佈

表 2 630 軸流送風機性能

Q (CMM)	Flow number	Compression number	全壓效率 (%)	全壓電效率 (%)
308	0.285	0.065	51.9	46.74
269	0.249	0.124	61.2	55.12
231	0.213	0.172	61.3	55.16
192	0.178	0.196	52.9	47.62
155	0.143	0.181	49.2	44.25
117	0.109	0.193	43.9	39.53

根據上述之設計流程，其實際硬體製作並進行測試。本研究之測試方法係採用 AMCA 210 測試標準，其安裝方式採用 Type D，如圖 14 所示。630 軸流送風機之全壓電效率量測值與 CFD 模擬結果比較。從結果顯示，我們發現於最高效率點附近 CFD 模擬結果與實際量測在 5% 誤差以內，由此可知 CFD 模擬可做為送風機開發之可靠工具。另，根據圖 15 我們亦可得知此軸流送風機之能源效率值 (FMEG, Fan Motor Energy Grade) 為 58，滿足節能標章所要求之 FMEG55[12]。



圖 14 630 軸流送風機測試外觀圖

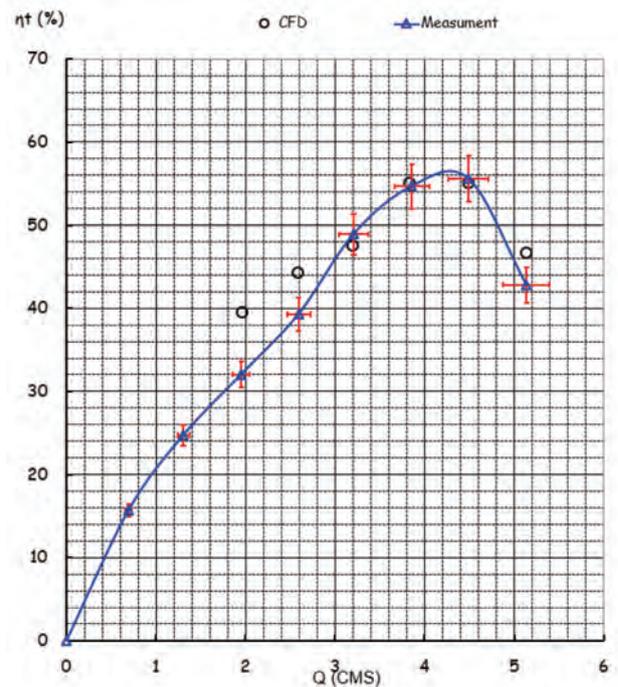


圖 15 630 軸流送風機之全壓電效率量測值與 CFD 模擬結果比較

四、結論

本文研究之目的乃依送風機之設計流程包含概念設計、CFD 模擬與實際硬體測試進行一直徑為 630 mm，其能源效率值符合節能標章之要。從結果顯示，目前所開發之 630 軸流送風機之能源效率值為 FMEG58，符合節能標章之要求。且從 CFD 模擬之送風機之全壓電效率值來看，數值模擬與實際量測於最佳效點之誤差在 5% 以內。而且在整個產品開發過程，透過此開發流程

可以大幅縮短縮短開發時程，且可透過 CFD 之流場可適化了解問題癥結所在並可大幅提升其性能。

五、致謝

本文承經濟部能源局提供計畫資助與支持，使本研究得以順利進行，特此感謝。

六、參考文獻

- [1]AMCA International, Summary 2012.
- [2]May 2013 HPAC Engineering.
- [3]Peter Radgen, Fan Noise 2003.
- [4]<http://www.isi.fhg.de/e/publikation/fans/fans.htm>.
- [5]2016 動力與公用設備補助作業規畫草案
- [6]<https://www.chinatimes.com/newspapers/20190520000198-260202?chdtv>
- [7]2018 非生產性質行業能源查核年報
- [8]Back to Basics Chiller Plant Applications, YORK (2016).
- [9]Sebastian Stübing, Gero Kreuzfeld, Ralph-Peter Müller, Stefan Marth, Michael Schimmelpfennig, “Initial Design and Optimization of Turbomachinery with CFturbo® and optiSLang®,” WOST - Optimierungs- und Stochastiktage 2014, Weimar.
- [10]TCFD® Manual, version 19.10
- [11]Mark Stevens, Fan Performance.
- [12]<https://www.energylabel.org.tw/applying/efficiency/upt.aspx?cid=43>

高性能空氣系統中空氣分佈的舒適性設計

DAN INT-HOUT, AMCA High Performance Air Systems Committee

HVAC 設備的選擇、安放位置以及運行對人員舒適性具有顯著影響，因此也會影響業務運行成本。針對給定的使用場合，為了有效輸送要求的參數，你是如何確定所用裝置及其安放位置是否合適。

當今日益關注氣候變化、資源短缺以及碳排放等問題的同時，非常容易忽視 HVAC 系統設計面臨的巨大挑戰：為居住空間提供適宜的環境，這對商用建築來說更是特別重要，由於這些場所工作人員的人工成本比這個空間中 HVAC 系統的運行成本要高出幾個數量級——在幾乎所有各類建築中，人員工資成本比能源成本要高 200 倍——因此，通過 HVAC 部件的選擇、安放位置以及運行來為工作環境提供最大舒適度就很有意義了。

在 2018 年的 AMCA 動態 2 中討論的高性能空氣系統（HPAS）是為商用建築環境提供舒適和通風效果的成本效率極佳的解決方案，本文將進一步討論對於給定使用場合如何確定設備的適用性，以及如何確定這些設備安放的位置以得到所要求參數的有效分佈，包括溫度和室外空氣。

更為重要的是，本文將討論在設計時如何確定室內空氣分佈的有效性。在開放式辦公區域（沒有封閉的房間或用牆分隔的隔間）採用空氣擴散性能指數（ADPI），其它空間採用空氣射流，我們可以確信是否提供了舒適環境。

討論將集中在變風量和定風量管道式 HVAC 系統，系統送風包括集中式（冷凍水）和分散式（配備壓縮機的機組）系統，本文集中討論建築使用區域冷、熱空氣的輸送問題。

什麼是 HPAS ？

常由冷凍機、空氣處理裝置、末端機組或冷凍機和風機盤管組成，現代高性能空氣系統（HPAS）擁有眾多優點，例如獨立溫度區域和戶外空氣與在循環空氣的 100% 高效過濾等，新的技術特性從根本上改進了能源效率，這些技術特性包括：積極的送風溫度與冷凍水溫度的重置，按需求控制的通風，採用熱回收措施的整體經濟性裝置，濕潤環境中回風和新風的分別處理，排風能量回收的合理使用，整個建築物熱泵冷凍機熱回收以及 100% 電力運行選項。

ADPI 和空氣射流

ADPI 是建築空間人員居住區域關於溫度和氣流速度的單數 值指標，可以根據標準 ANSI/ASHRAE 113 “房間空氣擴散測試方法” 測量得到，在某種意義上講，ADPI 可以衡量區域內空氣混合的程度（圖 1A 和 1B），但限於擁有多個散流器、層高 8 ~ 10 英尺（2.4~3.0m）這樣的典型開放式辦公區域，不適用於周邊式或封閉的（隔牆高達天花板）的辦公室或加熱效果評估。預估 ADPI 時考慮的因素有出口氣流類型、散流器間距、理想氣流（通常基於再生噪聲）50fpm（0.25m/s）處的射程以及房間負荷，然後將處的射程以及房間負荷，然後將 ASHRAE 手冊—Fundamentals3 中的 ADPI 表中數據輸入，通常採用製造商軟件。

對於大部分辦公類型的空間，推薦 ADPI 大於等於 80%，並由此證明滿足 ANSI/ASHRAE 55 “人員居住熱環境狀態” 關於垂直分層溫度 5.4 °F (3°C) 的限制要求。



圖 1 A 和 1B 基於速度為 50fpm (0.25m/s) 指向散流器之間中點的等溫射流，ADPI 有助於舒適性設計。與回流和平行流型不同，ADPI 大於等於 80% 表示空間內充分混合，如果 ADPI 小於 80%，那麼裡面的人員會感到不舒服而投訴。上圖中，左面展示了較佳的 ADPI，右面表示 ADPI 不佳 WR36/Shutterstock

一旦確定了設計負荷、間距下的散流器性能，就可以確定計算 ADPI 高於 80% 所需的最小可能的風量，由此，很容易就能得到最佳分隔距離和最小建議風量。

重要之處在於應注意大部分聲學技術要求中噪聲評價 (NC) 標準值為 35，考慮到實際的房間聲學特性和遜於理想要求的進氣狀態，ASHRAE 建議將 NC 值增加 5。對於流過 4 通道出口的給定氣流，分隔距離可以簡單地計算為根號內總風量除以單位面積風量，要注意的是，這個計算與散流器的任何性能參數無關，除了噪聲。ADPI 參數 L 為分隔距離的一半。



圖 2 周邊式的空間 (左側) 與內部空間 (右側) 氣流分佈的差異 ImageFlow/Shutterstock

知道分隔距離以後，，就可以使用 ADPI 確定最低的允許風量，注意，有些天花板上的出風口會不能向下吹風。

也可以採用製造商的數據來確定任意出風口

的射程，並可以直接看到射流，另一個不同於 ADPI 的方法是，在不同散流器之間的中點，確保 50fpm (0.25m/s) 射程邊界不發生衝突，中點宜不超過分隔距離加上天花板到舒適區域頂部的距離，通常為 3ft (0.9m)。

改變負荷

經驗法則。在 1980 年代中期，越來越多的變風量 (VAV) 系統採用電子化控制，照明的穩定化程度遠低於 1960 年代，當時已經確立許多設計方法。作為一個法則，設定室內空間的風量為 1cfm 每平方英尺 (0.47 升每秒，l/s)，這樣，VAV 設計就變得非常簡單了；第二個法則關心的是聲學，在技術規範中普遍採用 NC35 作為室內空間最高期望噪聲水平；最後，由於氣動控制具備一定的能力來解決小流量問題，VAV 的控制箱就能設置 30% 最小風量，這成為了另一個經驗法則。

當然，沒有任何事情會永遠不變的。現在的照明負荷已經低於 1W 每平方英尺 (10.8W 每平方米，W/m²)，因為現代計算機和屏幕需要的電流遠低於老式的辦公設備，而且現在的辦公區域越來越擴展；另外，VAV 控制盒探頭的線性度遠遠低於任何控制器解決低流量問題的能力，結果就是室內區域負荷可能遠低於 22Btuh (6W 每

平方英尺， $64.6\text{W}/\text{m}^2$ ），這取決於 55°F (12.8°C) 時 1cfm 每平方英尺的風量，如果 VAV 控制盒設定在 30% 的最小風量，那麼很可能最小風量會超過空間負荷，使得這個空間會過冷。

在加州森尼韋爾的互聯網供應商雅虎的園區開展的舒適性與能源研究 4 顯示，在 30% 的 1cfm 每平方英尺 (0.47 升每秒， $1/\text{s}$) 時，空間將會過冷，每當下午僱員在 68°F (20°C) 的工作場所會感到很不舒服，降低最小設置會使得實測負荷相當於 0.22cfm 每平方英尺 (0.011 $1/\text{s}$ 每平方米)，非常接近加州的最小通風量要求，這個結論影響非常大，因為加州森尼韋爾的室內負荷與薩斯喀徹溫省薩斯卡通的相當類似。



圖 3 安裝在開放式天花板上的圓形散流器
tavizta/Shutterstock



圖 4 安裝在封閉吊頂上的方形散流器
tavizta/Shutterstock

應該做什麼。有些工程師會把室內的設計風量降低到實際水平，另外一些則把風量降低到法規要求的最小值，儘管這有助於減少過冷現象，但是仍然存在出風口性能和令人不快的小股氣流問題，所以，我們需要關注出風口。

散流器

選擇與位置。作者 40 多年來的工作中，在開放式辦公區域設計中面對的一個受到關注的共性問題是“我應該把出風口放在那裡？”答案當然是“看情況”——根據成本、性能以及美學等進行考量。

經常需要在成本和性能之間權衡，通常（初次）成本越低、性能越差（噪聲、流型控制、持久性等），對出風口實際性能的理解特性能夠帶來較好的選型和數據。

室內與周邊空間。室內辦公室與周邊式辦公室的空氣分佈有所區別（見圖 2），在室內辦公室只需要考慮室內負荷，如果辦公室至少有一面牆屬於外牆的話，那麼就需要同時考慮內部和周邊負荷，這會影響散流器的選擇和位置。

室內區域。周圍牆面間距超過 15ft (4.6m) 的空間可以考慮看作“室內”，對於大部分來說，除了空調通風的空氣以外，室內空間與外部溫度、濕度無關。

另外增加的循環空氣主要是為了處理顯熱負荷，包括照明負荷，在 1970 年代早期剛開始應用 VAV 時，照明負荷非常高——高達 6W 每平方英尺。隨著能源費用的不斷攀升以及計算機的使用，必需的照明水平已經有所下降。

天板出風口性能。開放式佈置的辦公室，多年來空調都是通過天花板進行佈局，回風也在天花板上，天花板出風口，諸如散流器（圖 3 和圖 4），設計用於冷空氣沿天花板表面的分佈，通過誘導作用混合室內空氣（射流中空氣測得靜壓低於周圍低速空氣），並防止冷空氣因康達效應落入人員居住區域，其性能特性表示為射程、再生噪聲以及風量範圍內所需的壓力。採用射程、散流器間距以及 ASHRAE 手冊——Fundamentals3 中的負荷數據和表格能夠計算 ADPI。

開放式與封閉型辦公室。在封閉性辦公室中，空氣分佈的典型方式是在中央放置一個散流器，封閉型辦公室單個出風口的設計負荷中一般不採用 ADPI，因為射程會夠到牆面，但是如果這種空間中還有窗戶，則需要考慮 ADPI；在進行開放式辦公室空氣分佈設計時，必須考慮高速氣流帶來的射流沖擊和低速氣流造成的垂直落差過大的問

題。如果從地板算起，吊頂高度接近 9ft (2.7m)，ADPI 會是一個好的工具。

ADPI 圖。使用裝置的射程性能以及 ASHRAE 手冊——Fundamentals3 中有關射程與 ADPI 關係的數據，就可以確定出風口有效範圍（ADPI 大於 80%）與風量、單位面積風量以及排列位置等的關係。

對於一個開放式辦公室，採用四通道或圓形出風口，可以採用以下簡單方程計算確定分隔距離：

分隔距離 = $(q/r)^{0.5}$ 其中：

q = 理想 NC 吋的風量，立方英尺每分鐘

r = 單位平方英尺面積的風量

最小風量。然後，採用風量和 1/2 的分隔距離，們可以參考 ASHRAE Handbook——Fundamentals³ 中的 ADPI 表確定最小風量。

敞開式天花板。大部分製造商會提供沿表面的射程測量數據，但是對於敞開式天花板，射程會減小大約 30%。

具有敞開式天花板的開放空間最好使用螺旋風管出風段圓形散流器，送風管道直徑越大，那麼從短的出風段中排風就越均勻；大部分圓形散流器在敞開式天花板上都會有略微向上的排風模式，這常常可以彌補康達效應的缺失，可以避免過多的冷風落入人員居留區域。

條形散流器。在規定使用條形散流器的工作面積時，需要考慮端間距，在設計風量較小的情況時（小於 1cfm 每平方英尺），採用 4-ft (1.2m) 條形散流器、間距 8ft (2.4m) 佈置，這樣可以得到 12-ft (3.7m) 的區域寬度，把這個分成 (q/r) 就得到空調空間的長度，對於單通道排風口，這個就是到下一個出風口的距離，對於雙通道排風口，這個長度就是到下一個散流器距離的一半（但是總的間距相同）。條縫散流器的 ADPI 採用 100-fpm (0.51m/s) 的末端風速（不是其它時候用的 50fpm），但是分析方法相似。

格柵。在開放式辦公區域很少使用格柵風口，如果使用的話，通常不能採用 ADPI 進行有效計算，

因為天花板高度常常遠超 9ft，而且通常沒有吊頂。使用條縫散流器時，採用出風口間距確定給定設計風量下的作用面積，而格柵風口由於擴散增強導致射程縮短，通過調節水平葉片可以控制垂直落差過大的問題。

為了避免回風問題，對向佈置的格柵不能採用 100fpm 確定射程。

周邊型區域。當今，周邊型的負荷要遠低於 1970 年代開始採用的頭頂上方供熱時的負荷，但是數據顯示，有效的頭頂供熱方式要求房間到排風口的 ΔT 不得超過 15 °F (9.4°C)，而且由窗戶的冷表面產生的向下的對流氣流，最好與從窗戶向下的溫熱（而不是熱）空氣混合處理，ANSI/ASHRAE 標準 62.1, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality 中提到，如果排風 ΔT 超過 15 °F，或 150-fpm (0.77m/s) 的射程沒有達到地板的 4.5ft (1.4m) 範圍內，通風氣流會出現短路回到天花板上的回風口，這時需要增加通風量，ASHRAE 手冊——Fundamentals3 指出，這也會導致過度的垂直分層，從而導致不符合 ANSI/ASHRAE 標準 62.1。

周邊型散流器。周邊性區域使用的出風口要求盡可能接近，以使得在供熱風量下 150-fpm (0.77m/s) 射程能夠投射到窗戶，理想情況下，條縫散流器佈置在距離窗戶幾英尺的地方並採用雙通道出風，在供熱時 ADPI 實際上不起作用，因此在最新研究的基礎上提出了幾種建立額定方法的建議，要點在於設計階段就要明確規定條縫散流器模式控制器調節的責任，並在建設階段進行驗證，這項工作最好由負責安裝的承包商完成。

末端裝置的選擇

有多個法規會對空氣分佈系統的設計產生影響，有些引用 ASHRAE 標準，另一些則包含這些內容，所有標準都可以看做“謹慎性合格標準”，因此最好能理解其中的要求。

ASHRAE 標準 55, 62.1, and 90.1.大部分法規引用 ANSI/ASHRAE 標準 62.1 和 ANSI/ASHRAE/IES 90.1, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Building*，還有很多法規

引用 ANSI/ASHRAE 55，但很少規定。ANSI/ASHRAE 標準 62.1 和 ANSI/ASHRAE/IES 90.1 是能源與環境設計 (LEED) 綠色建築評級體系的先決條件，因此必須滿足，而遵守 ANSI/ASHRAE 55 是可選的，但分值高達 3 個 LEED 分。雖然 ASHRAE 手冊——Fundamental³ 建議，如果排風溫度高，房間可能過度分層，但 ANSI/ASHRAE/IES 90.1 限制了會被再次加熱的空氣量，使得單風管再熱系統在北方氣候條件下難以保持舒適，解決方案是採用風機驅動的末端裝置。

單風管 VAV 再熱末端裝置。單風管 VAV 裝置 (圖 5) 已經普遍使用了 50 年，在溫和的氣候或建築通過周邊供熱的補充，可以滿足大多數居住者的舒適需求；因為受到氣動風速控制器能力的限制，VAV 裝置的應用一度下降，而現代直接數字控制器極大地擴展了“壓力無關” VAV 裝置的使用範圍。



圖 5 單風管末端裝置 Photo courtesy of Krueger

由於 VAV 裝置中的進氣探頭已經得到改進，因此現在的 VAV 裝置既能很好地控制風量，又能有效進行溫度控制。目前的 VAV 裝置的特點就是使用了信號放大的探頭，在進行不同探頭的測試中，所有 5 個型號都表現出線性響應（對信號的平方根），直到流量不可能被直接的數字控制器再現，因此，控制器上的傳感器是目前設置低流量限制的裝置，有些製造商曾經建議的最小信號為 0.03 in. wg (7.47 Pa)，現在則建議為 0.01 in. wg (2.49 Pa)。

熱水盤管的再熱能力有限，原因與流動、湍流和迴路有關，而且它們的選用經常受到建築周邊熱阻改善帶來的低建築負荷的挑戰，在一些鍋

爐設計中，由於熱水進水溫度較低，而回水溫度受到限制，使得情況更加複雜，在一些新的設計中出現了增大用水盤管以降低氣流壓力降的方案。

近幾年來，行業內已經可以看到風機輔助 VAV 裝置的變化趨勢。



圖 6 風機驅動的末端裝置 Photo courtesy of Krueger

風機驅動的末端。風機驅動的 VAV 裝置 (圖 6) 從 1970 年代開始就得到了廣泛的應用，主要有兩種型式：並聯和串聯。

在需要供熱的時候，並聯裝置結合 VAV 風閥將靜壓箱空氣引出，風機風量與 VAV 風閥相互獨立。

串聯裝置引出靜壓箱空氣，這些空氣在通過風機之前已經與來自 VAV 風閥的一次空氣進行了混合。風機輸送的風量不得小於 VAV 閥門的，以防止回流進入天花板上的靜壓箱。

採用並聯裝置時，集中式系統的風機將通過裝置送往散流器；採用串聯裝置時，系統只需要將空氣送到 VAV 進口，這樣的話系統中風機所需靜壓就比較低，然而串聯風機在有人時候必須一直運行，但是採用定風量串聯裝置時，調小散流器已經不再是一個問題了。選擇串聯或併聯，哪個會好一些呢？

答案往往更多地取決於當地常規做法，而非實際數據。許多建築法規對電機總功率或其它衡量參數有要求，但是現有的建築負荷軟件不能準確反映新技術帶來的節能量。ASHRAE 與空調供熱製冷協會 (AHRI) 共同開展的研究項目，專門針對串聯裝置與並聯裝置以及固定分相的電容器式 (PSC) 電動機與電子換相電機 (ECM) 的系統能耗進行研究。

能源使用的確認。ASHRAE 和 AHRI 聯合研究項目的目的是產生數據，以便進行準確和有效的能源使用計算，研究項目 1292 在德州 A&M 大學進行。

已經發表了二十多份關於這項研究結果的技術論文，另外，*ASHRAE Journal* 還分三部分發表了系列文章，分別介紹了研究的目的⁶、研究結果的總結⁷、EnergyPlus 軟件與其它能源模型缺點的討論⁸等。

數據顯示，在大部分場合，使用 ECM 的串聯裝置的能耗低於使用 ECM 或 PSC 電機的並聯裝置；另外，如果風機風量減小到低於設計負荷而不是保持恆定時，串聯裝置節能顯著**最小推薦風量**。當接近一次（VAV）風量時，採用 ECM 的串聯風機裝置可以下調，在下調工況點的能耗將顯著減少，調小的程度主要取決於散流器的選用及其間距。。

總結

在大型建築 VAV 系統設計時，必須瞭解每個部件所起的作用。空氣處理裝置用於向區域送風，他們跟蹤需求並確定總送風量；末端裝置用於調整區域送風量和控制噪聲；散流器用於空間內的空氣混合，確保舒適、沒有回流或滯止。每一種裝置都同樣重要，一個精心設計的 HPAS 所有功能一起發揮，為居住者提供一個可接受的環境。

備註和參考文獻

- 1) Assuming the ANSI/ASHRAE Standard 62.1, *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*, default occupancy of 150 sq ft (13.9 m²) per person, an annual employee cost (salary, taxes, benefits, etc.) of \$70,000 per person, and an annual energy cost of \$2 per square foot.
- 2) Bade, J.E., Faris, G., Int-Hout, D., & Terzigni, M. (2018). High-performance air systems for improved comfort, energy efficiency, IAQ. *AMCA inmotion*, pp. 2-8. Available at http://bit.ly/AMCAinmotion_2018

- 3) ASHRAE. (2017). *ASHRAE handbook—fundamentals*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- 4) Arens, E., et al. (2015). *RP-1515—thermal and air quality acceptability in buildings that reduce energy by reducing minimum airflow from overhead diffusers*. Atlanta, GA: ASHRAE.
- 5) Paliaga, G., Zhang, H., Hoyt, T., & Arens, E. (2019, April). Eliminating overcooling discomfort while saving energy. *ASHRAE Journal*, pp. 14-28.
- 6) Faris, G., Int-Hout, D., O' Neal, D., & Yin, P. (2017, October). Fan-powered VAV terminal units. *ASHRAE Journal*, pp. 18-24.
- 7) Faris, G., Int-Hout, D., O' Neal, D., & Yin, P. (2017, November). Fan-powered VAV terminal units, part 2. *ASHRAE Journal*, pp. 20-28.
- 8) Faris, G., Int-Hout, D., O' Neal, D., & Yin, P. (2017, December). Fan-powered VAV terminal units, part 3. *ASHRAE Journal*, pp. 42-45.

關於作者

Dan Int-Hout 為 Krueger 總工程師。

高性能空氣系統與其它型式系統

作者：GUS FARIS, AMCA High Performance Air Systems Committee

下表就有關關鍵性能特徵和能力對高性能空氣系統（HPAS）與其它三種 HVAC 系統進行了比較：

- 可變製冷劑流量（VRF）——通常是帶有通用冷凝裝置一組無管道的微型分離器。
- 冷梁（CB）——通常，一個或多個製冷機、一個室外空氣處理裝置，以及冷梁、冷卻水（僅顯熱冷卻）冷卻盤管，這些冷卻盤管放置在箱體中，室內空氣與室外空氣混合後，通過散流器輸送到所用的空間。風機盤管或串聯佈置風機驅動的末端設備可能需要進行增壓，室外空氣處理裝置在空氣被分配到冷梁之前提供所有潛冷。
- 水源熱泵（WSHP）——獨立的封裝單元機組，包括風機、盤管和壓縮機，通常用於一個單獨的小型區域。

性能特性 / 能力	HPAS	VRF	CB	WSHP	評價
舒適性控制	✓				變風量末端裝置根據舒適性要求對氣流進行微調，而空氣處理裝置排出的空氣溫度保持恆定，可以保證恆定的顯熱比和低濕度。工程管道系統在末端設置高性能的散流器，可以消除回流，確保空間內的適當混合。
基本系統包含戶外空氣	✓				有了 HPAS，室外新風通過風道系統輸送到各個區域，不需要額外的管道系統或新風處理裝置。
經濟性	✓				HPAS 可在水側或空氣側與經濟運行裝置一起使用，這可以節省大量的能源，在任何氣候條件下都不會讓人感到不舒服。
同時供熱和製冷	✓				HPAS 可以同時供熱和製冷，在大型單一區域，充分的混合可以避免再加熱和再冷卻。
安靜運行	✓		✓		集中式系統非常安靜，因為風機位於居住空間之外，此外，居住空間內也沒有壓縮機噪聲。
維修保養	✓				在 HPAS 中，設備維護通常在機房或室外的冷凍機上進行，幾乎不存在就地區域的維護工作，天花板上沒有冷凝水凝結的可能。
過濾	✓				在 HPAS 中，空氣處理裝置具有足夠的過濾能力；適當選擇的空氣擴散組件可將高度混合的空氣輸送到各個區域，能提供優越的舒適性，滿足 ANSI/ASHRAE 標準標準 62.1 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality 和 ANSI/ASHRAE 55 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy 的要求。
製冷劑安全性	✓				在 HPAS 中，所有的製冷劑都在冷凍機內，位於居住空間之外並遠離居住空間，極少會出現洩漏現象。
記錄的性能	✓				HPAS 的性能成本有詳細的文檔記錄，而且無所不包；系統總能耗在獨立的（ASHRAE/AHRI）研究中也有詳細的描述。
運行的穩定性	✓				HPAS 能夠在所有季節和季節變化中始終如一地運行。

Gus Faris 是 Naylor Industries Inc. 的技術副總裁。

使用天花板循環扇之節能與熱舒適分析

王輔仁¹、張玲蘭²、林蔓懿¹、BowoYuliPrasetyo¹
 1 國立勤益科技大學冷凍空調與能源系，台中，台灣
 2 國立勤益科技大學精密製造科技研究所，台中，台灣

摘要

對於重度仰賴進口能源的台灣而言，如何節能始終是我們無法逃避的議題；然而，隨著科技時代水準的提升，人們希望節能但又不願意犧牲舒適的生活品質，因此對於如何平衡節能與熱舒適成為值得重視的探討。本研究是以小型辦公室空間為研究標的，空間內有獨立式空調設備，以搭配天花板循環扇增加氣流的方式，去探討提高室內設定溫度 2°C 的舒適性。研究分為三個方面進行，有現場物理參數蒐集、對實驗對象進行環境熱舒適問卷調查以及 CFD 氣流模擬。結果顯示，循環扇增快空間內的溫度與氣流的均勻度，除了噪音外，受測者對於熱舒適滿意度沒有下降，並且因設定溫度提高 2°C 而降低能耗約 10%。因此，通過提高室內溫度設定並配套提供加強氣流的設備來實現節能及滿足熱舒適要求是可行的。

關鍵字：天花板循環扇、熱舒適、問卷調查、現場量測、電腦模擬

一、前言

現代人的生活越來越倚賴空調設備來渡過漫漫炎熱的季節，而能在舒適的室內環境中享受涼爽的溫度及氣流帶來的歡暢感，並不是難事。然而，能源的持續消耗是必須付出代價的，所以各方的研究協助我們來找平衡點。

袁萌 [1] 等人以中國某大學學生為對象進行問卷調查，問卷內容包括熱感覺、濕度感覺、以及熱舒適性投票三部分，同時並即時測量和記錄測試地點的溫、濕度等參數。綜合 200 份問卷及

參數內容顯示實驗結果：大多數受測者滿意的溫度在 21~25°C、濕度在 45%~55% 之間的範圍。C. Candido[2] 等人針對巴西某大學的自然通風教室進行冬、夏兩季現場量測及熱舒適問卷調查，有效問卷共 2075 份，結果顯示：在濕且熱的天氣，提高氣流速度能改善受測者的熱舒適感受，並且統計數據資料顯示：當操作溫度 26°C 時，最佳風速為 0.4m/s，操作溫度 30°C 時，最佳風速為 0.9m/s。當操作溫度大於 31°C 時，提高風速已經無法改善熱舒適。L.A. López-Pérez[3] 等人針對墨西哥暖季的教學大樓進行熱舒適研究，該研究以自然通風空間及有空調設備空間，收集共 496 份有關熱舒適度、環境溫濕度及風速等參數資料的問卷。結果發現：在提高風速的情況下，舒適溫度可提高至 2.5°C，舒適溫度與風速呈現正比現象。

謝桂平 [4] 以 2.8kW 及 4.1Kw 兩組分離式冷氣機進行實驗，設定四種運轉溫度：25°C ~28°C，運轉時間：6~8 小時，並記錄多項物理參數。結果顯示，2.8kW 冷氣機每提高 1°C，可以減少 6%~10% 的耗電，而 4.1kW 冷氣機每提高 1°C，可以減少 4%~6% 的耗電。而 A. Lipczynska[5] 等人針對位於新加坡的辦公空間，進行提高空調溫度設定並配合吊扇增加氣流的實驗，測試溫度由 23°C 逐漸調高至 28°C，測試中均使用吊扇。結果發現：溫度 26°C 使用吊扇滿意度最高，且有 44 kWh/m²yr 電量的節能表現。陳銘雄 [6] 採用 ASM(Automatic Sampling Method) 自動連續監測法，進行對電力、環境物理參數量測蒐集，同時並進行熱舒適問卷調查。調查結果顯示：夏季無人教室的 PMV 量測值介於 0.97~2.94 不舒適的範圍。如果沒有使用空調設備則空間環

境溫度須在 27°C ~27.9°C 的範圍內；而有使用空調設備的狀態下則溫度須設定在 24.8°C ~25.8°C 範圍內，才能達到空間環境熱舒適的改善。

M. Hajdukiewicz[7] 等人調查環境條件後通過 CFD 模擬來評估人員的熱舒適。該模擬會依據房間的實際狀況來進行校正來驗證模擬的效果。而 W. Oh[8] 等人研究空速及風向對人員的熱舒適的影響。研究以 CFD 模擬，並通過現場量測來驗證結果。結果顯示：人體每個部位對不同風速有不同反應。當空氣氣流速度越快則對流傳熱的效果越大。

二、研究方法

本次實驗是以位在中部地區大學某教學大樓二樓一間開窗面向北面的小型研究室為實驗空間，研究室為單人使用（如圖 1）。研究室面積為 3.35m × 5.29m，室內實內高 3m，空調設備及天花板懸吊式循環（位置如圖 2），空調設備為 3.1kW(2670 kcal/h) 的定頻分離式冷氣機，詳細規格說明如表 1。循環扇的詳細規格如表 2 所示。



圖 1 教學大樓及研究室現況

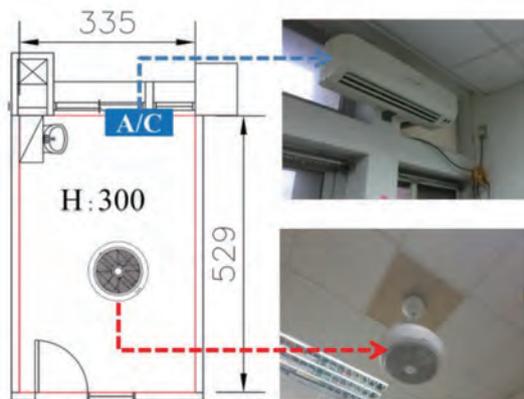


圖 2 研究室平面圖及相關設備位置

表 1 空調設備規格表

設備名稱	冷氣能力	EER	電源	除濕量
定頻分離式 冷氣	3.1kW	3.45	1φ220V	1.8L/hr
	0.9RT (2670kcal/h)			

表 2 循環扇規格表

Type	Photo	Mode*	Power consumption (W)	Noise (dBA)	Dimension (mm)
A		1	25	56	ø496×421
		2	14.5	50	
		3	8.5	40	

*Fan mode:1. High, 2. Medium, 3. Low

現場量測主要是要蒐集辦公空間內的溫度、濕度、風速、噪音、熱舒適等數據，特別是空調設備的耗電量。使用的儀器有風速計、噪音計、熱舒適儀及電力分析儀等，各項儀器規格如表 3 所示。現場量測分為兩個階段進行，第一階段：冷氣溫度設定為 25°C，冷氣出風設定為自動模式。第二階段：冷氣溫度提高 2°C 至 27°C，並加入循環扇運轉。運轉時間都是連續 9 小時，電力分析儀記錄並累計耗電量。

表 3 量測儀器規格表

Apparatus model	Item	Range	Accuracy
ALNOR EBT-721	Velocity	0.0125~12.5 m/s	±3%
	Velocity	0~50 m/s	±3%
TES 1357	Noise	30~130 dBA	±1.5dB
Delta OHM HD 32.3	Black-globe temperature	-10~+100°C	Class 1/3 DIN
	Temperature	-40~+100°C	1/3 DIN
	Humidity	0~100%RH	± 2.0%RH
	Velocity	0.1~5 m/s	± 0.2 m/s (0~1 m/s) ± 0.3 m/s (1~5 m/s)
HIOKI 3169-20	Voltage	150~600V	±0.2% rdg. ±0.1% f.s.
	Current	5~500A	±0.3% rdg. ±0.01% f.s.



圖 3 現場量測照片

本次問卷內容分為基本資料和舒適感受兩部分的調查，基本資料包含受測者的性別、年齡、著衣量及代謝率，感受程度分成 7 等級，是參考 ASHRAE Standard 55 [9] (如表 4 所示)，舒適感受的調查則分別為環境溫度、濕度、氣流、噪音等項目 (如圖 4 所示)。而進行問卷調查的過程分為兩階段進行，第一階段：冷氣溫度設定為 25°C，冷氣出風設定為自動模式；第二階段：冷氣設定為 27°C，冷氣出風設定自動模式，並開啟循環扇，循環扇風速的設定為中速。進行的方式是請受測者先進行第一階段的現場舒適度感受，填寫第一階段問卷後，中段時間進行循環扇的低速、中速、高速這三種風速的分別運轉感受，請受測者做喜好選擇；然後進行第二階段現場舒適度感受，再填寫第二階段的問卷。受測情形如圖 5 所示。

表 4 熱舒適程度表

-3	-2	-1	0	1	2	3
Cold	Cool	Slightly cool	Neutral	Slightly warm	Warm	Hot

◆請問您對於現在的空間環境感受：

等級	-3	-2	-1	0	1	2	3	接受度
溫度舒適感受	<input type="checkbox"/> 非常冷	<input type="checkbox"/> 冷	<input type="checkbox"/> 有點冷	<input type="checkbox"/> 適中	<input type="checkbox"/> 有點熱	<input type="checkbox"/> 熱	<input type="checkbox"/> 非常熱	<input type="checkbox"/> 是 <input type="checkbox"/> 否
濕度舒適感受	<input type="checkbox"/> 非常乾	<input type="checkbox"/> 乾	<input type="checkbox"/> 有點乾	<input type="checkbox"/> 適中	<input type="checkbox"/> 有點濕	<input type="checkbox"/> 濕	<input type="checkbox"/> 非常濕	<input type="checkbox"/> 是 <input type="checkbox"/> 否
氣流舒適感受	<input type="checkbox"/> 無風	<input type="checkbox"/> 微微風	<input type="checkbox"/> 微風	<input type="checkbox"/> 適中	<input type="checkbox"/> 有點強	<input type="checkbox"/> 有風	<input type="checkbox"/> 強風	<input type="checkbox"/> 是 <input type="checkbox"/> 否
噪音舒適感受	<input type="checkbox"/> 非常靜	<input type="checkbox"/> 靜	<input type="checkbox"/> 有點靜	<input type="checkbox"/> 適中	<input type="checkbox"/> 有點吵	<input type="checkbox"/> 吵	<input type="checkbox"/> 非常吵	<input type="checkbox"/> 是 <input type="checkbox"/> 否

◆請問您對於現在的溫度、濕度、風速、噪音，您希望：

等級	-2	-1	0	+1	+2
溫度調整	<input type="checkbox"/> 要降溫	<input type="checkbox"/> 可稍降溫	<input type="checkbox"/> 不需要	<input type="checkbox"/> 可稍升溫	<input type="checkbox"/> 要升溫
濕度調整	<input type="checkbox"/> 要降濕	<input type="checkbox"/> 可稍降濕	<input type="checkbox"/> 不需要	<input type="checkbox"/> 可稍加濕	<input type="checkbox"/> 要加濕
風速調整	<input type="checkbox"/> 要降風速	<input type="checkbox"/> 可稍降風速	<input type="checkbox"/> 不需要	<input type="checkbox"/> 可稍加速	<input type="checkbox"/> 要加速
噪音調整	<input type="checkbox"/> 要降低噪音	<input type="checkbox"/> 可稍降噪音	<input type="checkbox"/> 不需要	<input type="checkbox"/> 可稍加音量	<input type="checkbox"/> 要加大音量

圖 4 舒適感受問卷



圖 5 受測照片

在氣流模擬方面，本次研究是使用 Ansys Fluent 進行 CFD 模擬，以本實驗辦公空間尺度的 3D 模型進行溫度及空氣流速的模擬，模擬邊界條件參考現場實際測量值，空間內熱源來源 3 名人員、2 盞照明、電腦 CPU、電腦螢幕等，並有計算由牆壁、窗戶和門所產生的熱量。空間配置詳如圖 6 所示。模式使用標準的 k-ε 紊流，壁面附近之流體速度以牆函數 (Wall function) 處理。此模擬有四個測量點，位置參考實際現場量測點；點 1 和點 2 的溫度量測，點 3 和點 4 的風速量測，以此數值來做模擬驗證比對數據，位置詳見圖 7 所示。另外，在模擬網格密度的選擇方面，三種

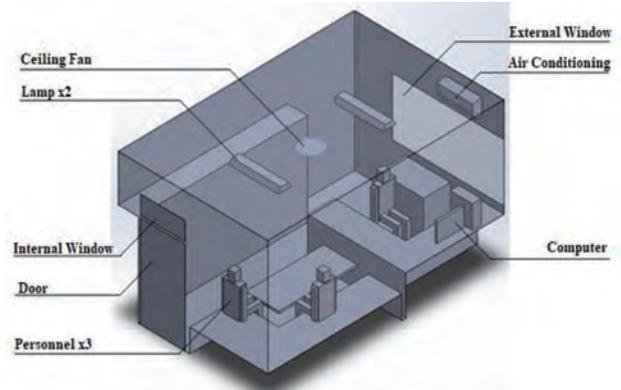


圖 6 CFD 模擬模型

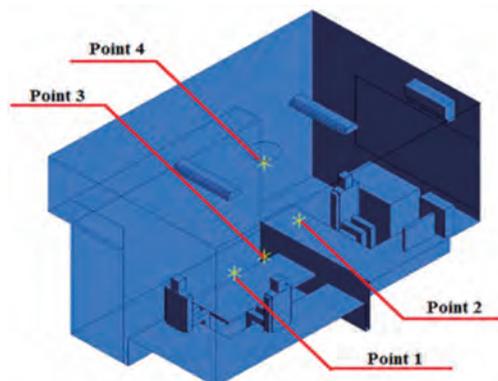


圖 7 模擬監測位置點

不同密度網格中，網格為 1,460,631 的網格模式最符合點 1、點 2 的溫度模擬結果，和點 3、點 4 的風速模擬結果雖有稍微差距，詳見圖 8 所示。所以本研究採用網格為 1,460,631 的中網格模式來進行模擬。

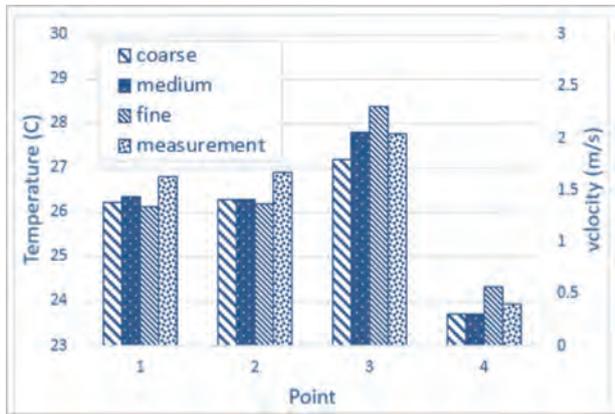


圖 8 模擬驗證圖

三、結果與討論

本次量測的冷氣設備耗電量，量測結果如圖 9 所示。在運轉 9 小時的相同狀況下，第一階段 25°C 的設定模式，只有一次 on-off 的循環，時間點出現在運轉後約第 6 小時，off 狀態後約 20 分鐘，壓縮機再次啟動運轉。而第二階段 27°C 的設定模式則有出現四次 on-off 循環，時間出現在運轉後約第 4 小時，off 狀態後約 23 分鐘，壓縮機再次啟動運轉 1 小時，然後壓縮機才再次 off。由本研究結果發現，當設定溫度提高 2°C 後約能減少 10% 的耗電量。

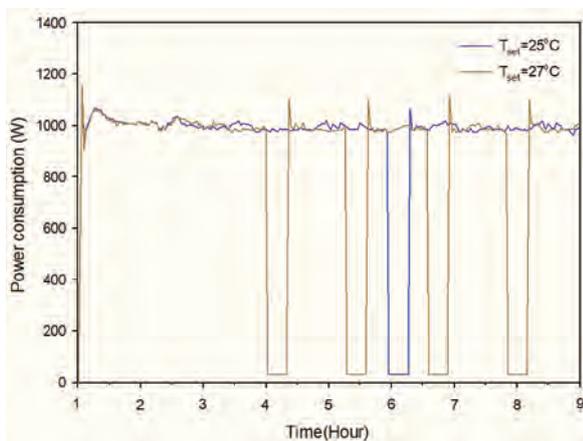


圖 9 空調設備電力耗電圖

卷方面，本次有效問卷共 57 份，性別方面：女性 13 位、男性 44 位。年齡分布在 20 歲以下

的受測者有 5 位，20 歲以上的受測者有 52 位，主要的受測者年齡層分布在 21~30 歲的範圍，詳細資料如圖 10 所示。在著衣量計算方面是參考 ASHRAE Standard 55 的服裝參考值，視每位受測者當日個人穿著來統計歸納數值。而活動量的部分同樣是參考 ASHRAE Standard 55 的標準，因本次實驗設定為辦公空間，所以設定每位受測者都是靜坐辦公的狀態。

問卷的進行分為兩個階段，第一階段為有空調但沒有循環扇的測試模式；中段時間是以循環扇的低速、中速、高速這三種風速的分別進行運轉，請受測者感受氣流的不同；最後，第二階段則為有空調及有循環扇的模式進行測試。在此同時，並記錄乾球溫度、輻射溫度、相對溼度風速、噪音、二氧化碳濃度、IAQ 數據。

問卷結果顯示，設定溫度提高 2°C 加循環扇運轉的模式，使原本在第一階段有 13 位受測者感到有點熱，在第二階段時下降到只有 3 位還感覺到有點熱，大部分受測者則感覺適中，內容如圖 11。而在氣流舒適感受部分，在第一階段有 40 位受測者感到有微風或只有微微風的感受，顯示單靠空調設備輸出的氣流有微弱或不均勻的狀況，在第二階段時情況則有大幅改善，受測者感覺適中的人數由 11 位提高到 39 位，內容如圖 12。至於噪音的部分，在第一階段僅有 10 位感受到有點吵，大多數的受測者感到適中或靜，但在第二階段時情況則有改變，受測者感覺有點吵的人數提高到 24 位，感覺吵的由 0 為提高到有 6 位，內容如圖 13。總之，就此問卷結果而言，溫度及氣流均勻分布使受測者滿意度上升，但須注

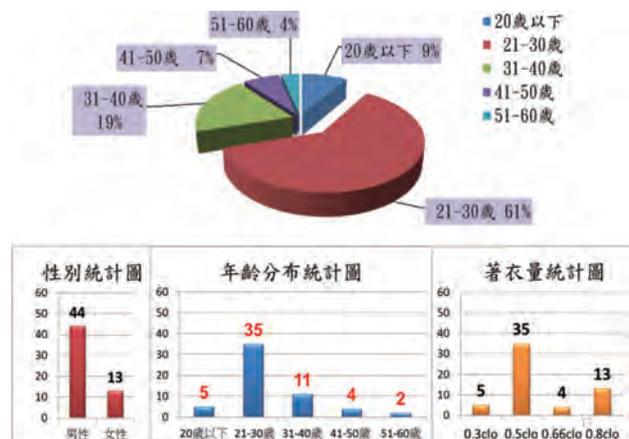


圖 10 受測者基本資料

意的是，此同時所產生的噪音則會使受測者滿意度下降，內容如圖 14。

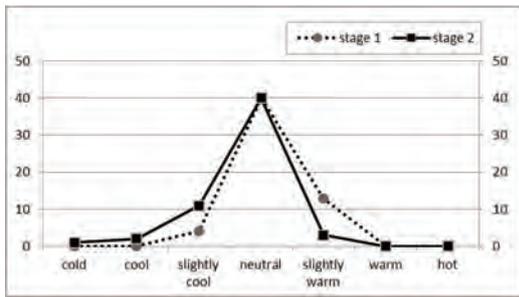


圖 11 環境溫度感受統計圖

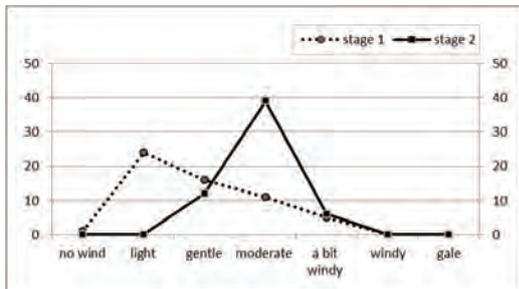


圖 12 環境氣流感受統計圖

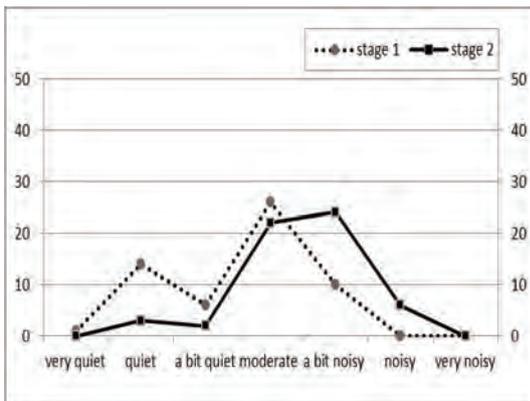


圖 13 環境噪音感受統計圖

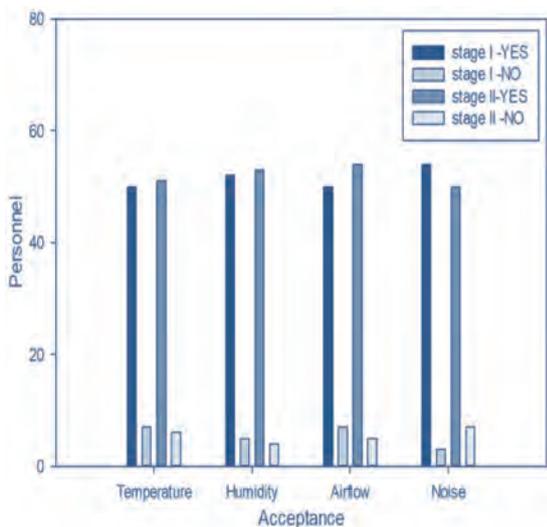


圖 14 環境感受接受度統計圖

本次實驗共設計 4 種模擬情境：25°C 沒有循環扇啟動的模擬模式，27°C 加低風速循環扇啟動的模擬模式，27°C 加中風速循環扇啟動的模擬模式，以及 27°C 加高風速循環扇啟動的模擬模式。圖 15(a) 及 15(b) 為本模擬剖面位置說明圖，圖 16、圖 17 為四種模擬模式的溫度分布結果，圖 18、圖 19 則為四種模擬模式的氣流分布結果。所有的模擬都顯示藉由循環扇加速氣流分布，不管是低速、中速或高速，與未使用循環扇的結果相比，使用循環扇能使空間溫度快速均勻分布，以低速循環扇模擬而言，低速風速能將室內平均風速提高到 0.3 m/s，並降低冷氣直吹出的高速風速，使室內氣流均勻舒適。而無使用循環扇僅以空調設備供風的模擬結果會發現，該模式在空間內會有高達 1.8m/s 的高風速帶來的低溫區，以及室內周邊有氣滯區出現的現象。

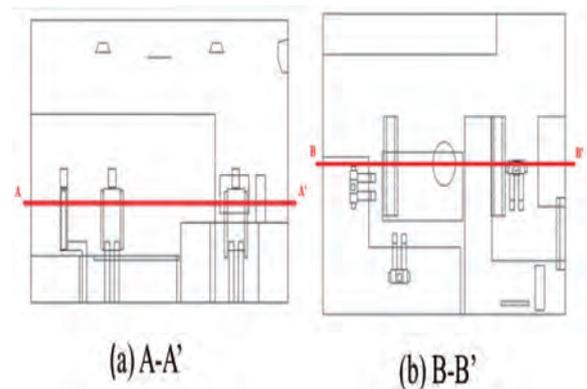


圖 15 模擬剖面監視點示意圖

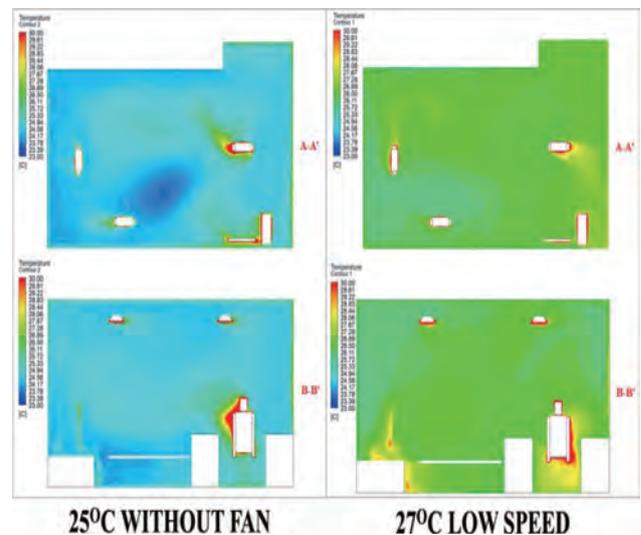


圖 16 模擬溫度分佈圖 (一)

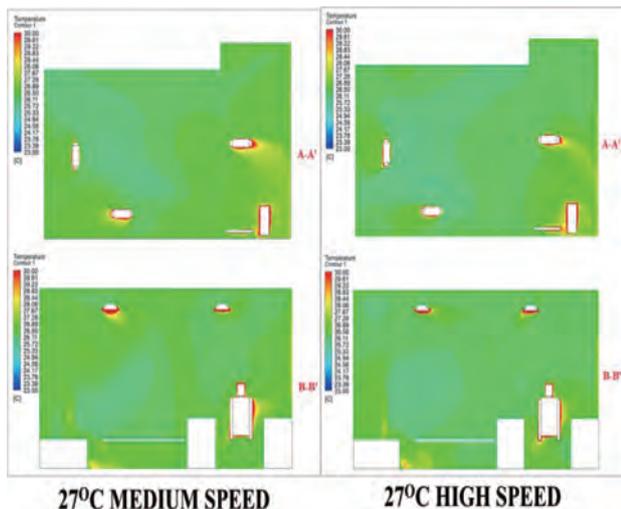


圖 17 模擬溫度分佈圖(二)

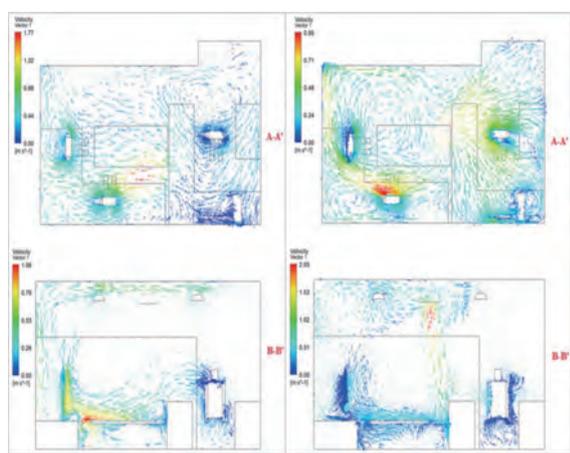


圖 18 模擬氣流分佈圖(一)

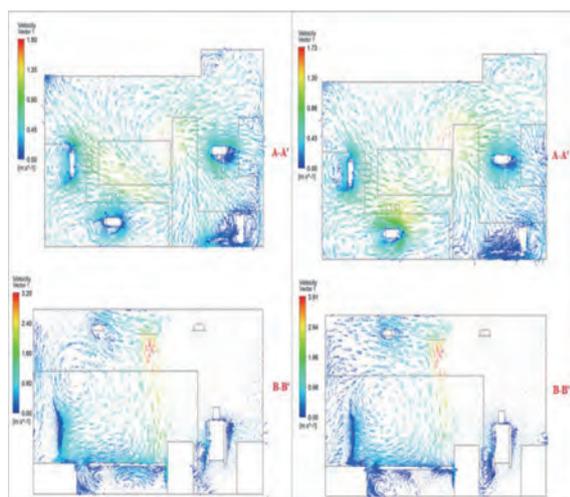


圖 19 模擬氣流分佈圖(二)

四、結論

本實驗主要研究目的在如何節能且兼顧人員的熱舒適。由問卷結果分析得知，當空調設備提高 2°C 的室內溫度設定，並搭配較省電的循環扇

以提升室內氣流均勻流動，結果是大部分受測者因氣流的關係，舒適感受會提升。而設備耗電測試結果顯示，當設定溫度提高 2°C 時，可減少約 10% 的耗電量。另外，由 CFD 氣流模擬結果也顯示，當加入循環扇後會改善空氣流場及溫度分佈。因此，提高冷氣設定溫度並加入循環扇的節能策略對小型辦公室空間而言是可行的方法。

五、致謝

本研究為科技部計畫 MOST 107-2637-E-167-001 及生原家電股份有限公司產學合作計畫資助與支持，使本研究得以順利進行，特此致謝。

六、參考文獻

- [1] 袁萌, 王彥淞 (2014). 室內空氣溫濕度對人體熱舒適性影響的實驗研究. 建築節能 42(282), 17-20. [2] C. Cândido, R.J. de Dear, R. Lamberts, L. Bittencourt(2010). Air movement acceptability limits and thermal comfort in Brazil's hot humid climate zone. *Building and Environment* 45(1), 222-229.
- [3] L.A. López-Pérez, J.J. Flores-Prieto, C. Ríos-Rojas(2019), Adaptive thermal comfort model for educational buildings in a hot-humid climate, *Building and Environment* 150(4), 181-194
- [4] 謝桂平 (2007). 室內溫度設定與冷氣機耗能之關係. 中華水電冷凍空調月刊 (11), 86-92.
- [5] A. Lipczynska, S. Schiavon, L.T. Graham(2018), Thermal comfort and self-reported productivity in an office with ceiling fans in the tropics, *Building and Environment* 135(9), 202-212.
- [6] 陳銘雄 (2005). 從熱舒適度探討學校普通教室節能策略.
- [7] M. Hajdukiewicz, et al. 2013. Calibrated CFD simulation to evaluate thermal comfort in a highly-glazed naturally ventilated room, *Building and Environment*, 70(12): 73-89.
- [8] W. Oh, S. Kato, 2018. The effect of airspeed and wind direction on human's thermal conditions and air distribution around the body, *Building and Environment*, 141(15): 103-116.
- [9] ASHRAE. 2013. ANSI/ASHRAE Standard 55-2013, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ASHRAE, Atlanta.

周邊環境對風機性能之影響研究

Research on Impact of Surrounding Environment Condition on Fan Performance

黃錦文¹、徐永盛²、黃智偉^{3.1}、黃柏鈞^{3.2}、鍾秉霖^{3.3}、陳永鎮^{3.3}、黃義雄^{3.3}

1 金日集團公司總工程師 2 全盛空調技師事務所負責人、空調技師、台北科大企研所碩士班

3.1 金日集團公司中壢二廠 / 和旭機械(股)公司生產部襄理、空調技師

3.2 金日集團公司中壢一廠工程部專員

3.3 金日集團公司中壢一廠工程部專員、專案部專員、中原大學機械系碩士班

摘要

本文主要是針對周邊環境對風機性能之影響做一分析與研究，同時，以冷卻塔所使用之抽(送)風機為標的；概冷卻塔也是一抽(送)風系統裝置之，唯，其所涉及與含括的問題與因素較繁複，是而較具分析與討論上的意義。然而，此等所涉及與含括的問題與因素以目前之學理基礎較無法獲得具體的解決方案；值此，本論文乃利用近代數位科技所發展得數值模擬方法來分析或預測使用或安裝系統之周邊環境不同狀況(含裝設)時可能造成的影響做一模擬分析，經本文所設定之諸案例的模擬與分析結果，得知透過數值模擬工具所得除了可供預測外，亦可分析其趨勢現象及相關參數數據，並可反推其全壓值可能的變化，及其所造成的影響是否仍為該選用風機之允許操作範圍，進而減少可能的損失(如須重置等情形)。然，由這些案例之分析結果，也顯示數值模擬方法仍有無法預測的狀況，因此，較特殊、複雜者仍須搭配實測以修正或明確之。

關鍵字：風機性能，數位科技，全壓

壹、諸論

由流體機械學理 [1] 得知就一風機無論是應用在抽(送)風的系統，其選用依據(基礎)有二參數，即：送(抽)風量(質量或體積流率；Mass or volume flow rate)及所須全壓(Total pressure)。一般而言，送(抽)風量是給予值(或是已知條件)，而全壓值則必須依其既定使用或

安裝系統而經相關計算而得，而此計算是多參數因子，其中風機入口狀況(條件)即是一相當重要的參數。通常，此入口出狀況(條件)即使是既定(設)，其乃是變動因子，尤其是使用或安裝系統的周邊環境狀況，而此又是一無充足數據可參酌者，值此，本論文乃利用近代數位科技所發展得數值模擬方法(Numerical simulation method)來分析或預測使用或安裝系統之周邊環境不同狀況(含裝設)時可能造成的影響做一模擬分析，此結果除了可供預測外，亦可分析其趨勢現象(Trend phenomenon)及相關參數數據，反推其全壓值可能的變化，及其所造成的影響是否仍為該選用風機之允許操作範圍(Operating range)，進而減少可能的損失(如須重置等情形)。回顧相當多的已發表論文或報告等文獻 [2, 3, 4]，得知利用數值模擬應用在抽或是送的通風系統無論風機選用或系統設計是一相當可靠的工具。

基於長期工作之關係，本研究案例擬以冷卻塔(Cooling tower)[5, 6]所使用之抽(送)風機為標的；概此亦屬於抽(送)風機之應用範圍，唯，其所牽涉的範圍較廣、較複雜，除了塔型選用外，尚與應用或運轉時周邊環境有關，諸如：

1. 風機入口狀況(條件)

就應用場合而言，風機入口狀況(條件)如：

- (1) 入口百葉(順風片；Louver)裝置(片數、傾斜角度等)、擋水簾等所造成的影響
- (2) 安裝場所女兒牆(擋風牆)牆高或距塔體寬度所造成的影響

(3) 塔體填充材容積密度或不同間隙 (安裝) 所造成的影響

等均會造成一定程度的影響。

2. 風機出口狀況 (條件)

關於風機出口狀況 (條件) 基本上也有諸多因素, 就以冷卻塔所使用之風機來說, 如風筒擴張角、長 (高) 度, 葉尖與風筒間隙, 風葉盤 (輪轂) 與葉片端間隙 (此尚與葉片安裝角度有關), 離開風筒之擴散狀態、有否阻滯現象 (如控制百葉、外界有否風切問題等) 等。

如此諸多因素而又囿於篇幅, 本研究案例僅擇其中一、二以做為分析與討論對象。

貳、模擬案例

本探究以冷卻塔用之抽 (送) 風機為標的 (如【圖 1】所示者; 此型式即是所謂之「逆向流型 (Count flow type)」者, 而以【圖 1】所示之 (A) 者為說明例), 概基本上其也是一抽 (送) 風系統設計與使用案例。

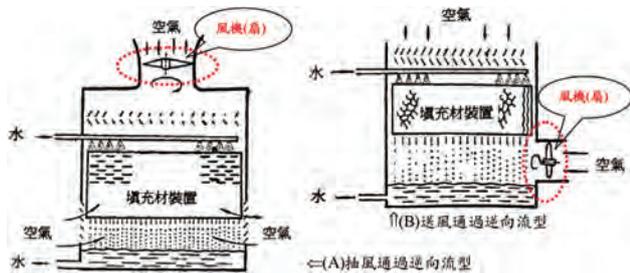


圖 1 機械通風式冷卻塔結構示意 [4, 5]

一、不同外界側風速及風機 (扇) 風筒增高時對冷卻塔之出風影響

關於冷卻塔內風筒與風機間之相關問題相當複雜, 如有學者解明遠等 [7] 對於風筒高度及擴散角不同所造成風筒內空氣流態所發生之改變情形曾進行過相關的研究。其風筒內之速度向量圖與壓力分布圖有如【圖 2】及【圖 3】等所示者。

風機風筒是機械通風冷 塔結構中屬重要組成部分, 其作用主要有兩個: 一是降低冷 塔風機之出口動壓, 進而減小風機之出口動能損失, 減少風機能耗; 二是可以減小或防止冷 塔排出之濕熱空氣的回流。風筒動能回收性能主要由風機風筒之高度與擴散角度及線型來定。一般機械通風冷 塔風筒之設計是依據規範來確定的, 風筒之高度約 $1/2D$ 、擴散角約在 $10^\circ \sim 15^\circ$ 。

對於風機擴散角度, 根據流體試驗可知, 擴

散筒之擴散角約 $14^\circ \sim 18^\circ$ 時流體將不致發生分離現象, 所以直線型風筒之線型與垂直線的夾角, 一般控制約在 $7^\circ \sim 9^\circ$ 。但這些文獻中對風機風筒之研究是基於風筒內部氣體不存在水平流動而進行的, 實際上風機風筒內之氣體流動是十分複雜的, 氣體除了向風筒出口流動外還存在大量之周向運動。此外, 冷 塔風機風筒之設計應該考慮旋轉射流流動的影響。對於風筒高度的部分, 已有文獻顯示: 當風筒高度大於 $1/2D$ 時, 氣流與風筒會開始發生分離現象; 對於不同高度風筒進行測量時, 發現當擴散角相同, 風筒高度 $1/2D$ 時風機風量可增大約 7%, 風筒高度 $1/3D$ 時, 風量僅增大約 3%。

經由一些研究得知, 風機風筒具有動能回收的作用, 且風筒之動能回收率與風筒高度及擴散角有關。但由於旋轉射流會使氣流擴散角比普通射流更大; 同時, 由試驗與測試結果中很難反映出氣體周向運動速度, 因而一些文獻之結論並無法真正的反應出實際狀。

從【圖 2】(A) 及【圖 3】(B) 所示及各型號風筒的動壓分布圖中可以看出, 風機風筒扇葉遠端處動壓最高, 風筒邊壁處會有低壓區。且隨著風筒角度的增大和風筒高度的增加, 風筒邊壁處低壓區逐漸開始擴大, 即流體主流開始逐漸與風筒邊壁分離。另, 從【圖 3】(B) 中可以看出, 風筒高 3 m, 擴散角 28° 時, 風筒邊壁處已經出現明顯地流動分離。

當風筒擴散角由 14° 增大到 32° 時, 兩種高度風筒的動能回收率的變化規律都是先增大後減小: 風筒高 3 m 者, 當擴散角 18° 時動能回收率達到最大值, 38.90%; 風筒高 2 m 者, 擴散角 20° 時動能回收率達到最大值, 36.17%。這是由於風筒高 3 m 時比風筒高 2 m 者, 流體在流動中會先形成分離現象。

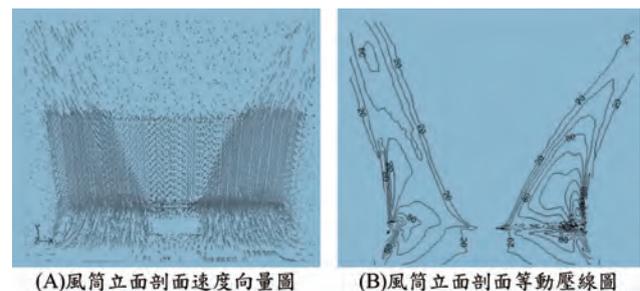


圖 2 風筒高度 2 米及擴張角 16° 者其風筒內之速度及壓力 (Pa; 動壓) 分布圖 [7]

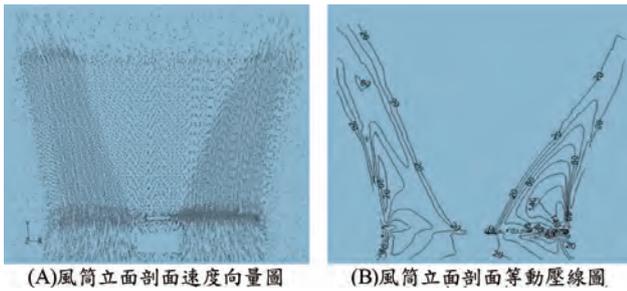


圖 3 風筒高度 3 米及擴張角 28° 者其風筒內之速度及壓力 (Pa; 動壓) 分布圖 [7]

另，經由數值分析對風機出口之平均動壓可以得知，當不設置風筒時，風機上斷面之動壓約 70.03 Pa，設置風筒後由於風筒出口面積較大，出口速度減小，風筒出口動壓基本上會小於 50 Pa，因此設置風筒對於風機減少動能損失是十分必要的。此外，由【圖 2】(A) 及【圖 3】(A) 可以看出，由於風機輪殼後方流體流動速度小，且扇葉區域內流體有向遠離風筒中心方向流動之趨勢，所以流體在風機風筒之中心區域會形成比較大的低壓回流區，回流速度較小，導致風筒出口斷面之風速分布較不均勻，遠離風筒中心處流體流速較大，中心區域流速較小。

基於如上之論述，風筒高度及擴散角不同所造成風筒內空氣流態會有所發生改變是一不爭之事實，是而本案例另擬以風筒加高時可能之影響預測。

(一) 初始設計

- 冷卻塔出口風機為 40 ft(12,192 mm)
- 通過風量為 48,125 m³/min；全壓為 0.181 kPa；速度壓(動壓)為 0.0249 kPa
- 風機靜壓效率 67.4%
- 風筒高度 3 m；假設出口擴張角度為 12.8°

(二) 模擬與分析

1. 各種狀況與模擬要項

- (1) 風機出口有側風速(切)時之情形；
- (2) 風筒加高 3 m(出口擴張角度仍為 12.8°)時之情形。

側風速分別為 2 m/s、3 m/s 甚至到 10 m/s 及風筒加高 3 m 時本模擬結果其速度向量及輪廓有如【圖 4】~【圖 7】等所示者。

2. 小結

在外界側風為 2 m/s、3 m/s 甚至到 10 m/s 時，即使風筒筒身加高(本案例以加高 3 米為解說案例)，都無回風情況發生，概塔體型原本就很大，側風過塔體反會呈現向上氣流；目前遇過熱回風都是在侷限空間內才會發生，這樣的開放空間應不至於產生熱回風現象，所以標準塔型都不至於會產生熱回風。

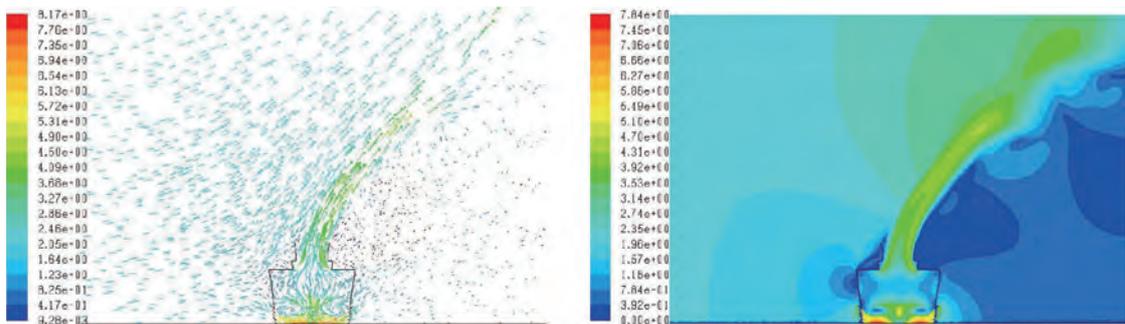


圖 4 側風速 2 m/s 時之速度向量(左)及輪廓(右)圖

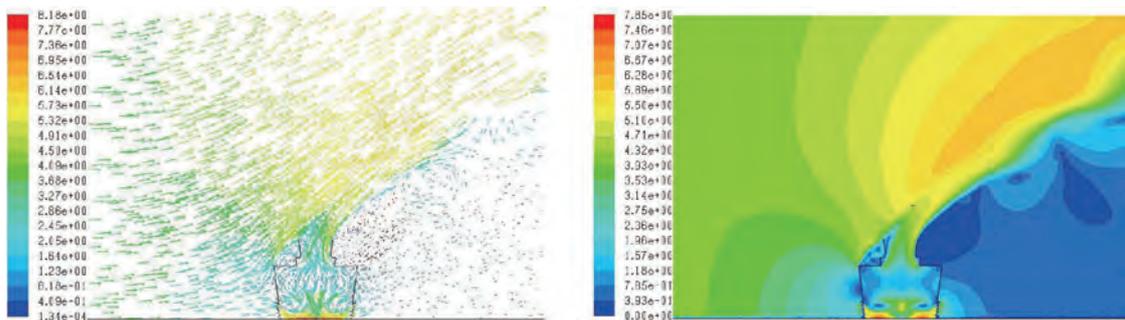


圖 5 側風速 3 m/s 時之速度向量(左)及輪廓(右)圖

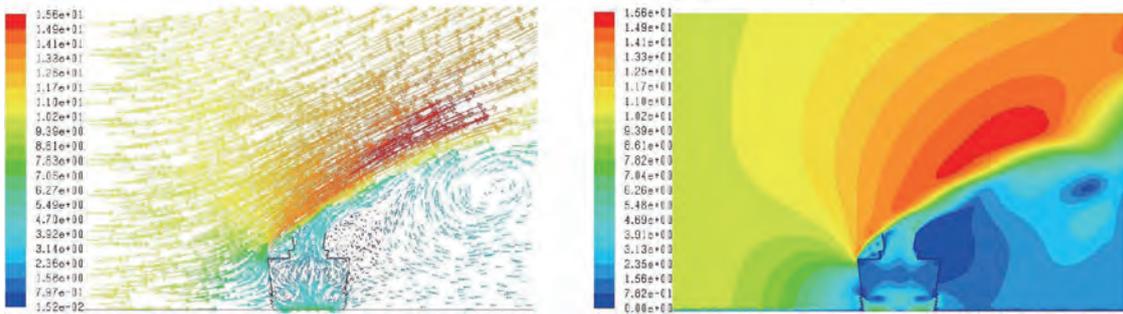


圖 6 側風速 10 m/s 時之速度向量 (左) 及輪廓 (右) 圖

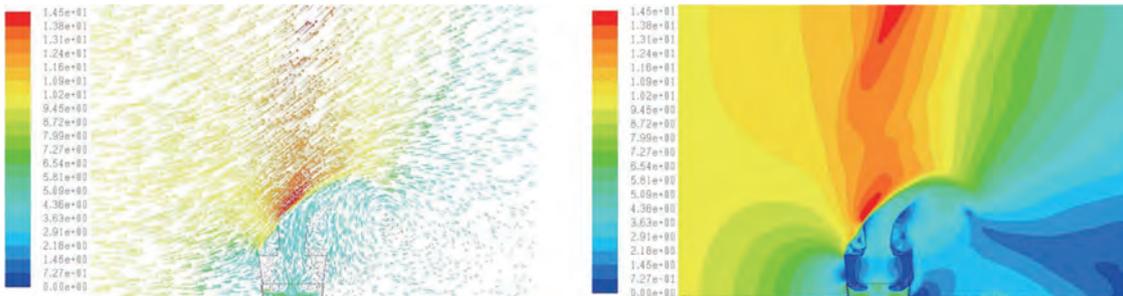


圖 7 風筒加高 3 m 時而側風速 10 m/s 時之速度向量 (左) 及輪廓 (右) 圖

圖 7 風筒加高 3 m 時而側風速 10 m/s 時之速度向量 (左) 及輪廓 (右) 圖

當採用圓弧形或近似直角形之大型塔之風機進風口來說，風筒高度 1.5 ~ 3.0 m 的直圓筒。通常風筒高度不小於風機直徑的 20 ~ 30 % (即 $> 0.2 \sim 0.3D_b$)。

風機直徑大的另一好處是：從冷卻塔內之填充材到風機段的氣流收縮較小，因而流動分離現象的形成也會相對地減少。風機直徑雖不能用得太小，並不是意味者風機直徑越大越好，由於風機直徑太大，亦會產生其它之不利因素，如重量大、成本高等。冷卻塔之風機須根據設計須求以進行選擇。

加風筒的主要目的是讓出塔之氣流有所擴散，以減小氣流速度，進而減少氣流之動能損失。在電動馬達功率不變的情況下，能量損失若能減小，則可有效地增加風機動壓與靜壓，增大揚送風量。但所增加之風量與風筒的高度並不一定會呈線性關係，且風筒過高時所受到外界風壓也會隨之增大，因此風筒的高度應由其經濟性比較以決定之，通常取值 $h/D = 0.5$ 。一般的原則是要求風筒高度盡量低，而增大出口處之截面積，使出風口處之氣流速度變小，相對地可減少風筒壁面之氣流分離現象，以達到出風口處之氣流動能損失減小的目的。但這些條件則是相互矛盾的。

由於直線擴散風筒與氣流邊界不吻合，因此效率較高的風筒，其邊壁應作成曲線形式 (如【圖 8】所示者)，擴散角沿程漸次加大，從 $1/2 \theta = 0$ ，漸次加大至 $1/2 \theta$ 值達到最大。噴流的最大擴角 ($1/2 \theta$) 約 $12^\circ 40'$ ，所以最大擴角限定在 12° 比較合適。通常在輪轂的後方會形成一負壓區，而加大了氣流的能量損失，故有些冷卻塔在這個區域加裝一個炮型的尾錐體，這對於減小能量損失較為有利的。

因此氣流由風機流出，可近似地看成一個圓形噴流流入大氣的情形 (如上【圖 8】所示者)。有些資料認，此噴流氣流之最大擴散角 ($1/2 \theta$) 約 $12^\circ 40'$ 較為理想。如邊界取 $u/um = 0.1$ 處，則擴散角 ($1/2 \theta$) 約 9.6° 。這是指距離出口一定距

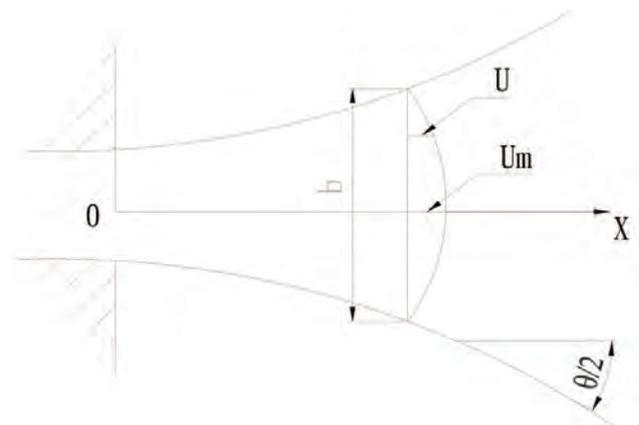


圖 8 風筒擴大示意

離後的基本情況，低風筒者可能不到這樣的距離。由於風機後的氣流與一般噴流者並不完全相同，因其氣流是旋轉的，在軸心處之渦旋性很強，一直延伸到很高的地方。同時，在輪殼後是屬於一負壓區，渦旋性使氣流擴散程度要比噴流現象來得大。故一般的直線擴散風筒，採 $\theta = 14^\circ \sim 18^\circ$ 為宜。

表 1 基本塔型、數據及入風方式

編號	設計基本數據	有否順風片	填充材高度	入風方式	入風口高度	備註
1	略	有	1,525	全面入風	約 6,320	每塔有兩側
2	略	有	1,830	全面入風	約 5,710	
3	略	無	1,525	兩側入風	3,880	不考慮另側
4	略	無	1,830	每塔有兩側	3,880	

(二) 模擬與略析

1. 通過散熱填充材層得相關問題

(1) 入口處之靜壓分布

經模擬結果，散熱填充材入口處之靜壓分布有如【圖 9】所示者。

略析：由於是兩側及邊側入風，因而兩塔內側及另邊側靜壓值略為偏高。

(2) 高度 5 m 處速度向量趨勢

經模擬結果，高度 5 m 處速度向量趨勢有如【圖 10】所示者。

略析：基於該截面處之靜壓分布高低不均之故，因而造成局部旋流現象。

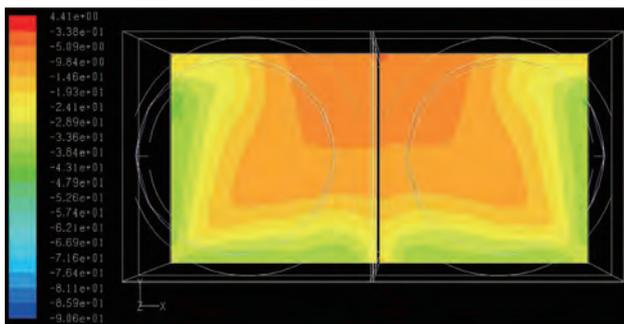


圖 9 散熱填充材入口處之靜壓分布圖

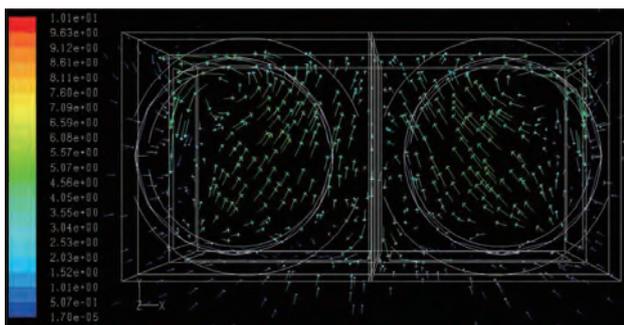


圖 10 高度 5 m 處速度向量趨勢圖

二、抽風通過塔內時其均布情形與否所造成之影響案例

(一) 案例假設

以下【表 1】所列者為本案例假設並採 2-D 方式模擬，看看外氣通過塔內之均布情形與否即可(須注意風室頂板及入風口塔壁之漩流或停滯現象)。

(3) 高度 5 m 處速度輪廓

經模擬結果，高度 5 m 處速度輪廓有如【圖 11】所示者。

略析：同前所述，於此截面處之速度輪廓仍有不一致之現象。

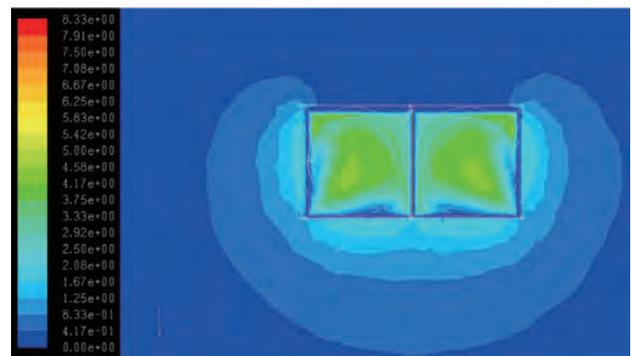


圖 9 散熱填充材入口處之靜壓分布圖

(4) 3D 速度輪廓分布

若透過 3D 模擬時可進行抽風通過塔內時其漩流與停滯現象等諸情形，此可進一步做相關設計或改善(運轉中者)工作，

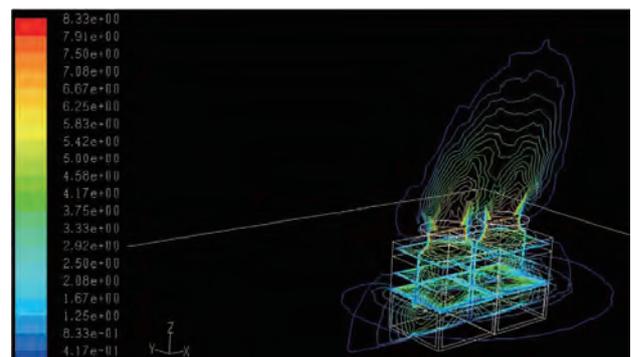


圖 12 3D 速度輪廓分布圖

其 3D 速度輪廓分布結果有如【圖 12】所示者。

略析：就整塔而言，基於入風方式有所限制仍有漩流與停滯現象。

(5) 模擬結果綜論

基於入風方式有所限制，造成各截面（分析設定）之靜壓分布有所不均，致通過風速亦有不均現象，而有漩流與停滯現象，經由此數值模擬結果，對該塔冷卻效率將有一定程度之影響。因此，雖透過 IDCF 積算（選型）具一定之可信度，但，本設計案有其環境因素限制（入風方式），建議：須有略為過量餘裕，以補彌上提分析結果之缺失。

2. 抽風通過擋水簾前後之靜壓與速度變化

關於抽風通過擋水簾前後之靜壓與速度變化影響，其影響狀況有如【圖 13】～【圖 16】等所示者。

(1) 風通過擋水簾後之靜壓與速度分布差異

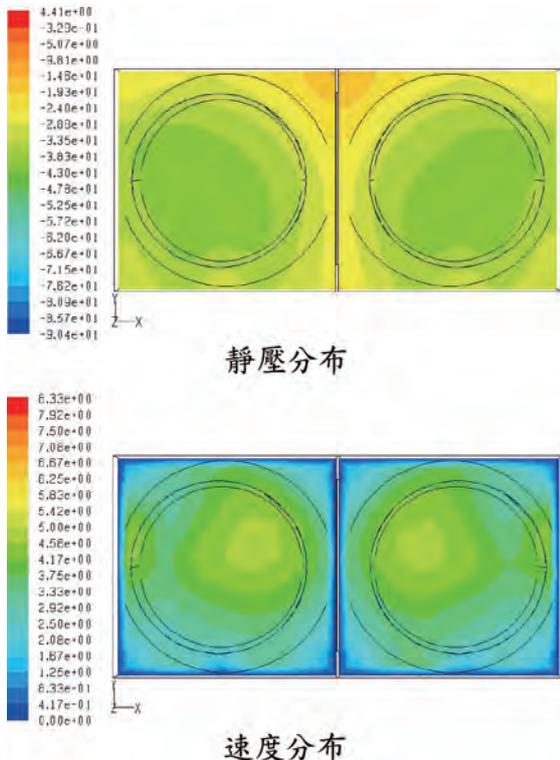


圖 13 風通過擋水簾後之靜壓與速度分布差異

略析：視擋水簾形式與結構及與塔體搭配（高寬幾何匹配）仍有偏移的現象。

(2) 風通過散熱片後之靜壓與速度分布差異

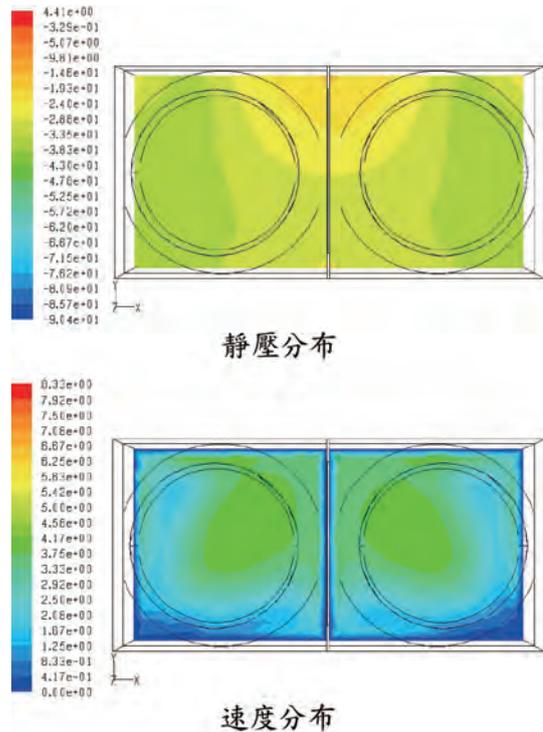


圖 14 風通過散熱片後之靜壓與速度分布差異

略析：同擋水簾者，仍視散熱片形式、擺置與結構及與塔體搭配（高寬幾何匹配）仍有偏移的現象。

(3) 風通過散熱片前之靜壓與速度分布差異

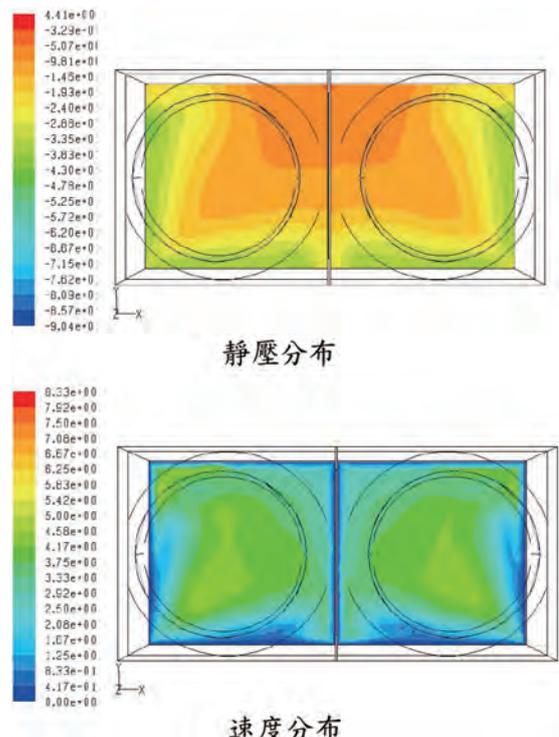


圖 15 風通過散熱片前之靜壓與速度分布差異

略析：同前者，仍視散熱片形式、擺置與結構及與塔體搭配（高寬幾何匹配）仍有偏移的現象。

(4) 不同塔體剖面速度輪廓與速度向量分布差異

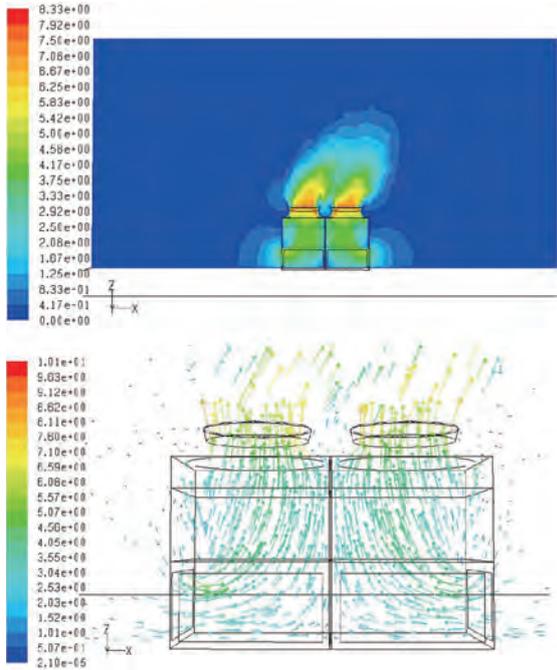


圖 15 風通過散熱片前之靜壓與速度分布差異

略析：此結果可視為塔體搭配（高寬幾何匹配）合適與否的參考。

三、須有防霧化作用時抽或送風通過所產生之影響案例分析

近代由於環保節水或者外觀影響安全，冷卻塔之防霧化設計日益重要與受重視，此除了運轉環境（尤其是冬夏季的差異分析）外，如何讓抽風通過均布與否至為重要，概此不但影響冷卻效率問題，也關係者熱交換不均或水霧溜帶 (Carry over) 而影響防霧化功效。基於空氣冷凝 (Air condense) 的原理，冷卻塔之防霧化設計可採出風再熱或與外氣混合等兩種方式為之 [8]，前者提高出風冷凝溫度 (Condensing temperature) 點，而後則以降低其出風冷凝溫度點以避開結霧區，無論何種方式其抽風通過均布與否乃是關鍵所在，然，目前已有學理基礎對此等設計依據仍有不足之處，今擬以數值模擬技巧來做相關分析與預判，而做為設計或操作之參考，茲分述如下：

(一) 模擬與要項

1. 擋水器與風室頂板間兩側開孔並加裝加熱盤

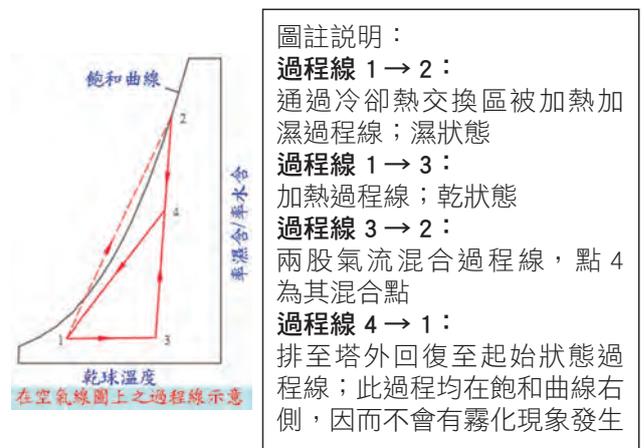
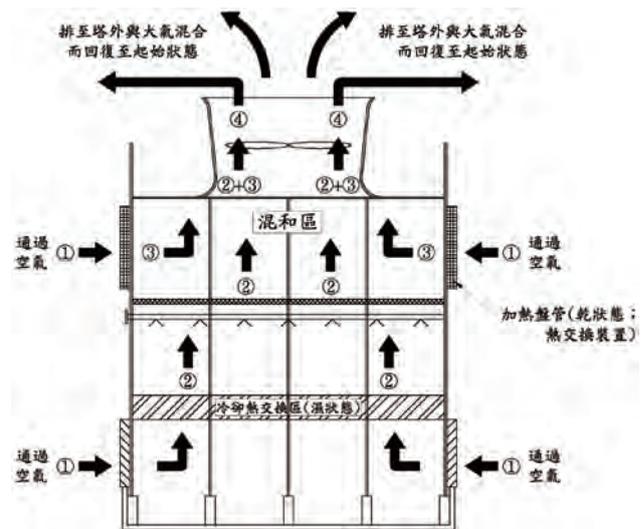
管者之 V 流線與濃廓模式

此擋水器與風室頂板間兩側開孔並加裝加熱盤管者有如【圖 17】所示者。

註：

1. 無須除霧時，其入口百葉屬閉合狀態，不會有風阻問題，在我們這兒通常被採用。
2. 須除霧運轉時，通常均在冬季，此時原通過冷卻熱交換區之風量可微降些（利用控制百葉為之），唯，風機設計選用時須併案考慮（全壓值）。

經模擬後其結果有如【圖 18】、【圖 19】等所示者—塔體擋水器與風室頂板間兩側開孔並加裝加熱盤管者（附百葉控制裝置）之 V 流線與濃廓模式的流場情形（即擋水器與風室頂板間兩側開孔者）。



圖註說明：
 過程線 1 → 2：
 通過冷卻熱交換區被加熱加濕過程線；濕狀態
 過程線 1 → 3：
 加熱過程線；乾狀態
 過程線 3 → 2：
 兩股氣流混合過程線，點 4 為其混合點
 過程線 4 → 1：
 排至塔外回復至起始狀態過程線；此過程均在飽和曲線右側，因而不會有霧化現象發生

圖 17 塔體排風出口處兩側加裝加熱盤管（附百葉控制裝置）

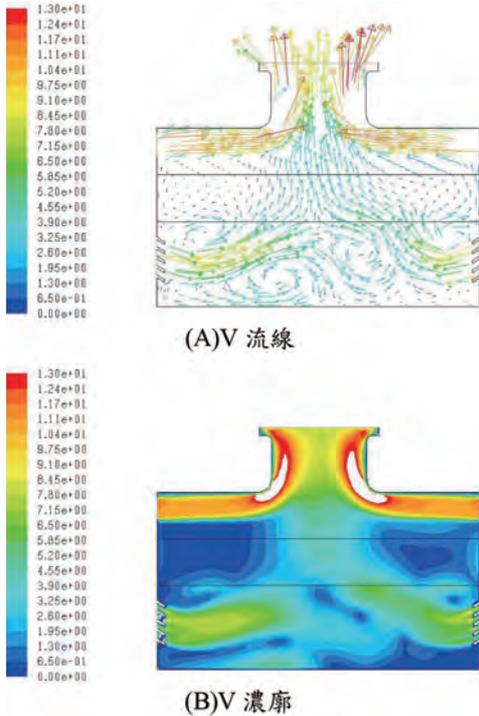


圖 15 風通過散熱片前之靜壓與速度分布差異

※ 補充說明：

前【圖 18】所示之擋水器與風室頂板間兩側開孔者之縱切面 V 濃廓模式的全區域負壓狀態有如下

【圖 20】所示者。

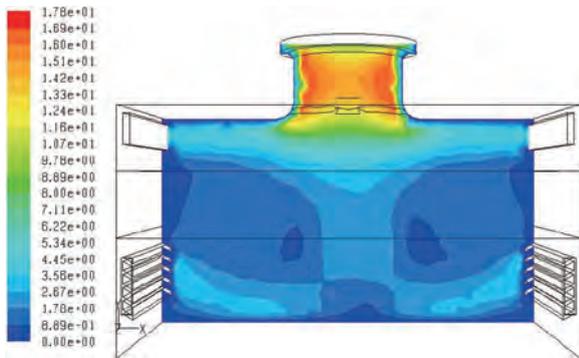


圖 19 擋水器與風室頂板間兩側開孔者之縱切面 V 濃廓模式

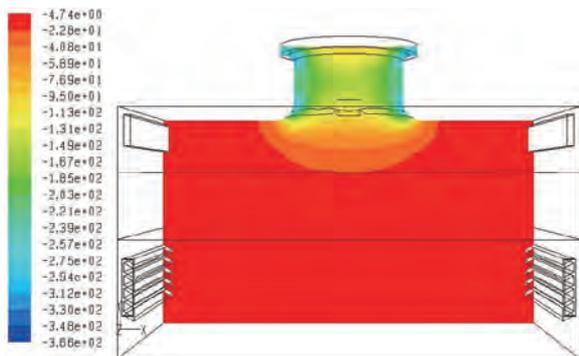


圖 20 擋水器與風室頂板間兩側開孔者之縱切面全區域負壓狀態

【圖 21】註：此係以全區域為假設前提，主要是擋水器與風室頂板間者，擋水器以下者不具解釋意義。

2. 不蓋住風機而風機入口處兩側加裝加熱盤管之 V 流線與濃廓模式。

此不蓋住風機而風機入口處兩側加裝加熱盤管者有如【圖 21】所示者。

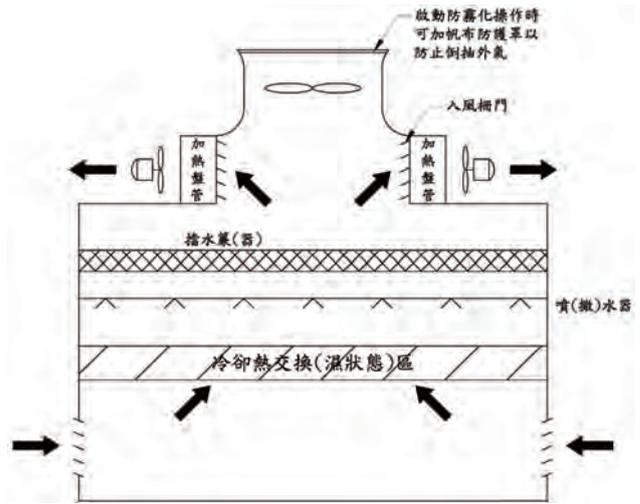


圖 21 塔頂與風洞間四周加裝加熱盤管（附百葉控制裝置）

如下【圖 22】所示者—不蓋住風機而風機入口處兩側加裝加熱盤管（附百葉控制裝置）之 V 流線與濃廓模式的流場情形。

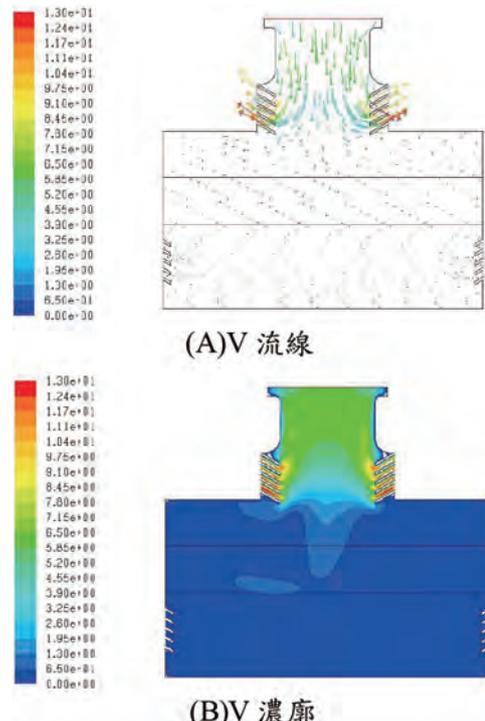


圖 22 不蓋住風機之 V 流線與濃廓模擬例

3. 側面牆不開孔之 V 流線與濃廓模式

如下【圖 23】所示者－側面牆不開孔之 V 流線與濃廓模式之流場情形。

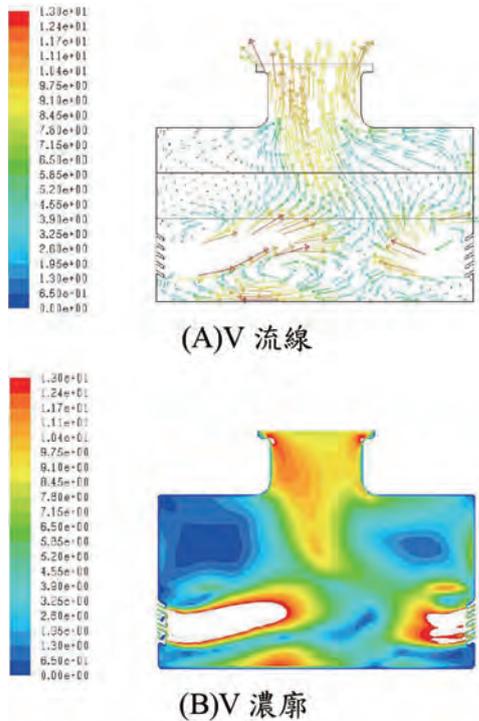


圖 23 側面牆不開孔之 V 流線與濃廓模擬例

4. 蓋住風機而風機入口處兩側加裝加熱盤管之 V 流線與濃廓模式

如下【圖 24】所示者－蓋住風機而風機入口處兩側加裝加熱盤管（附百葉控制裝置）之 V 流線與濃廓模式的流場情形。

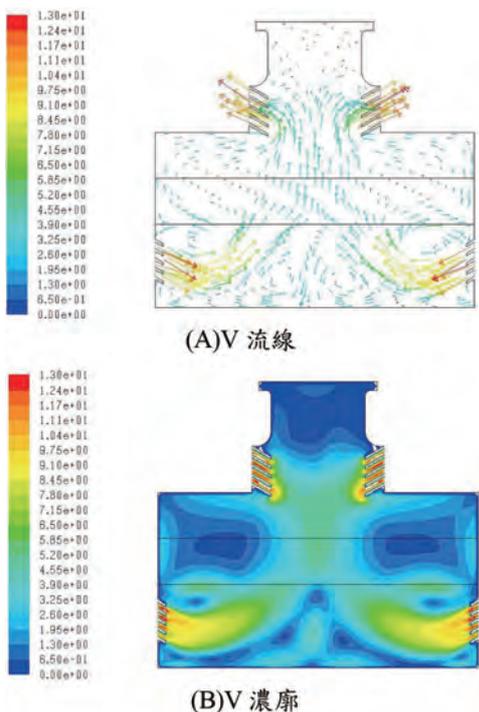


圖 23 側面牆不開孔之 V 流線與濃廓模擬例

(二) 小結

經數值模擬技巧模擬後，塔體排風出口處兩側加裝加熱盤管（附百葉控制裝置）－即擋水器與風室頂板間兩側開孔者，由其空氣流通順向性及不形成渦流現象，而塔頂與風胴間四周加裝加熱盤管者之流場現象看來。前提方案中雖可將出口帆布防護罩改為入風柵門而最上片者隨圓周則依次以三角擋葉方式設計之，唯，使用時須人工操作之。

叁、結論

本文主要是針對周邊環境對風機性能之影響做一分析與研究，同時，以冷卻塔所使用之抽（送）風機為標的；概冷卻塔也是一抽（送）風系統裝置之，唯，其所涉及與包括的問題與因素較繁複，是而較具分析與討論上的意義。然而，此等所涉及與包括的問題與因素以目前之學理基礎較無法獲得具體的解決方案；值此，本論文乃利用近代數位科技所發展得數值模擬方法來分析或預判使用或安裝系統之周邊環境不同狀況（含裝設）時可能造成的影響做一模擬分析，經由上

1. 不同外界側風速及風機（扇）風筒增高時對冷卻塔之出風影響
2. 抽風通過塔內時其均布情形與否所造成之影響案例
3. 須有防霧化作用時抽或送風通過所產生之影響案例分析

等諸案例之模擬與分析結果，得知透過數值模擬工具所得除了可供預測外，亦可分析其趨勢現象及相關參數數據，並可反推其全壓值可能的變化，及其所造成的影響是否仍為該選用風機之允許操作範圍，進而減少可能的損失（如須重置等情形）。然，由這些案例之分析結果，也顯示數值模擬方法仍有無法預測的狀況，因此，較特殊、複雜者仍須搭配實測以修正或明確之。

參考文獻

1. 黃錦文，流體機械設計實務（全一冊），蚊晟（股）有限公司（1994）。
2. 黃錦文，黃智偉，黃柏鈞，李世文，羅金枝，〈影響冷卻塔性能之幾個設計參數分析〉，《第十三屆海峽兩岸冷凍空調學術暨技術交流會 2017》，頁 109-118(2017.8.29-31)。

3. 黃錦文，黃智偉，黃柏鈞，李世文，羅金枝，〈影響冷卻塔性能之幾個設計參數分析〉，冷凍空調與能源科技，No.107，pp.19-27(2018.1)。
4. 黃錦文，徐永盛，黃智偉，黃柏鈞，鍾秉霖，陳永鎮，黃義雄，〈利用數值分析方法進行冷卻塔改善案例〉，冷凍空調與能源科技，No.121，pp.OO-OO(2020.7)。
5. 黃錦文，冷卻水塔設計與選用概要(全一冊)，蚊晟(股)有限公司(1994.10)。
6. 黃錦文，冷卻水塔設計與選用概要(增補版)，ISBN 986-82010-3-3，熱流技術工作室(2008.9)。
7. 解明遠，趙順安。機械通風冷 塔風筒內流場數值模擬研究。中國水利水電科學研究院學報，第 16 卷，第 3 期，頁 227-232(2018.6)。
8. 黃錦文，吳泓錕，黃柏鈞，鍾秉霖，林錦隆，張志煌，黃智偉，綠能環扣下傳統產品應如何因應－以水冷卻塔之防霧化及防火設計為例說(一)，中華機電科技雜誌社，No.146，pp.42-51(2019.2)。

註：本論文共連續刊出八篇，上提係首篇。

技術應用專欄

深度淨化免耗材、業界獨創科技 Znet 智慧靜電清淨機

林燦顯 / ALASKA 生原家電股份有限公司

近年來臺灣的空汙問題，一直是各界人士所關心的重要議題，空氣品質時不時呈現紫暴危機，加上世界衛生組織報告：每年全球約有 700 萬人的死亡與空氣汙染是息息相關，因此，家家戶戶對於家用的空氣清淨機需求也越來越高。

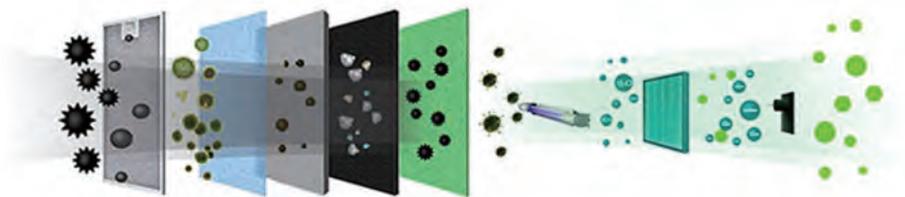
致力於改善室內空氣品質的生原家電，協助居家淨化室內空氣，遠離室外污染，是使命也是必須的行動，在歷經 6 年的產學合作與研發下，創造出「真正免耗材」，以專利靜電集塵技術為核心的跨時代空氣清淨機，將有效解決三大面向問題：

一、產業問題

1. 過濾式空氣清淨機會隨著使用時間增加產生以下問題：

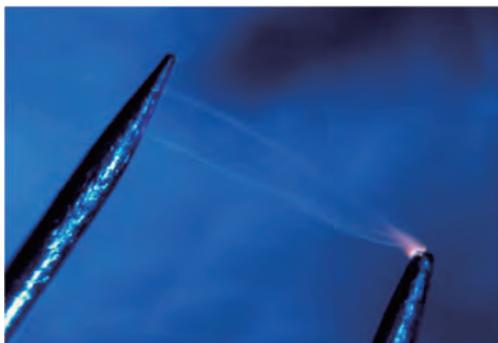
- 過濾效率逐漸趨近於零，輸出的潔淨空氣快速下降。
 - 濾網吸附的髒汙越多，易會產生風阻、阻塞問題。
 - 髒汙阻塞會造成風扇及機體負擔，使耗能、溫度及噪音增加。
2. 靜電式空氣清淨機會易因下述問題以致無法順利放電：

- 大部分機種多藉由離子線、不鏽鋼針尖產生電場，但高電流放電會加快氧化速度使其斷裂。
- 會因反覆接觸清潔劑與乾燥曝曬等因素，讓放電極發生刮傷、受損、生鏽或因金屬疲勞而產生失效。



攔阻式

圖片出處：http://www.survivalcn.com/news/news_det/id/17.html



靜電式（針狀）

圖片出處：<https://t17.techbang.com/topics/53370-also-give-you-fresh-good-air-is-cr-520-intelligent-dual-effect-air-clean-machine>



靜電式（電極線）

圖片出處：<https://t17.techbang.com/topics/53370-also-give-you-fresh-good-air-is-cr-520-intelligent-dual-effect-air-clean-machine>

二、使用者問題

1. 須定期支出耗材費用，造成成本負擔。
2. 靜電式空氣清淨機放電極易產生高濃度臭氧，長期暴露會影響使用者健康。
3. 靜電式空氣清淨機之放電極位置設於集塵箱內部，無法獨立拆卸集塵板，故清洗相當不便，若無法完全清潔，亦會影響過濾效果。

三、環境問題

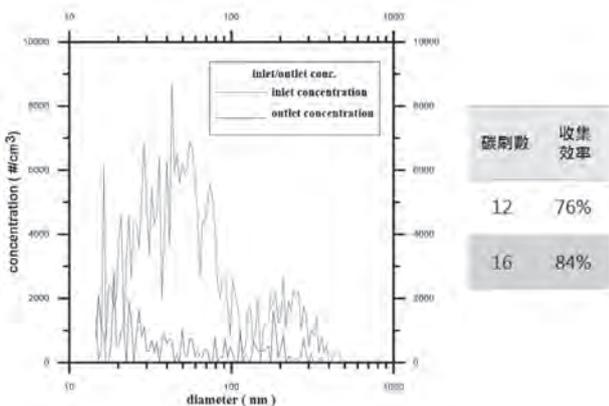
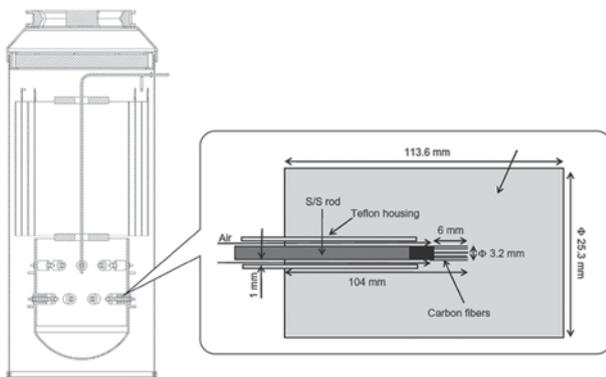
台灣環境濕熱，濾網易形成細菌孳生的溫床，產生二次汙染且屬不可回收垃圾，會造成環境汙染。

※ ※ ※

空氣澄淨，環境無慮，全新的 Znet 智慧靜電清淨機，帶來全新體驗與多項創意革新：

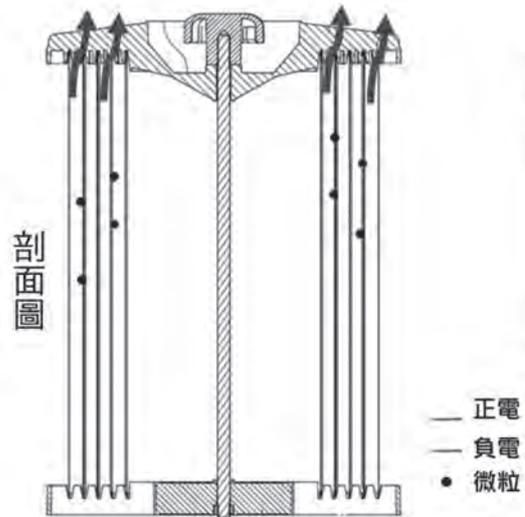
一、創新突破—環狀碳刷放電極設計

360 度交錯環繞配置，電場均勻分佈，擴大放電範圍，碳刷放電降低臭氧。



二、創新突破—圓筒型集塵板設計

- 大幅增加集塵面積與集塵效率。
- 解決平板式漏電問題，大幅降低臭氧產生。
- 符合環保署室內空氣品質標準（環保署室內空氣品質標準：室內 8 小時平均之臭氧標準濃度為 0.06ppm 以內）。

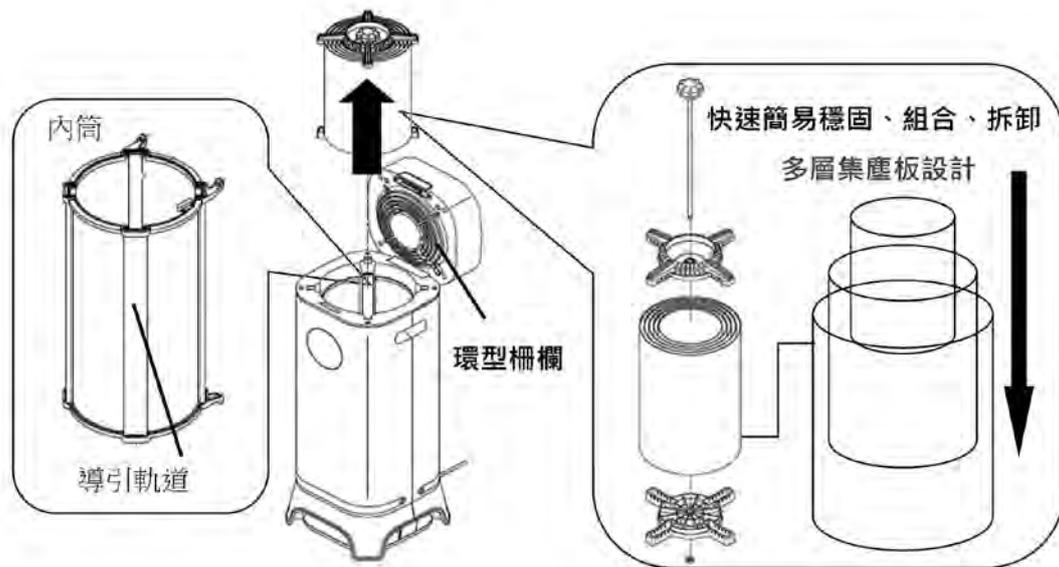


※在相同距離下供給相同的電壓為基礎(放電電壓 10kv；收集電壓7kv)

集塵板	圓筒型	平板式
項目		
臭氧量	≤0.015ppm	會因發生漏電而產生且故障率高
收集效率	≤96±3%	≤85±3%

三、創新突破 - 引導式組裝模組

- 導引圓筒型集塵板的取放方向。
- 穩固圓筒型集塵板位置與極板結合，無任意轉動或位移之虞。
- 快速分離圓筒型集塵板並進行清潔。
- 解決因清洗導致電極受損、失效之問題。



四、集塵模組與電極分離設計

集塵板與電極獨立設計，不僅大幅增加清洗便利性，還能避免電極毀損。

五、快清潔好保養

可快速簡易的將集塵板拆卸且透過清洗即可完成清潔。

六、養護成本低，環保無耗材

清淨零垃圾、無耗材產生，僅需水費。

※ ※ ※

生原家電為致力改善室內空氣品質先驅，榮獲各獎項肯定，以身為臺灣在地企業為榮，用心愛護經營這塊土地，為優質產品立下卓越典範。

抽送風系統前置(入口)構體 對應用功效之影響探究

李世文¹、黃智偉²、鍾秉霖³、黃源雄³

1 金日集團公司副總經理 2 金日集團公司中壢二廠生產部襄理、空調技師

3 金日集團公司中壢一廠工程及專案部專員、中原大學機械系碩士班

摘要

本探究以冷卻塔用之抽(送)風機為標的且所謂之「直交流型(Cross flow type)」者探究標的說明例，並以：1. 增設擋水簾時之差異分析，2. 採增設擋水牆時之差異分析兩種情形為基以供探究與相關分析。經由這些模擬結果與分析得到：1. 擋水牆距塔身稍遠時對目前之冷卻塔運轉影響較小，尤其冬季時；2. 擋水牆高度不宜太高，唯，須考慮防飛濺效果(目前在分析尚有難度)；3. 若擋水牆改為擋水簾或順風片時除仍具防飛濺效果尚可改善其冷卻能力，唯，目前在分析尚有難度。另，從模擬結果之速度向量圖中可看出因會形成回流停滯產生區，此將影響其冷卻塔之冷卻效果，此等只有藉助數值模擬技巧方可得知，此也是從一般學理甚至實務中較無法得知，當然，此等現象可從實測中略證之。

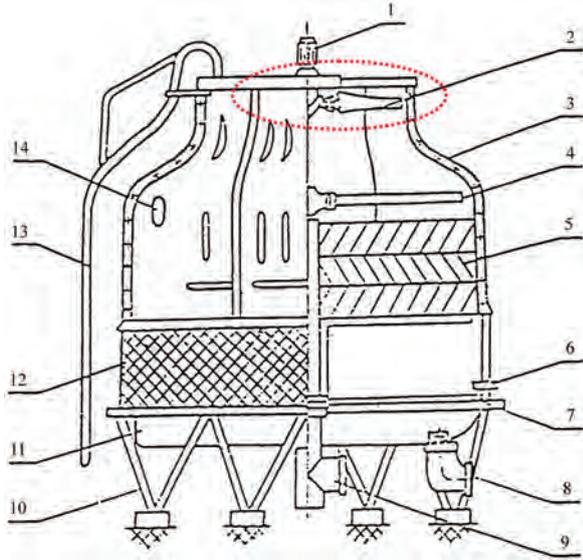
壹、綜述

就已有之基礎理論得知對一風機無論是應用在抽(在應用定義而言，此風機通稱抽風機)或是送(在應用定義而言，此風機另稱送風機)的系統，其選用或操作依據(基礎)有二參數，即：抽(送)風量(質量或體積流率；Mass or volume flow rate)及所須之全壓(Total pressure)；換句話說，此二參數存在者正反關係[1]。一般而言，抽(送)風量是給予值(已知條件)，而全壓值則必須依其既定使用或安裝系統而經相關計算而得，而此計算是多參數因子，其中風機入出口狀況(條件)即是一相當重要的參數。通常，此入口出狀況(條件)即使是既定(設)，其乃是一變動因子，尤其是使用或安裝系統的周邊環境狀況，而此又是一無充足數據可參酌者，值此，本

論文乃利用近代數位科技所發展之數值模擬方法(Numerical simulation method)來分析或預測使用或安裝系統[以冷卻塔 Cooling tower 用之抽(送)風機為標的]的不同前置(入口)構體對應用功效之影響探究做一模擬分析，此結果除了可供預測外，亦可分析其趨勢現象(Trend phenomenon)及相關參數數據，反推其全壓值或抽(送)風量可能的變化，及其所造成的影響是否仍為該選用風機之允許操作範圍(Operating range)或設計時之參考與預測，進而減少可能的損失(如須重置等情形)。經過多重假設與模擬結果，從既有的相關文獻與報告得知利用數值模擬應用在抽或是送的系統無論風機選用或系統設計是一相當可靠的工具[2~4]。

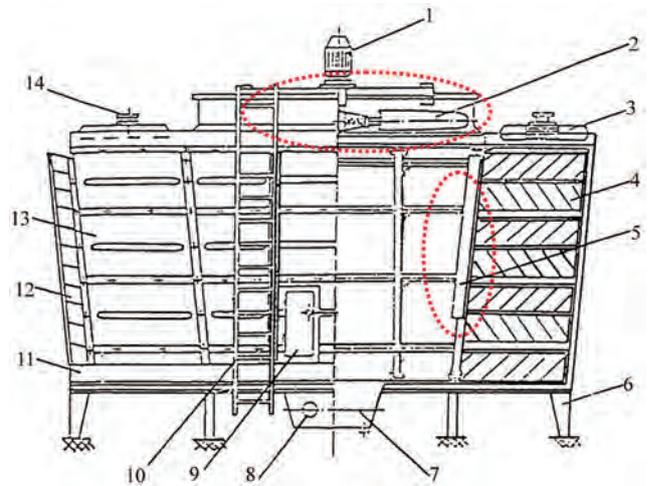
貳、探究標的及相關假設

本探究以冷卻塔用之抽(送)風機為標的(如【圖一】所示者；此型式即是一般所謂之「逆流型(Count flow type)」，而【圖二】所示者；則為所謂之「直交流型(Cross flow type)」者，稍後之探究標的即以此為說明例)，概基本上其也是一抽(送)風系統設計或使用案例(【圖一】中)。就已有之相關學理基礎與實務所知，抽(送)風系統前置(入口)構體對使用上之影響是多因素的，除了彼此之相互牽動者以外，也相當複雜，尤其是對不同之應用系統而言尚有功效問題[5, 6]。



1. 風扇馬達及減速器	2. 風扇葉片
3. 本體 (FRP 殼體)	4. 散水分歧水管
5. 填充材	6. 補給水管
7. 散水網	8. 出水管 (口)
9. 入水管 (口)	10. 腳架 (座)
11. 水盤 (皿)	12. 入風口網
13. 扶梯	14. 視窗

圖 1 冷卻水塔 (逆向流型)



1、2. 同【圖一】者	3. 散水槽
4. 填充材	5. 擋水器 (簾)
6. 腳架 (座)	7. 下部水槽 (盤)
8. 出水管 (口)	9. 維修門
10. 扶梯	11. 底座 (架)
12. 入風口順風板	13. 吊網
14. 入水管 (口, 含分佈及關斷閥)	

圖 2 冷卻塔 (直流流型)

一般而言，冷卻塔因入風口側太高時（如高約 8 ~ 9 米者）於冬季運轉時通常會有飛濺（漂水）問題；因此，製造設計時在入風口側通常均會增設擋水簾或擋水牆等裝置以防止之，唯，增設這些裝置時對風機之運轉馬力、風量或其它機械性等之影響，直間接的也會影響冷卻塔之冷卻效力問題，同時也須考慮冬、夏季不同運轉狀況之差異性。然，此等裝置之設計考量雖也可經由一些學理或已有之實務經驗而獲得大致上的設計方案，但，其所涉及的較複雜，既有學理或實務經驗也未必能涵蓋，況尚與現場及環境條件有關 [7 ~ 11]，是而本探究擬在既定的基礎上再佐以數值模擬技巧已尋求可解決或預測方案與可能產生的狀況預判，本文擬以【圖二】所示者直流流型冷卻塔為探究標的，並以下提兩種情形為基，即：1. 增設擋水簾時之差異分析；2. 採增設擋水牆時之差異分析等兩種方式以供探究與相關分析 [2 ~ 4]。

叁、結果與討論

一、增設擋水簾時之差異分析

由風機相似定律得知風機運轉馬力、風量與系統揚送全壓間之依循關係；基於此原則，若直接在入風口側加裝擋水簾時與無遮蔽裝置者，其相關差異若依敝公司所採 IDCF 計算軟體時模擬結果有如【表一】所摘錄者，至於其差異趨勢則有如【圖三】所示者，因存在如下【圖四】所示之必不可免的抽風壓降（風阻）問題 [本公司目前採用者為 97 mm 擋水簾，因此理論上會增加風機運轉馬力（其它操作條件如風量不變時）或降低通過風量（其它操作條件如風機運轉馬力不變時）]，以 97 mm 擋水簾為例於通過表面風速分別為 5 m/s 及 1 m/s 時（配合稍後之數值模擬所設定者為基），其壓降（風阻）分別為 120 Pa（約 12 mm WG）及 3 Pa（約 0.3 mm WG）。本案例之相關裝置選用及測試數據如【附錄一】及【附錄二】所示。

此時若通過風量維持不變時，則計算風機運轉馬力之全壓增加以 5 m/s 者為例（後者 1 m/s 時

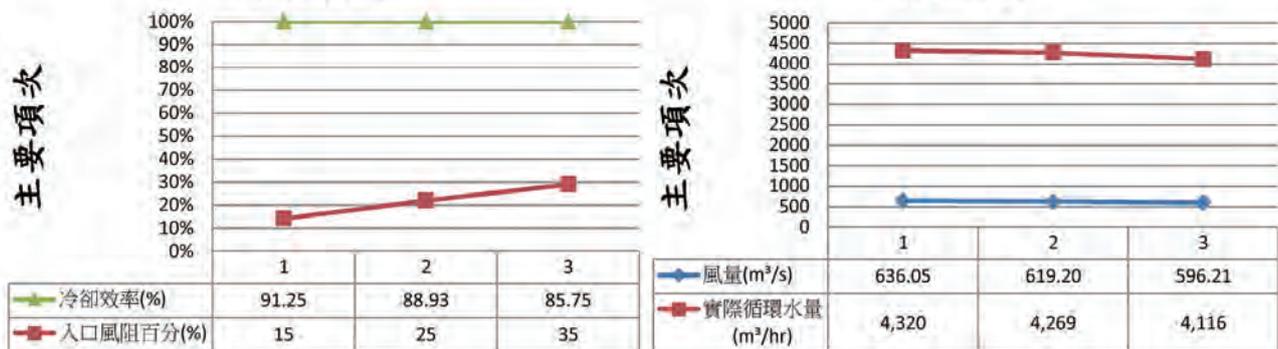
影響不大)約增加 9.1 kW(4.45%;以近似線性概算)。此即夏季運轉時可能增加之馬力消耗。另，亦可從風機 P-Q 性能來推算概估，若此亦可以變化風機轉數來評估之，在此從略之 [12, 13]。

表一 基本設計與不同裝置差異一覽表

項次	設計條件		基本設計數據 (計算結果)	使用狀況 (依 2019.1.16 函示)	備註
	屬性	基本條件			
1	一般(即入口無百葉或擋水簾者)	4,800 m ³ /hr/cell; 42-33-29 °C	假設入口風阻百分比: 15% 實際循環水量: 4,320 m ³ /hr/cell 風量: 636.05 m ³ /s 風機全壓(p _t): 24.08 mm WG (p _s = 19.91 mm WG) 風機馬力: 204.88 kW 冷卻效率: 91.25%	約都在 3,500~3,750 m ³ /hr/cell, 冬天水溫較低大概控制在 3,000 m ³ /hr/cell	1.入口風阻經計算結果為 7.19 mm WG(風速: 7.06 m/s) 2.詳參【附表一】
2	入口設有百葉者	4,800 m ³ /hr/cell; 42-33-29 °C	假設入口風阻百分比: 25% 實際循環水量: 4,269 m ³ /hr/cell 風量: 619.20 m ³ /s 風機全壓(p _t): 24.75 mm WG (p _s = 20.79 mm WG) 風機馬力: 204.88 kW 冷卻效率: 88.93%	約都在 3,500~3,750 m ³ /hr/cell, 冬天水溫較低大概控制在 3,000 m ³ /hr/cell	1.入口風阻經計算結果為 8.75 mm WG(風速: 7.79 m/s) 2.詳參【附表二】
3	入口設有擋水簾者	4,800 m ³ /hr/cell; 42-33-29 °C	假設入口風阻百分比: 35% 實際循環水量: 4,116 m ³ /hr/cell 風量: 596.21 m ³ /s 風機全壓(p _t): 25.67 mm WG (p _s = 22.02 mm WG) 風機馬力: 204.88 kW 冷卻效率: 85.75%	約都在 3,500~3,750 m ³ /hr/cell, 冬天水溫較低大概控制在 3,000 m ³ /hr/cell	1.入口風阻經計算結果為 10.8 mm WG(風速: 8.65 m/s) 3.詳參【附表三】

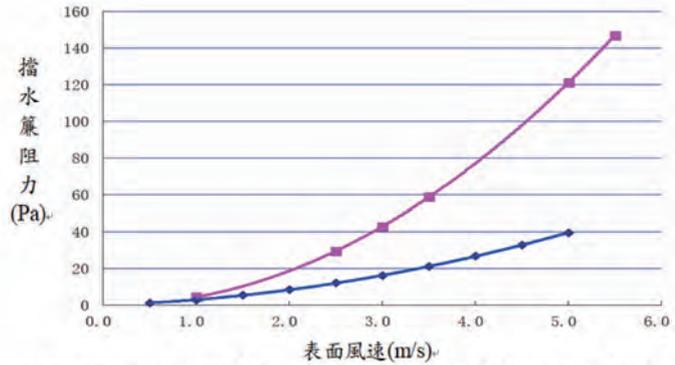
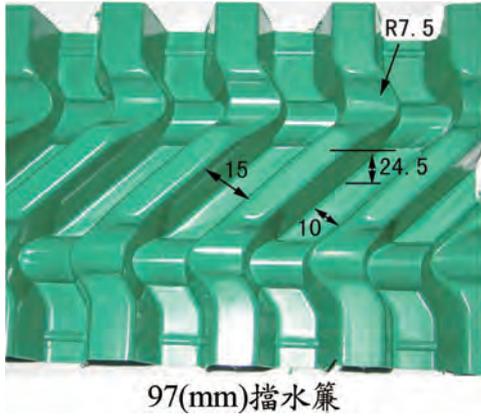
裝置差異

裝置差異



裝置差異	入口無百葉或擋水簾者	入口設有百葉者	入口設有擋水簾者
入口風阻百分比(%)	15	25	35
冷卻效率(%)	91.25	88.93	85.75
風量(m ³ /s)	636.05	619.20	596.21
實際循環水量(m ³ /hr)	4,320	4,269	4,116

圖 3 IDCFC 計算軟體時模擬結果其差異趨勢圖示



符號說明：◆125(mm)擋水簾；■97(mm)擋水簾

圖 4 擋水簾阻力 (Pa) v.s. 表面風速 (m/s) 趨勢圖

二、採增設擋水牆時之差異分析

前提之分析係依有降載之情況來分析者，若因須求增加時勢必要以增加風機馬力來克服，值是本公司亦也將距塔體一定距離改採增設擋水牆（擋水簾或順風百葉）的方式來改善之，唯，此方式目前無相關經驗數據以供參考，因此擬採數值模擬方式經由其之差異分析（結果）以供參考。

採距塔體不遠處增設擋水牆時亦是一改善方案，唯，目前無具體經驗數據或佐證可供參考[4]，值此先以數值工具進行分析探討，畢竟數值工具已是相當成熟的技術且已具相當可靠性，或可當作此改善方案之依據，今就此作如下幾種模式來分析之。

茲先假設幾種方案以進行模擬分析：

- (一) 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之差異情形；
- (二) 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之差異情形；
- (三) 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之入口風速差異分析。

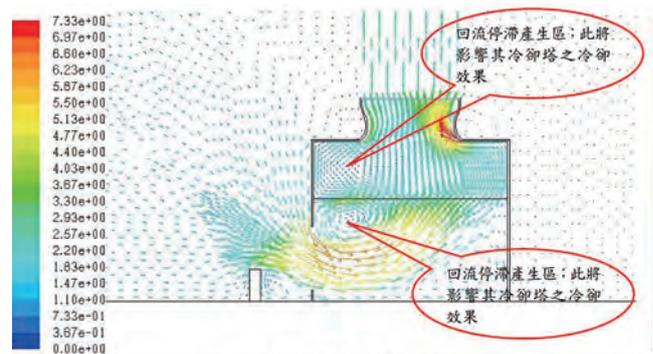
經模擬後之各種狀況略述於後：

- (一) 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之差異情形

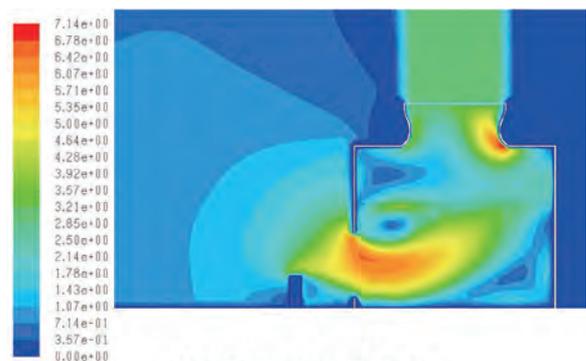
僅以其速度向量及變化趨勢等圖示為基以說明之。

- 1. 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時牆高 3 m 之模擬結果
此結果及說明如【圖五】所示者。

- 2. 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時牆高 5 m 之模擬結果
此結果及說明如【圖六】所示者。



(A)速度向量圖



(B)速度變化趨勢圖

圖 5 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時，牆高 3 m 者

- 此結果及說明如【圖六】所示者。
- 3. 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時無遮蔽之模擬結果
此結果及說明如【圖七】所示者。此係目前之運轉狀況，多少會有所影響。

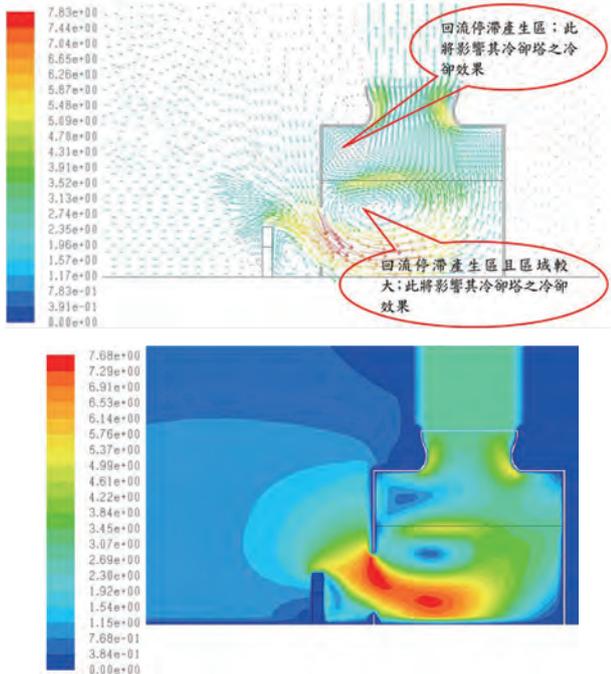


圖 6 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時，牆高 5 m 者

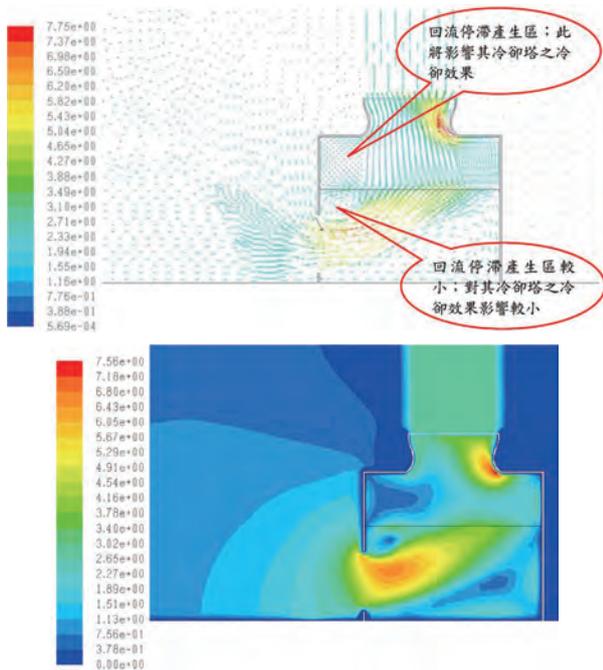


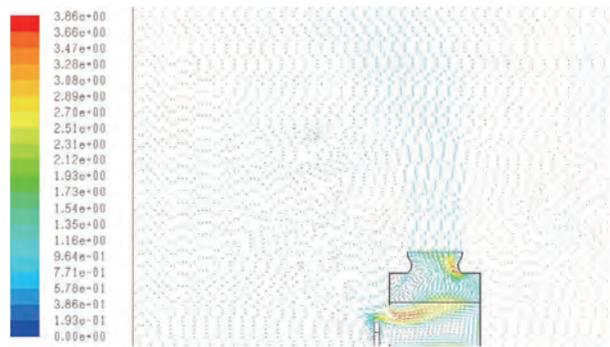
圖 7 擋水牆距塔身 5 m 遠出風口通過風速 5 m/s 時，無遮蔽者

(-) 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之差異情形。

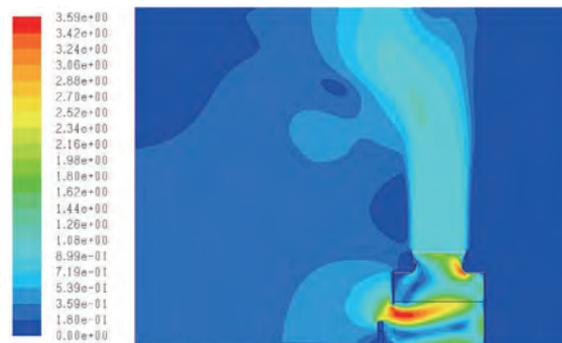
同前「(-)」者亦以其速度向量及變化趨勢等圖示為基以說明之，唯，並對其不同牆高時在入風口側之風通過速度差異做一比較。

其差異雲圖說明略如前之圖示者，在此從略之。

1. 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高 3 m 之模擬結果。此結果及說明如【圖八】所示者。
2. 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高 5 m 之模擬結果



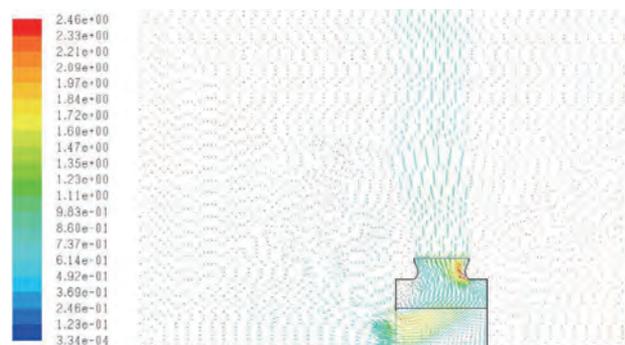
(A)速度向量圖



(B)速度變化趨勢圖

圖 8 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時，牆高 3 m 者

此結果及說明如【圖九】所示者。



(A)速度向量圖

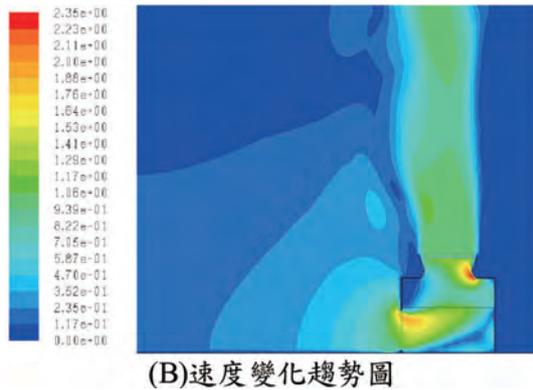


圖 9 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時，牆高 5 m 者

3. 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時無遮蔽之模擬結果

此結果及說明如【圖十】所示者。此係目前之運轉狀況，多少會有所影響。

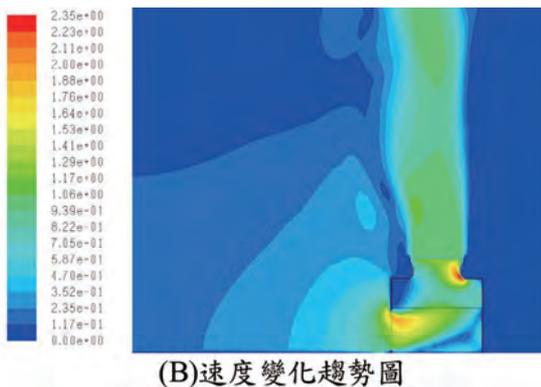
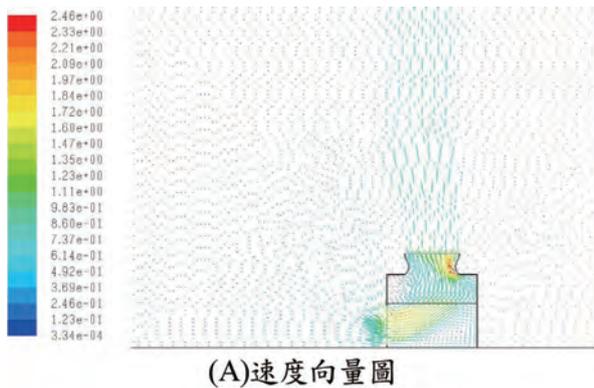


圖 10 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時，無飛濺牆者

(三) 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之入口風速差異分析

此結果及說明如【圖十一】所示者；至於其增益或差異趨勢則有如【圖十二】所示者。

結論

經由這些模擬結果與分析略作如下說明：

1. 擋水牆距塔身稍遠時對目前之冷卻塔運轉影響較小，尤其冬季時。
2. 擋水牆高度不宜太高，唯，須考慮防飛濺效果（目前在分析尚有難度）。
3. 若擋水牆改為擋水簾或順風片時除仍具防飛濺效果尚可改善其冷效能力，唯，目前在分析尚有難度。

另，從模擬結果之速度向量圖（如【圖五】～【圖七】所示者）中可看出因會形成回流停滯產生區，此將影響其冷卻塔之冷卻效果，此等只有藉助數值模擬技巧方可得知，此也是從一般學理甚至實務中較無法得知，當然，此等現象可從實測中略證之 [5, 6]。

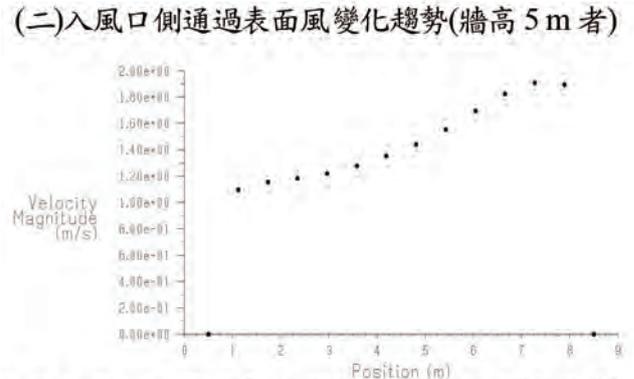
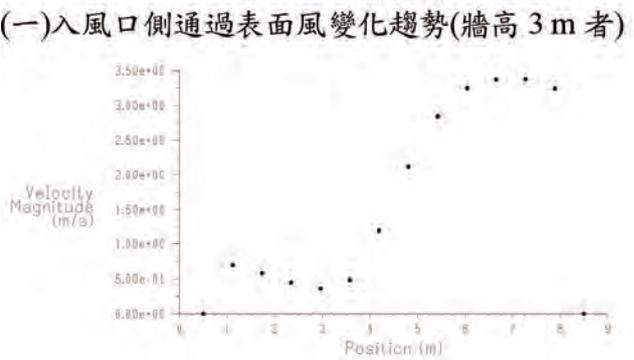
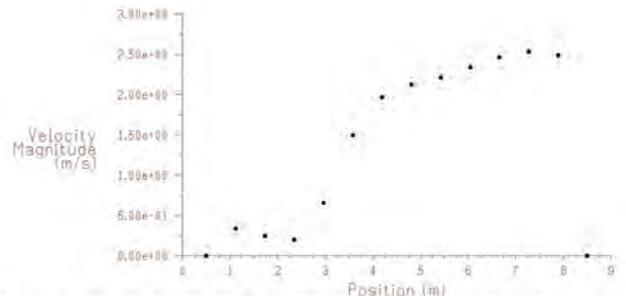


圖 11 擋水牆距塔身 2 m 遠出風口通過風速 1 m/s 時牆高分別為 3 m、5 m 及無遮蔽時之入口風速差異

主要項次	入風口不同處				
	1	3	5	7	8
牆高 3 m 之入風速度(m/s)	0.3	1.0	2.4	2.5	2.0
牆高 5 m 之入風速度(m/s)	0.6	0.3	2.1	3.5	3.2
無飛濺牆時之入風速度(m/s)	1.1	1.2	1.4	1.8	1.9

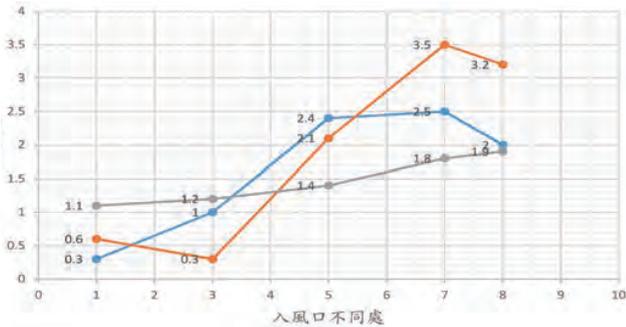


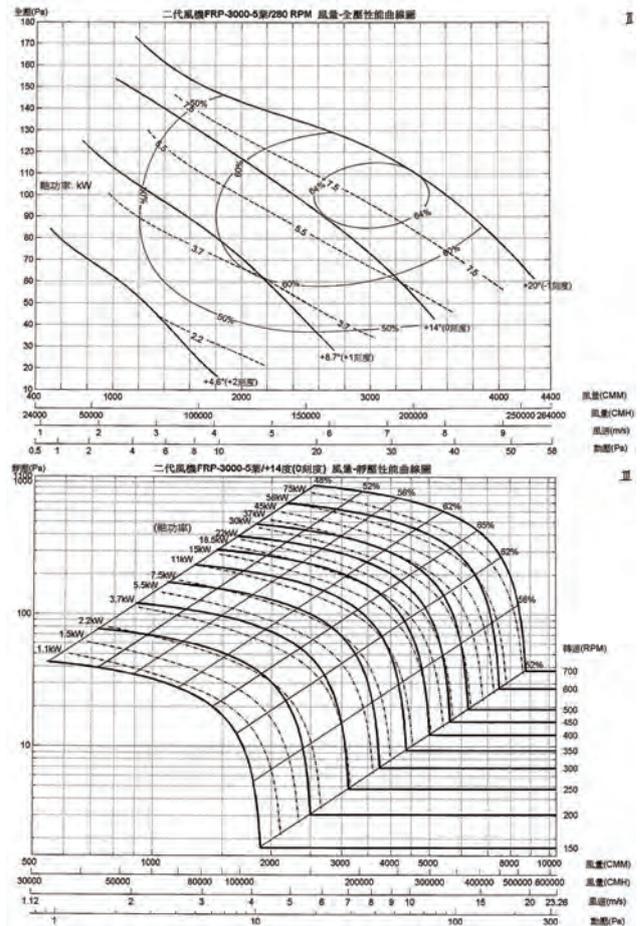
圖 12 不同擋水牆高度時其模擬結果之差異趨勢圖示

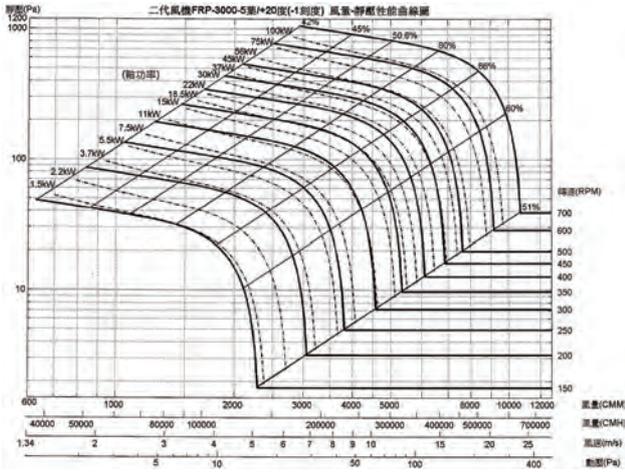
參考文獻

- 黃錦文，流體機械設計實務（全一冊），蚊晟（股）有限公司（1994）。
- 黃錦文，黃智偉，黃柏鈞，李世文，羅金枝，〈影響冷卻塔性能之幾個設計參數分析〉，《第十三屆海峽兩岸冷凍空調學術暨技術交流會 2017》，頁 109-118(2017.8.29-31)。
- 黃錦文，黃智偉，黃柏鈞，李世文，羅金枝，〈影響冷卻塔性能之幾個設計參數分析〉，冷凍空調與能源科技，No.107，pp.19-27(2018.1)。
- 黃錦文，徐永盛，黃智偉，黃柏鈞，鍾秉霖，陳永鎮，黃義雄，〈利用數值分析方法進行冷卻塔改善案例〉，冷凍空調與能源科技，No.000，pp.00-00(2020.7)。
- 黃錦文，冷卻水塔設計與選用概要（全一冊），蚊晟（股）有限公司（1994.10）。
- 黃錦文，冷卻水塔設計與選用概要（增補版），ISBN 986-82010-3-3，熱流技術工作室（2008.9）。
- 黃錦文，“冷卻水塔之熱流原理（上）”，中國冷凍空調雜誌，No.31，pp.118-133(1997.4)。
- 黃錦文，“冷卻水塔之熱流原理（下）”，中國冷凍空調雜誌，No.32，pp.100-109(1997.6)。
- 黃錦文，“冷卻水塔之設計與選用基礎（上）”，中華水電空調，No.168，pp.24-131(1997.10)。

- 黃錦文，“冷卻水塔之設計與選用基礎（下）”，中華水電空調，No.169，pp.106-112(1997.11)。
- 黃錦文，劉杰文，鄭益志，“冷卻水塔冷卻能力不足之原因探討”，能源資訊網，能源專家園地，pp.1-13(2003.7)。
- 黃錦文，蔡瑞益，張永鵬，“冷卻水塔之熱力計算方法（上）”，冷凍與空調，No.11，pp.85-94(2001.10)。
- 黃錦文，蔡瑞益，張永鵬，“冷卻水塔之熱力計算方法（下）”，冷凍與空調，No.12，pp.102-112(2001.12)。

附錄一：風機選用線圖例





Location	Airflow tot m³/s	Areal Velocity m²l	Density m/s	Sp. vol kg/m³	Pr.drpl m³/kg	mm WG
Inlet&louver	601.90	85	7.06	1.132	0.904	7.191
Turn & rain zone	601.90	85	7.06	1.132	0.904	4.742
IFill (top section)	618.98	271	2.28	1.115	0.930	6.549
IEliminators	636.05	271	2.35	1.097	0.955	0.617
INet fan VP	636.05	74	8.64	1.097	0.955	4.174
IFan inlet	636.05	74	8.64	1.097	0.955	1.252
Xtra static						0.000
Stack exit	636.05	75	8.50	1.097	0.955	4.046
Recovery						-0.102
Th. draft						-0.344
IFan total pressure						124.080
IFan Static pressure						19.906

Airflow per fan.....m³/s 636.05

Water distribution zone KAV / L 0.342

Fill (upper section) 1.551

Rain zone (BELOW Fill)..... 0.260

KAV/L total (Including Merkel Correction Factor)..... 2.153

Uncorrected KaV/L (for use with CTI blue book)..... 2.106

Average Merkel correction factor (calculated) 1.023

01-16-2019 16:22:56 4800b1.D60

附錄二 本案例之測試數據

A. 測量距離

選擇 測量點數	面積	1	2	3	4	5
V 風罩直徑 11020 mm	95.33	280	890	1600	2460	3680

B. 面積比

選擇 測量點數	1	2	3	4	5
V 5點測距面積比	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

C. 風量計算

測量點數	1	2	3	4	5
實測風速m/s	5.1	10	12.5	11.6	5.15
實測風速x面積比	1.02	2	2.5	2.32	1.03
累計風速(實測風速x面積比)(1+2+3+4+5)	8.87 m/s				
風罩截面積(扣除輪殼面積1.11M²)	94.22 m²				
實測得之風量(累計風速x風罩截面積)	835.72 m³/s				

檢測儀器: 熱線風速計 塔頂風速: 2.3 m/s(平均)

設計風量: 733 m³/s 設計電流: 43.5 A

封定: 檢測電流: 39.3A

附表二 入口設有百葉者

Fill(upper) Brentwood ACCU-PAK CF 1900.

Air inlet: on one side only. size m 18.29

Number of cells.....	1	Number of fans per cell....	1
Cell length.....m	18.29	Cell width.....m	16.46
Air inlet.....m	5.49	Fill depth(upper).....m	1.83

Rain zone height.....m 8.23 Fan deck level.....m 14.63

Fan diameter.....m 10.00 Seal disk diameter.....m 2.50

Nozzles: upspray nozzles..... Dist. fill-nozzles.....m 0.46

Fan tot. efficiency.....% 75.0 Transmission efficiency.....% 97.5

Venturi height.....m 0.45 Stack tot. height.....m 4.20

Motor nominal size.....Kw 204.88 % by/pass on walls.....% 2.00

Inlet+louver PD coeff.....VP 2.50 Eliminators PD coeff.....VP 2.00

Fan inlet PD coeff.....VP 0.30 Mot. min. reserve @design % 0.01

% obstruction air inlet.....% 25.00 % obstruction fill area.....% 10.00

***** T H E R M A L D A T A *****

Site altitude.....m 0 Barometric press...millibar 1013.3

Ambient wet bulb temp.....C 29.00 Air relative humidity.....% 70.0

Ambient dry bulb temp.....C 33.83 Water salinity.....ppm 0

Water flow.....m³/hr 4800 Heat load...million kcal/hr 42.797

Cold water temperature...C 33.00 Range.....C 9.00

KaV/L mult. factor(upper)-- 1.00 Pr.drop mult.fact.(upper)-- 1.00

Merkel correction factor-- 0.00 Recirculation allowance...C 0.00

***** R E S U L T S *****

附表一 一般(即入口無百葉或擋水簾)者

Fill(upper) Brentwood ACCU-PAK CF 1900.

Air inlet: on one side only. size m 18.29

Number of cells.....	1	Number of fans per cell....	1
Cell length.....m	18.29	Cell width.....m	16.46
Air inlet.....m	5.49	Fill depth(upper).....m	1.83

Rain zone height.....m 8.23 Fan deck level.....m 14.63

Fan diameter.....m 10.00 Seal disk diameter.....m 2.50

Nozzles: upspray nozzles..... Dist. fill-nozzles.....m 0.46

Fan tot. efficiency.....% 75.0 Transmission efficiency.....% 97.5

Venturi height.....m 0.45 Stack tot. height.....m 4.20

Motor nominal size.....Kw 204.88 % by/pass on walls.....% 2.00

Inlet+louver PD coeff.....VP 2.50 Eliminators PD coeff.....VP 2.00

Fan inlet PD coeff.....VP 0.30 Mot. min. reserve @design % 0.01

% obstruction air inlet.....% 15.00 % obstruction fill area.....% 10.00

***** T H E R M A L D A T A *****

Site altitude.....m 0 Barometric press...millibar 1013.3

Ambient wet bulb temp.....C 29.00 Air relative humidity.....% 70.0

Ambient dry bulb temp.....C 33.83 Water salinity.....ppm 0

Water flow.....m³/hr 4800 Heat load...million kcal/hr 42.797

Cold water temperature...C 33.00 Range.....C 9.00

KaV/L mult. factor(upper)-- 1.00 Pr.drop mult.fact.(upper)-- 1.00

Merkel correction factor-- 0.00 Recirculation allowance...C 0.00

***** R E S U L T S *****

Actual water flow.....m³/hr	4380	Tower capability.....%	91.25
Water density.....kg/m³	990.65	Water specific heat.....	1.000
Vapor press. x factor.....	1.000	Ka salt x factor.....	1.000
Water loading.....T/hr.m²	15.85	Actual fan power.....Kw	204.79
Gas/Liquid G/L.....	0.564	Liquid/Gas L/G.....	1.774
Exit wet bulb (CTI).....C	39.56	Exit wet bulb exact HB...C	39.99
Absolute humidity inlet...-0.023603		Absolute humidity exit...-0.049013	
Evaporation.....%	1.40	Min. recommended plenum .m	3.65

Location	Airflow tot m³/s	Areal Velocity m²l	Density m/s	Sp. vol kg/m³	Pr.drpl m³/kg	mm WG
Inlet&louver	585.92	75	7.79	1.132	0.904	8.752
ITurn & rain zone	585.92	75	7.79	1.132	0.904	4.529
IFill (top section)	602.56	271	2.22	1.115	0.930	6.178
IEliminators	619.20	271	2.29	1.097	0.955	0.584
INet fan VP	619.20	74	8.41	1.097	0.955	3.956
IFan inlet	619.20	74	8.41	1.097	0.955	1.187
Xtra static						0.000
Stack exit	619.20	75	8.28	1.097	0.955	3.834
Recovery						-0.097
Th. draft						-0.344
IFan total pressure						124.747
IFan Static pressure						120.791

Airflow per fan.....m³/s 619.20

Water distribution zone KAV / L 0.335

Fill (upper section) 1.563

Rain zone (BELOW Fill)..... 0.260

KAV/L total (Including Merkel Correction Factor)..... 2.157

Uncorrected KaV/L (for use with CTI blue book)..... 2.110

Average Merkel correction factor (calculated) 1.023

01-17-2019 15:09:35 4800b1.D60

附表三 入口設有擋水簾者

Fill(upper) Brentwood ACCU-PAK CF 1900.						
Air inlet: on one side only	size m 18.29					
Number of cells.....	1 Number of fans per cell... 1					
Cell length.....m	18.29 Cell width.....m 16.46					
Air inlet.....m	5.49 Fill depth(upper).....m 1.83					
Rain zone height.....m	8.23 Fan dock level.....m 14.63					
Fan diameter.....m	10.00 Seal disk diameter.....m 2.50					
Nozzles: upspray nozzles.	Dist. fill-nozzles.....m 0.46					
Fan tot. efficiency.....%	75.0 Transmission efficiency...% 97.5					
Venturi height.....m	0.45 Stack tot. height.....m 4.20					
Motor nominal size.....Kw	204.88 % by/pass on walls.....% 2.00					
Inlet+louver PD coeff.....VP	2.50 Eliminators PD coeff.....VP 2.00					
Fan inlet PD coeff.....VP	0.30 Mot. min. reserve @design % 0.01					
% obstruction air inlet...%	35.00 % obstruction fill area...% 10.00					
***** T H E R M A L D A T A *****						
Site altitude.....m	0 Barometric press...millibar 1013.3					
Ambient wet bulb temp.....C	29.00 Air relative humidity.....% 70.0					
Ambient dry bulb temp.....C	33.83 Water salinity.....ppm 0					
Water flow.....m3/hr	4800 Heat load...million kcal/hr 42.797					
Cold water temperature....C	33.00 Range.....C 9.00					
KaV/L mult. factor(upper)--	1.00 Pr.drop mult.fact.(upper)-- 1.00					
Merkel correction factor.--	0.00 Recirculation allowance...C 0.00					
***** R E S U L T S *****						
Actual water flow.....m3/hr	4116 Tower capability.....% 85.75					
Water density.....kg/m3	990.65 Water specific heat..... 1.000					
Vapor press. x factor.....	1.000 Ka salt x factor..... 1.000					
Water loading.....T/hr,m2	14.89 Actual fan power.....Kw 204.77					
Gas/Liquid G/L.....	0.562 Liquid/Gas L/G..... 1.779					
Exit wet bulb (CTI).....C	39.58 Exit wet bulb exact HB...C 40.01					
Absolute humidity inlet...-	0.023603 Absolute humidity exit...-0.049077					
Evaporation.....%	1.40 Min. recommended plenum ...m 3.65					

Location	Airflow	Area	Velocity	Density	Sp. vol	Pr.drpl
	tot m3/s	m2	m/s	kg/m3	m3/kg	mm WG
Inlet&louver	564.101	651	8.651	1.1321	0.9041	10.8011
Turn & rain zone	564.101	651	8.651	1.1321	0.9041	4.3201
Fill (top section)	580.161	2711	2.141	1.1151	0.9301	5.6901
Eliminators	596.211	2711	2.201	1.0971	0.9551	0.5421
Net fan VP	596.211	741	8.101	1.0971	0.9551	3.6671
Fan inlet	596.211	741	8.101	1.0971	0.9551	1.1001
Xtra static						0.0001
Stack exit	596.211	751	7.971	1.0971	0.9551	3.5541
Recovery						-0.0901
Th. draft						-0.3451
Fan total pressure						25.6861
Fan Static pressure						22.0191
Airflow per fan.....m3/s						596.21
***** K A V / L *****						
Water distribution zone						0.326
Fill (upper section)						1.579
Rain zone (BELOW Fill)						0.259
KAV/L total (Including Merkel Correction Factor)						2.163
Uncorrected Kav/L (for use with CTI blue book)						2.116
Average Merkel correction factor (calculated)						1.023
01-17-2019 15:10:57 4800bi.D60						

技術應用專欄

風機の分類、選用

畢翰中 / 郁風企業有限公司

一、風機的選用

風機的選用，不只是找出一個可以達到風量、壓力、效率的風機（圖 1）另外應該要考慮所有的「設計條件」與「應用條件」，例如：噪音的考慮、氣流的物質、易爆的氣流、腐蝕的氣流、高溫的氣流、排置的方式驅動的方式、安裝的位置、空間的限制、防護的裝置、配件的選擇、風機與通風系統銜接的方式。

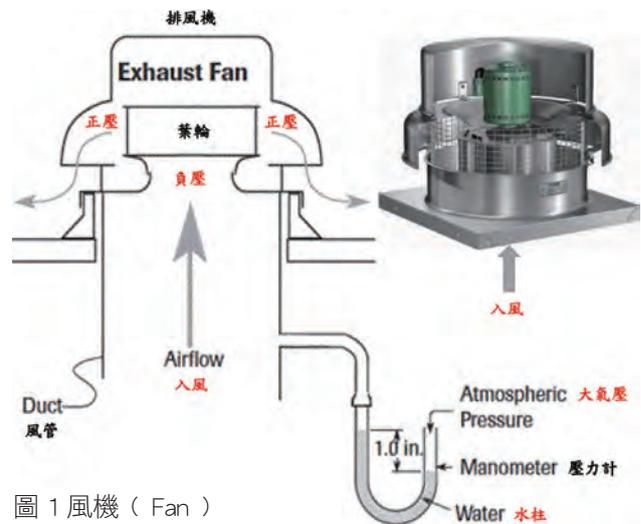
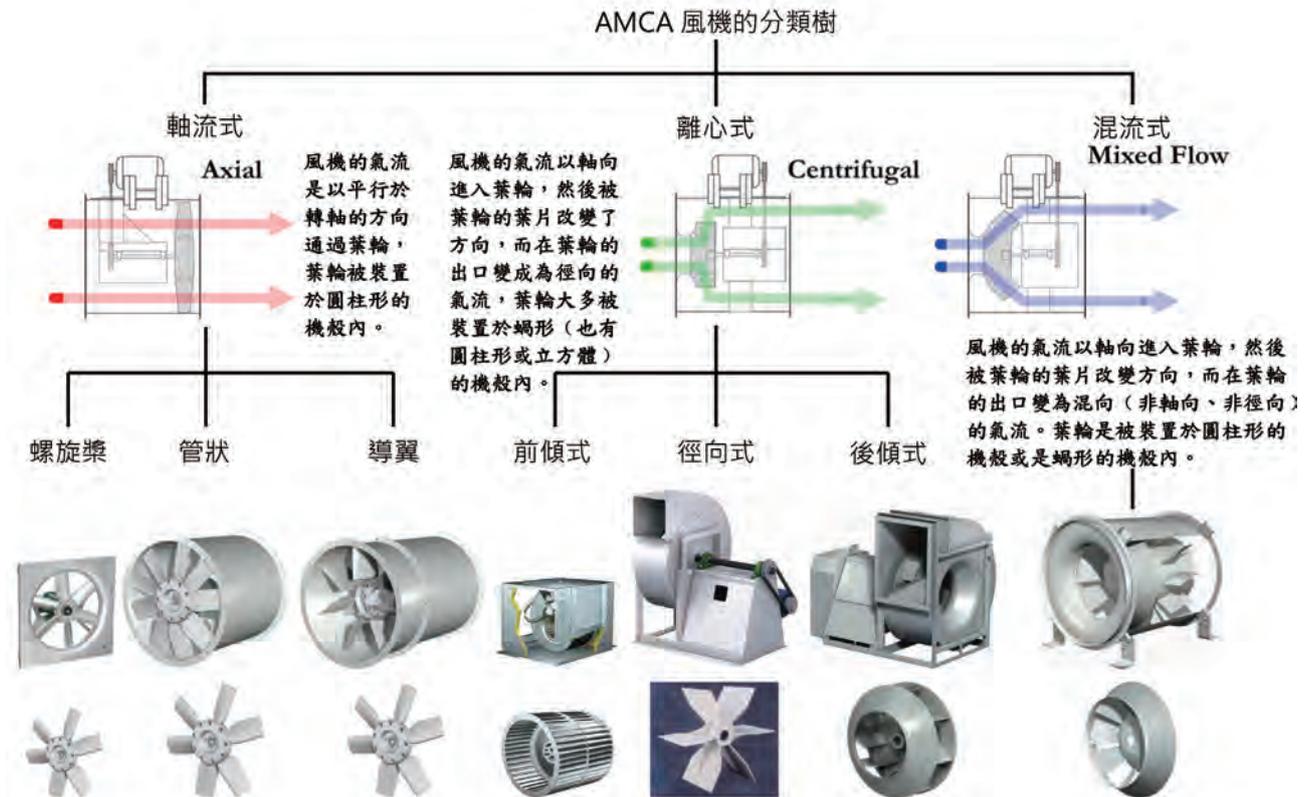


圖 1 風機 (Fan)

二、三個基本的風機類型 (分類樹)



三、風量、壓力、效率（通風系統需求的設計風量）

風機係以通風系統需求的設計風量做為風機的設計風量，而通風系統需求的設計風量經由「各種場所通風系統需求的設計風量表」計算得知。

表 1 各種場所通風系統需求的設計風量表

Suggested Air Changes for Proper Ventilation					
場所體積 (英尺立方)		場所體積 (英尺立方) 長 x 寬 x 高 (場所)			
風量 (英尺立方/分鐘)	cfm = $\frac{\text{Room Volume}}{\text{Min./Chg.}}$	Room Volume = L x W x H (of room)			
每次換氣時間 (分鐘)					
Area	Min./Chg.	Area	Min./Chg.	Area	Min./Chg.
Assembly Hall	3-10 大會堂	Dance Hall	3-7 舞廳	Machine Shop	3-6 機械工廠
Attic	2-4 閣樓	Dining Room	4-8 飯廳	Mill	3-8 研磨廠
Auditorium	3-10 禮堂	Dry Cleaner	2-5 乾洗店	Office	2-8 辦公室
Bakery	2-3 麵包店	Engine Room	1-3 機房	Packing House	2-5 包裝房
Bar	2-4 酒吧	Factory	2-7 工廠	Projection Room	1-2 投影室
Barn	12-18 穀倉	Foundry	1-5 鑄造廠	Recreation Room	2-8 娛樂室
Boiler Room	1-3 鍋爐房	Garage	2-10 車庫	Residence	2-6 住宅
Bowling Alley	3-7 保齡球館	Generator Room	2-5 發電機室	Restaurant	5-10 餐廳
Cafeteria	3-5 自助餐廳	Gymnasium	3-8 體育館	Rest Room	5-7 休息室
Church	4-10 教堂	Kitchen	1-5 廚房	Store	3-7 商店
Classroom	4-6 教室	Laboratory	2-5 實驗室	Transfer Room	1-5 轉機室
Club Room	3-7 俱樂部	Laundry	2-4 洗衣房	Warehouse	3-10 倉庫

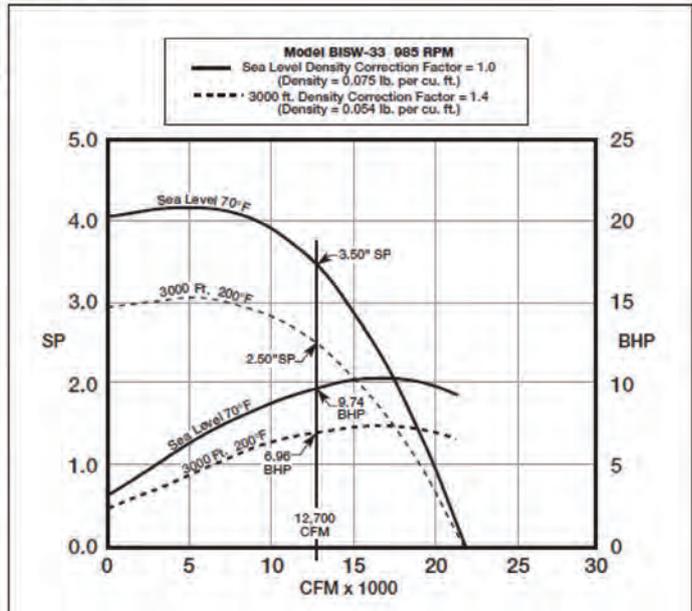
四、風量、壓力、效率（壓力相對於空氣密度的校正）範例

範例（風機實際操作的壓力轉換為標準空氣狀態下的壓力計算）

The following example shows how to properly select the fan described above:

1. Since the air volume delivered by the fan is not affected by density, airflow remains 12,700 CFM.
2. Determine correction factor from chart for an elevation of 3000 feet and air temperature of 200°F. The correction factor is 1.40.
3. Multiply the specified operating static pressure by the correction factor to determine the standard air density equivalent static pressure (Corrected static pressure = 2.5" x 1.40 = 3.5" static pressure).
4. Refer to the fan performance table for a 33 BISW. At 12,700 CFM and 3.5" static pressure: Fan RPM = 985, BHP = 9.74.
5. 985 Fan RPM is required to produce the desired performance.
6. Since the horsepower selected refers to standard air density, this must be corrected to reflect actual BHP at the lighter operating air. Operating BHP = standard BHP ÷ 1.40, or 9.74 ÷ 1.40 = 6.96 BHP.

If a fan is selected to operate at high temperatures, the motor must be of sufficient horsepower to handle the increased load at any lower operating temperature where the air is more dense. Assume the air entering the 33 BISW fan at start-up is 0°F. For 0°F and 3000 feet elevation the air density correction factor is 0.97. BHP at 0°F = 9.74 ÷ 0.97 = 10.04, therefore, a 10 HP motor is required.



五、風機與通風系統銜接的方式

風機的風量、壓力、效率，將會受到風機入口、出口形態的影響，風機的入口、出口分為四種形態：

Type A：自由入口、自由出口（圖 2）

Type B：自由入口、風管出口（圖 3）

Type C：風管入口、自由出口（圖 4）

Type D：風管入口、風管出口（圖 5）

Category A - Open inlet and outlet (ie, no ducting)



圖 2 Type A 自由入口、自由出口

Category B - Open inlet and ducted outlet

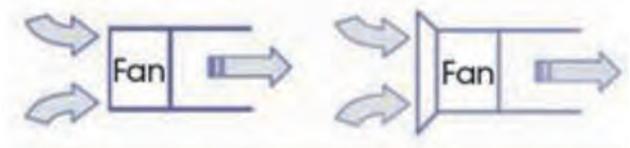


圖 3 Type B 自由入口、風管出口

Category C - Ducted inlet and open outlet



圖 4 Type C 風管入口、自由出口

Category D - Ducted inlet and ducted outlet

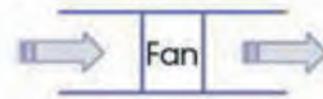
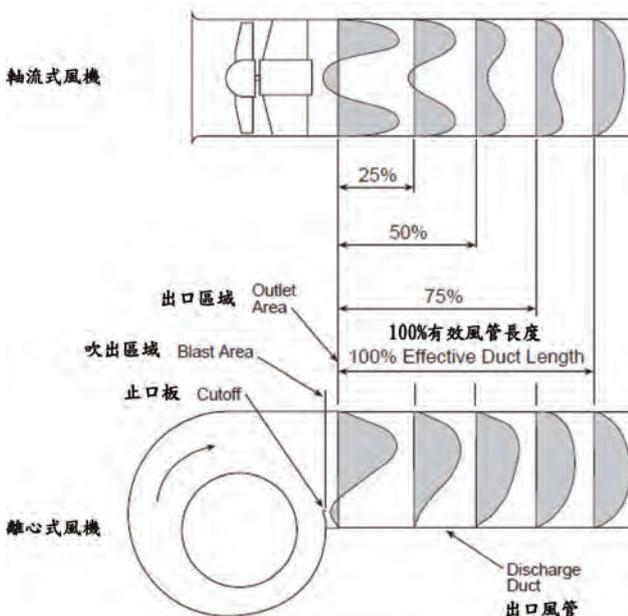


圖 5 Type D 風管入口、風管出口

六、風機與通風系統銜接的方式（風機出口的系统效應）

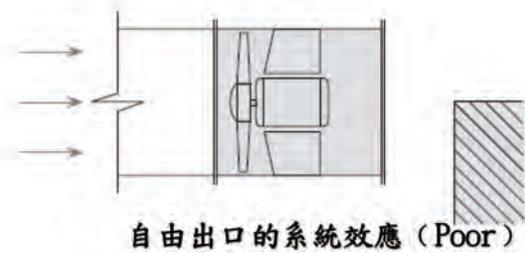
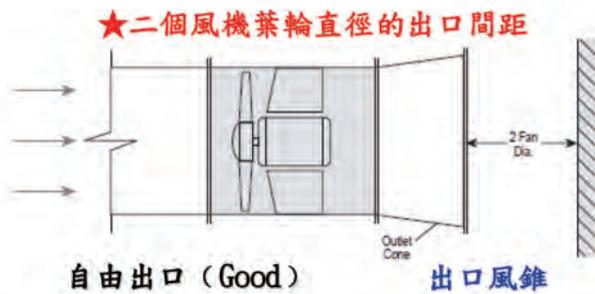
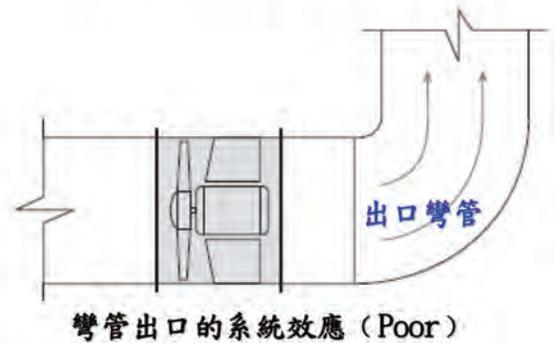
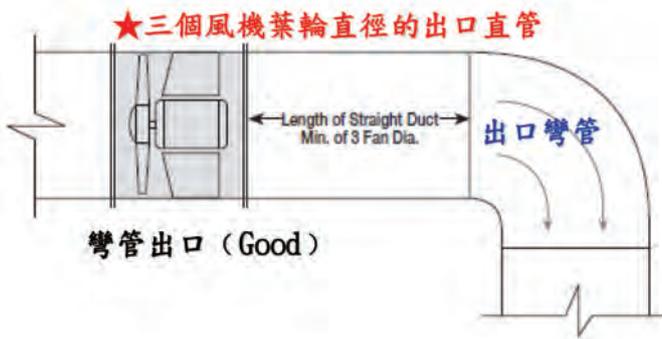
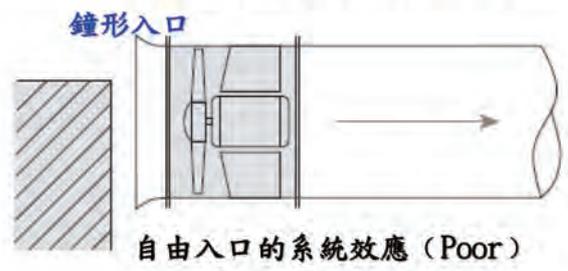
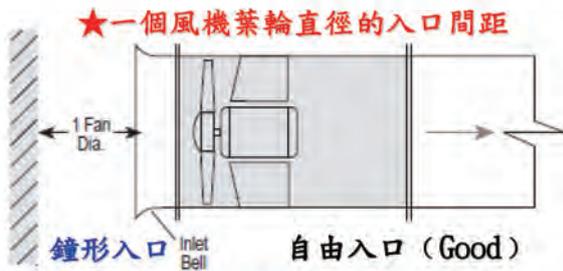
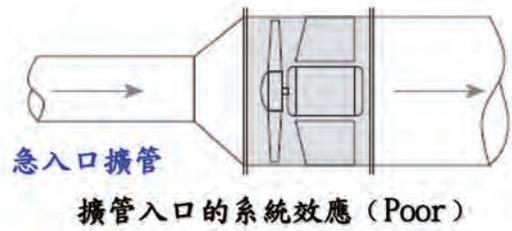
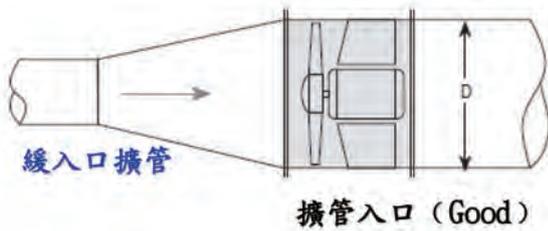
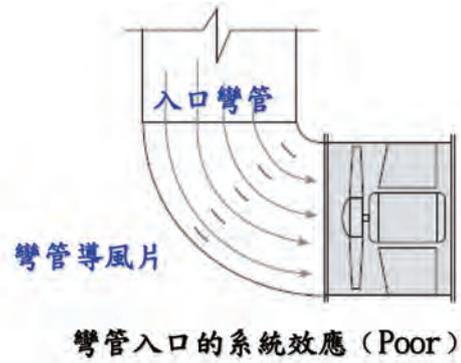
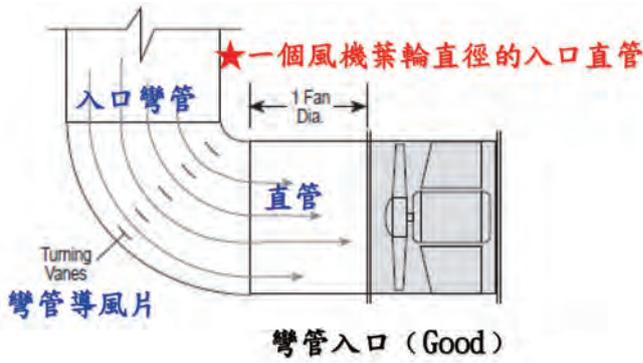
風機因非平順均勻的出口、入口氣流，造成風機的風量、壓力、效率等性能降低的現象，稱為 System Effect（系統效應）。



系統效應係數	No Duct	12% E ffective Duct	25% E ffective Duct	50% E ffective Duct	100% E ffective Duct
Blast Area					
Outlet Area	System Effect Curve				
0.4	P	R-S	U	W	--
0.5	P	R-S	U	W	--
0.6	R-S	S-T	U-V	W-X	--
0.7	S	U	W-X	--	--
0.8	T-U	V-W	X	--	--
0.9	W-W	W-X	--	--	--
1.0	--	--	--	--	--

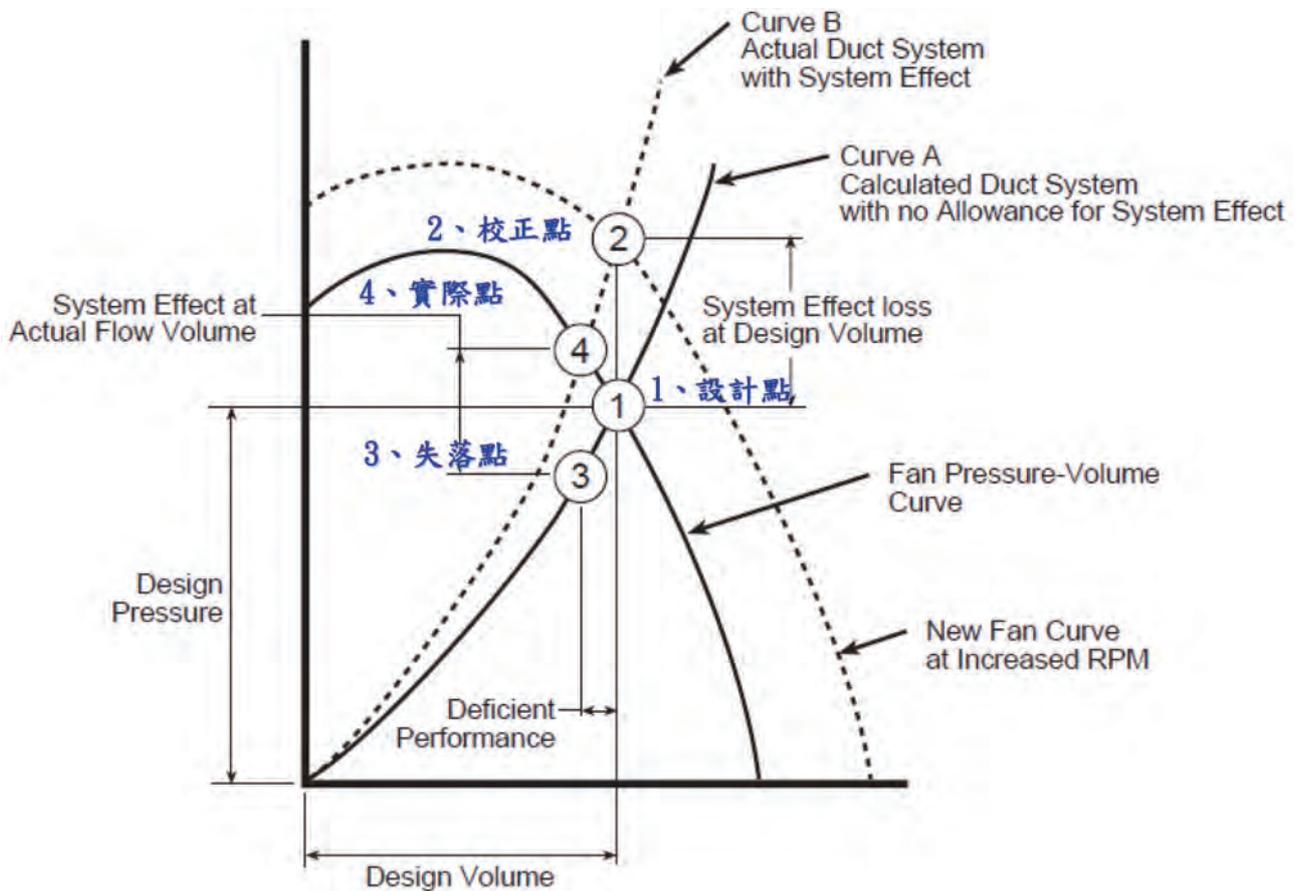
圖 6 風機出口的系统效應

七、風機與通風系統銜接的方式（風機出口、入口的系統效應）



八、風機與通風系統銜接的方式（系統效應的性能曲線）

System Effect（系統效應）係指風機因為非平順均勻的出口氣流或入口氣流而造成風機性能降低的現象（與風機在實驗室的測試性能對比）。風機的風量、壓力、效率等性能，將會受風機出口、入口與系統銜接所產生的系統效應的影響。



風機的選用必須參考以上的說明，找出一個可以達到風量、壓力、效率，同時考慮「噪音的考慮、氣流的物質、易爆的氣流、腐蝕的氣流、高溫的氣流、排置的方式、驅動的方式、安裝的位置、空間的限制、防護的裝置、配件的選擇、風機與通風系統銜接的方式」的「設計條件」與「應用條件」，以期完成正確的風機選用。

風機振動

楊光宇／台灣科祿格通風設備股份有限公司

「風機振動」是個複雜又重要的議題，說「複雜」是振動會隨著風機運轉的時間而逐漸加大，這有可能是因為軸承，皮帶，等轉動件的磨耗，也可能是因為皮帶輪直線性偏差，皮帶張力過鬆或過緊，抑或是進出風機不順暢的氣流，當然，也有可能是風機的結構或是底座強度不足所導致的結果，隨著時間的變化，早期發現風機振動，或許只需更新皮帶，調整皮帶輪的直線性，調整皮帶張力，即可改善，中期發現，可能要停機更換軸心，軸承，若是發現的太晚，會是更換葉輪，甚或整台風機都已支離破碎。

說「重要」是降低風機的振動，除了可將風機運轉的噪音降低，延長風機的運轉壽命，並將風機異常問題及故障減至最小，尤其是在電子高科技產業隨著製程的精進，對於廠區內的各設備整體振動標準，亦將更加嚴格，筆者認為：妥善處理風機振動之事，是風機製造商，空調工程承包商及空調技師 / 建築師三方共同的責任。

本文擬就風機振動的業界標準，實務上風機振動的原因，及技師如何開立規範等幾個面相，做以下探討。

標準

業界常見的風機振動標準有 中國國家標準 CNS 15464、國際標準化組織 ISO 1940、ISO 14695 及 ISO 20816，美國 ANSI/AMCA STANDARD 204、謹將這些標準列出，如下：

A.CNS 15465 一般用途風機—風機振動之量測法

此標準係依據 2003 年發行之第 1 版 ISO 14695，不變更技術內容及標準程式，制定為中華民國國家標準者，本標準規定量測所有類型風機振動特徵之方法（但屬於空氣循環為目的之風機除外，例如吊扇及桌扇）

B.ISO 1940-1:2003 Mechanical vibration— Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state—Part 1: Specification and verification of balance tolerances

此標準，為剛性的各種轉子，定義說明平衡的公差，必要校正平面數以及驗證殘留不平衡的方法，這是對風機製造商於風機出廠前，平衡的要求。

C.ISO 14695 : 2003 Industrial fans—Method of measurement of fan vibration

描述了一種測量所有類型的風機振動特性的方法，除了那些專門為空氣循環而設計的風機之外，例如吊扇和台式風機。但是，它僅限於安裝功率小於 300 kW 的所有類型的風機。對於功率更大的風機，可以使用 ISO 10816-1 中描述的方法和 ISO 10816-3 中給出的適用限制。ISO 14695 : 2003 僅給出了一種通用方法，沒有給出解釋數據的標準（請參閱 ISO 14694）。

D.ISO 20816-1:2016 (ISO 10816-1:1995 standard has been revised by ISO 20816-1:2016)

Mechanical vibration—Measurement and evaluation of machine vibration—Part 1: General guidelines

ISO 20816-1 : 2016 建立了使用對整機的旋轉，非旋轉和非往復運動部件進行測量的振動測量和評估的一般條件和程序。它適用於在監控徑向遊隙方面測量絕對和相對徑向軸振動，但不包括軸向軸振動。以振動幅度和振動變化的形式提出的通用評估標準與運行監控和驗收測試有關。提供它們主要是為了確保機器的可靠，安全，長期運行，同時最大程度地減少對相關設備的不利影響。還提供了設置操作限制的準則。

E.ANSI/AMCA 204-05 (R2012) Balance Quality and Vibration Levels for Fans

本標準說明了風機平衡和振動的議題。附件 E 中列出的一系列標準和出版物的一部分，涵蓋了與風機的設計，製造和使用有關的重要方面。還存在其他一般涉及機器振動的標準。本標準僅考慮風機。振動被認為是有關風機機械運行的重要參數。平衡質量是令人滿意的機械操作的前提。

導致風機振動的原因

會造成風機振動的原因，除了在風機製造，組裝時的問題之外，常見的問題，是在與風管系統不適當的配置，謹就引起風機振動的可能原因，整理如下：

A. 可歸咎風機製造商的振動原因：

1. 葉輪的真圓度不佳，或是葉輪的動平衡不良。
2. 軸心與葉輪軸套的組立配合公差過大，偏心距過大。

3. 彎曲的軸心。
4. 皮帶傳動的風機與馬達皮帶輪的直線性未調校至允許公差值之內。
5. 以聯軸器連接風機軸心與馬達軸心，二支軸心的假想中心線，未調校至允許公差值之內。
6. 固定軸承與軸心的軸承鎖與軸心未鎖緊，或是鎖得過緊。
7. 皮帶的張力過鬆或是過緊。
8. 支撐軸承的框架或底座的剛性不足。
9. 避振器的選用不當。
10. 風輪，風機未做平衡，或是未做到規範之平衡等級。

B. 不可歸咎風機製造商的振動原因：

與風機進 / 出口的風管不適當的連接，導致不順暢的氣流。



圖 1 風管不適當的連接的範例

施工規範

「施工規範」係設計者/業主對於所採購設備之要求的技術文件之一，而在「振動」這個議題上，筆者以「公共工程會 施工鋼要規範第 15831 章 離心風機 V3.0 – 2011 年版」為例，做以下的建議：

(1) 相關準則，新增

- CNS 15465 一般用途風機 – 風機振動之量測法
- ISO 1940 機械振動 – 固定（剛性）狀態下轉子的平衡等級要求 (Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state)
- ISO 14695 工業風機 – 風機振動的測量方法 (Industrial fans – Method of measurement of fan vibration)
- ISO 20816 機械振動 – 機械振動的測量和評估 (Mechanical vibration – Measurement and evaluation of machine vibration)

(2) 品質保證，新增

- 風機出廠時的平衡等級應符合 ISO 1940 或 AMCA 204 的 G2.5，風機製造商於出貨時應檢附每一台風機的振動頻譜。

(3) 施工，新增

- 承包商應於風機安裝於風管系統後，對每一台風機量測其振動，並符合 ISO 20816 之 4.5mm/s RMS 之標準。

< 補充 > 2 個有關風機振動的話題

A. 依 AMCA 204 所定義，風機在工廠內的振動測試，除非契約另有規定，廠商的測試是量測風機在其運轉轉速之下的振動值，不得大於 G2.5 (或是 G6.3)，也就是說，風機運轉的頻率下，振動值不得大於 2.5mm/s，0-Peak (或是 6.3mm/s, 0-Peak) 或是 1.7 mm/s, RMS (或是 4.45mm/s, RMS)。

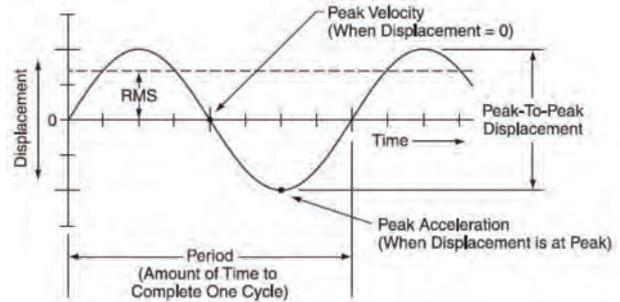


圖 2 振動的 0-Peak, Peak-Peak, RMS (節錄自 AMCA 204- Fig3.1)

B. 除非契約另有規定，依 AMCA 204 之 6.4 節所述，風機安裝於風管系統後，由於氣流，安裝基礎座結構..等非風機製造商之責任，故風機安裝於現場的振動等級不適用於 (表一) 之規定，而應以 (表四) 為判定之依據。

表 1 風機用於平衡和振動的應用類別 (節錄自 AMCA 204, Table 4.1)

APPLICATION	EXAMPLES	DRIVER POWER kW (HP) LIMITS	FAN APPLICATION CATEGORY, BV
RESIDENTIAL	Ceiling fans, attic fans, window AC	≤ .15(0.2) > .15(0.2)	BV-1 BV-2
HVAC & AGRICULTURAL	Building ventilation and air conditioning; commercial systems	≤ 3.7(5.0) > 3.7(5.0)	BV-2 BV-3
INDUSTRIAL PROCESS & POWER GENERATION, ETC.	Baghouse, scrubber, mine, conveying, boilers, combustion air, pollution control, wind tunnels	≤ 298(400) > 298(400)	BV-3 BV-4
TRANSPORTATION & MARINE	Locomotives, trucks, automobiles	≤ 15(20) > 15(20)	BV-3 BV-4
TRANSIT/TUNNEL	Subway emergency ventilation, tunnel fans, garage ventilation	≤ 75(100) > 75(100)	BV-3 BV-4
	Tunnel Jet Fans	ALL	BV-4
PETROCHEMICAL PROCESS	Hazardous gases, process fans	≤ 37(50) > 37(50)	BV-3 BV-4
COMPUTER CHIP MANUFACTURE	Clean room	ALL	BV-5

表 2 Balance and vibration 即 BV 類別及其對應之平衡等級 (節錄自 AMCA 204, Table 5.1)

FAN APPLICATION CATEGORY	BALANCE QUALITY GRADE FOR RIGID ROTORS/IMPELLER
BV-1*	G 16
BV-2	G 16
BV-3	G 6.3
BV-4	G 2.5
BV-5	G1.0

* Note: In FAN APPLICATION CATEGORY BV-1 there may be some extremely small fan rotors weighing less than 227 grams (8 ounces). In such cases, residual unbalance may be difficult to determine accurately. The fabrication process must ensure reasonably equal weight distribution about the axis of rotation.

表 3 風機於工廠內測試的振動標準 (節錄自 AMCA 204, Table 6.2)

Fan Application Category	Rigidly Mounted mm/s (in./s)	Flexibly Mounted mm/s (in./s)
BV-1	12.7 (0.50)	15.2 (0.60)
BV-2	5.1 (0.20)	7.6 (0.30)
BV-3	3.8 (0.15)	5.1 (0.20)
BV-4	2.5 (0.10)	3.8 (0.15)
BV-5	2.0 (0.08)	2.5 (0.10)

Values shown are peak velocity values, filter-in, at the fan rotational speed during the factory test.

表 4 風機於現場運行振動速度的限制 ((節錄自 AMCA 204, Table 6.3)

Condition	Fan Application Category	Rigidly Mounted mm/s (in./s)	Flexibly Mounted mm/s (in./s)
Start-up	BV-1	14.0 (0.55)	15.2 (0.60)
	BV-2	7.6 (0.30)	12.7 (0.50)
	BV-3	6.4 (0.25)	8.8 (0.35)
	BV-4	4.1 (0.16)	6.4 (0.25)
	BV-5	2.5 (0.10)	4.1 (0.16)
Alarm	BV-1	15.2 (0.60)	19.1 (0.75)
	BV-2	12.7 (0.50)	19.1 (0.75)
	BV-3	10.2 (0.40)	16.5 (0.65)
	BV-4	6.4 (0.25)	10.2 (0.40)
	BV-5	5.7 (0.20)	7.6 (0.30)
Shut-down	BV-1	NOTE 1	NOTE 1
	BV-2	NOTE 1	NOTE 1
	BV-3	12.7 (0.50)	17.8 (0.70)
	BV-4	10.2 (0.40)	15.2 (0.60)
	BV-5	7.6 (0.30)	10.2 (0.40)

Value shown are peak velocity, mm/s (inches/s), Filter out.

Note 1: Shutdown levels for fans in Fan Application Grades BV-1 and BV-2 must be established based on historical data

參考資料

- 1.CNS 15465 一般用途風機 – 風機振動之量測法
- 2.ISO 1940-1:2003 Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state— Part 1: Specification and verification of balance tolerances
- 3.ISO 14695 : 2003 Industrial fans — Method of measurement of fan vibration
- 4.ISO 20816-1:2016 (ISO 10816-1:1995 standard has been revised by ISO 20816-1:2016) Mechanical vibration— Measurement and evaluation of machine vibration — Part 1: General guidelines
- 5.ANSI/AMCA 204-05 (R2012) Balance Quality and Vibration Levels for Fans
6. “錯誤的安裝” – Kruger, Year 2008

利用流場模擬技術探討 地下停車場之通風設計

Study on Parking Lot Ventilation Design
Using Computational Fluid Simulation

徐一量博士、陳宗群／高幟通風工程股份有限公司

摘要

現今台灣地區，就業機會大量集中在都市，為了滿足都市需求使得都市中商業及居住的建築型態朝著高樓層及超高樓層發展。同時，為了解都市停車問題，將大樓地下室規劃成停車場逐漸變成一個必然的趨勢，但地下室屬密閉空間，汽機車排放的廢氣無法有效地排出地下停車場，造成地下停車場空氣品質不良。本研究針對此議題選定台中市某新建大樓做為案例，藉由FDS模擬地下停車場車輛排放之CO、CO₂、溫度及地下停車場通風設備之通風換氣方式，推估出地下停車場空氣品質的變化模式，以瞭解地下停車場何種通風設計方式對車輛排放污染物濃度的關聯性。本研究利用動態模擬軟體FDS模擬在不同通風設計模式下，氣流流動方式以及污染物濃度和溫度變化的狀況，並將實際可能同時發動於停車場內之最大車輛數作為計算，導入模擬，使模擬結果可更接近真實性，同時檢討現行法規針對地下停車場排風量規定是否合適。

關鍵字：地下停車場、通風設計、FDS

Abstract

Nowadays in Taiwan there are lots of job opportunity focus on big city, therefore the architectural type is going to high or even super high buildings to solve the rising residential demand. In the meanwhile, it's inevitable trendy of planning and design the basement to parking lot to solve the parking issue of high or even high buildings. The parking lot is a confined space, if the emission from vehicle can't be exhausted efficiently, the

air quality in parking lot will be bad. Currently in Taiwan, the regulations and researches for air quality in parking lot in high or super high buildings are still lacking. This study case is chosen from a new building in Taichung city to research parking lot ventilation by FDS which can simulate the emission of CO, CO₂ and temperature from vehicle to estimate the air quality pattern in underground parking lot. Therefore it could understand which kind of ventilation design in underground parking lot is related to emission concentration from vehicle. According to different ventilation design pattern, air flow, emission concentration and temperature, this study simulate the situation of the maximum vehicle engine on at same time in the underground parking lot by FDS to approach the authenticity. Meanwhile it can also review the regulations for underground parking lot is suitable.

Keywords: parking lot、Ventilation Design、FDS

1 研究動機及目的

現今台灣地區，就業機會大量集中於都市，使得都市中商業及居住的建築型態朝著高樓層及超高樓層發展，大量興建高樓層大廈才得以滿足都市的需求。在這同時，城市交通中使用的中小型汽車量飛速增長，為停車問題，將大樓地下室規畫成停車場逐漸變成一個必然的趨勢。而停車場進出車流所具之汽機車啟動、暖車、上下坡、緩速巡弋、熄火熱停等各項高污染特性行為集中於此，所排放之空氣污染物聚集於有限空間中，因通風不良而造成CO、CO₂、粉塵累積，對使

用人易引起氣喘、過敏等不良生理反應。

本研究以台中某集合式住宅為例，透過動態模擬軟體 FDS (Fire Dynamics Simulator) 模擬近年來國內公寓大廈地下停車場的通風設備，依現行法規檢討進、排風機風量設計作為空氣品質的現況調查，針對不同的設置方式進行比較與討論，以瞭解何種設計方式較能改善地下停車場的室內通風。

本研究之目的如下：

1. 何種設計方式能有效地控制室內地下停車場空氣品質濃度。
2. 何種設計方式能有效地帶動室內地下停車場流場。
3. 檢討現行法規針對地下停車場排風量規定值是否合適。

2 研究方法

2.1 FDS 電腦模擬介紹

FDS 模擬軟體是由美國 NIST(National Institute of Standards and Technology) 所研發，是一套計算流體力學 (CFD Computational Fluid

Dynamics) 軟體，軟體的核心是 Navier-Stokes 方程組，用於解析熱驅動的低速流場，著重在煙流及熱傳遞的現象，目前已成為分析火災現象之最主要軟體，也有學者利用 FDS 進行火場重建，由 FDS 的模擬重建火場推估火災成長的方式，而本案用來模擬地下停車場設計問題。

2.2 FDS 模擬內容設定與一般程序

一般進行 FDS 軟體運算上之主要操作內容及設定程序如下：

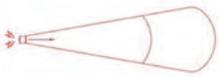
蒐集相關資料：建築平面圖、內部空間區畫圖

1. 決定模擬方式：整層模擬、區劃空間模擬、管道模擬。
2. 設定模擬範圍大小。
3. 決定格點大小。
4. 執行電腦運算。
5. 結果分析與判斷。

3 模擬情境

集合式住宅，最常見的地下停車場通風設計方式歸類如下表 1：

表 1、常見集合式住宅通風設計方案

情境	無通風設備 情境一	自然進風、機械排風 情境二	自然進風、機械排風 (短循環) 情境三	機械進風、機械排風 情境四
噴流機 		90W 150W	90W 150W	90W 150W
CO 尖峰時間	19 台	19 台	19 台	19 台
CO ₂ 尖峰時間	19 台	19 台	19 台	19 台

3.1 設計圖說

此案研究參考設計圖說樓地板面積 923m²，汽車位共 19 位，如圖 1。

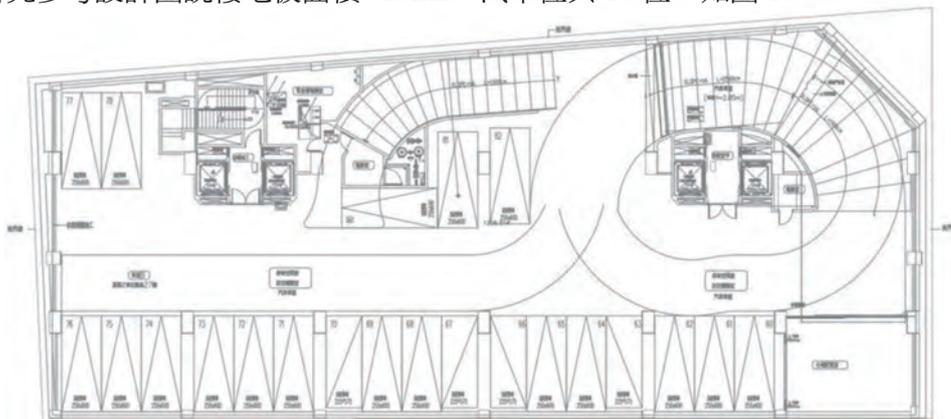


圖 1、情境一 - 無通風設備

3.2 市售噴流式風機性能差異

市場上常見的噴流機分類如下表 2：

表 2、噴流機性能比較

機種	90 W 噴流機	150 W 噴流機
風速	12 m/s	14 m/s
噴射距離	12 m	12 m
風量	8 CMM	15 CMM



圖 2、90W 噴流式風機



圖 3、150W 噴流機

4 結果與討論

本章節將 FDS 模擬之結果加以分析，探討停車場何種通風設計可以提供良好的舒適環境。本節針對 1. 二氧化碳、一氧化碳濃度 2. 噴流機性能差異影響流場速度，並進行情境一至情境四相關性比較。

4.1 二氧化碳濃度比較 -H:1.5 m

由圖 4-8 可看出：

- A. 機械進風、機械排風，300s 時二樣化碳濃度測點 1 最高約在 3.7 ppm，若時間拉長至 900s 測點 1 濃度最高達 4 ppm，在測點 2、3 因靠近機械進風機，且受到大量車道進風與機械進風影響，故 CO₂ 濃度偵測分別降至約為 0.2 ppm 及 2.5 ppm。
- B. 車道自然進風、機械排風，300s 時二氧化碳測點 1、4 濃度分別為在 12 ppm、6 ppm 之間，

若時間拉長至 900s 測點 1、4 濃度最高達 26 ppm、16 ppm。

- C. 車道自然進風、機械排風(短循環)，300s 時偵測點 1、4 CO₂ 濃度分別為約 10 ppm、40 ppm，測點 2、3 濃度分別為 20 ppm、50 ppm，若時間拉長至 900s 測點 1、4 濃度分別為 25 ppm、210 ppm。
- D. 無通風設備，室內濃度最高，尤其是偵測點 3、4 因在車輛集中區，300s 時 CO₂ 濃度分別約 50ppm，若時間拉長至 900s 測點 3、4 CO₂ 濃度分別約 250 ppm、160 ppm。

以上四種模擬情境發現，機械進風、機械排風控制二氧化碳濃度最佳。

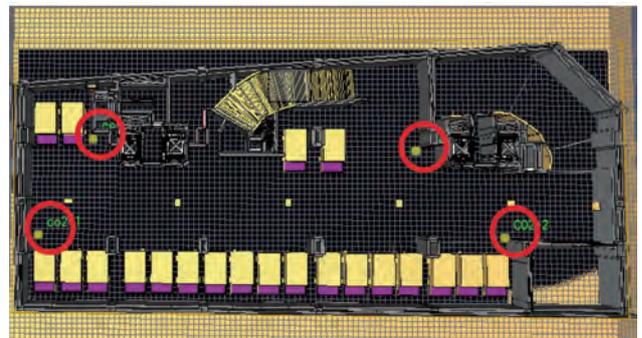


圖 4、CO₂ 監測點放置圖

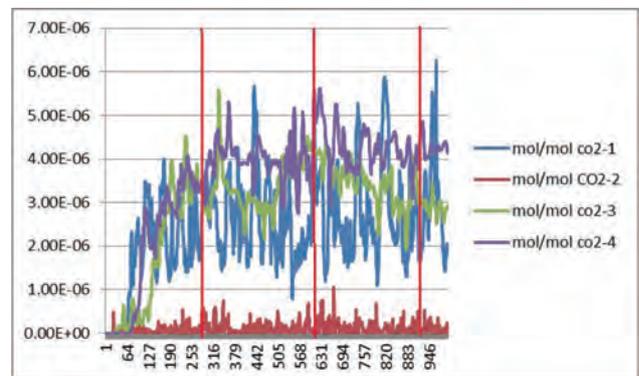


圖 5、機械進、排風 CO₂ 比較

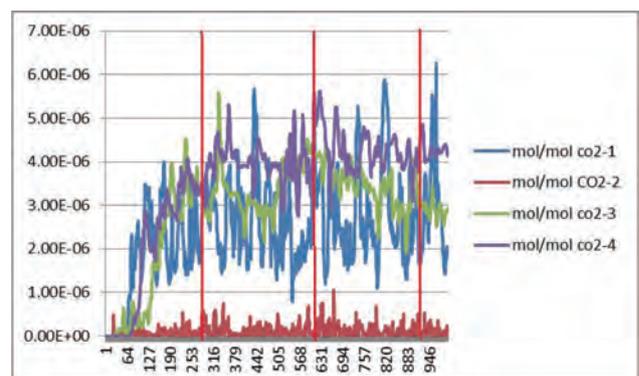


圖 6、自然進風、機械排風 CO₂ 比較

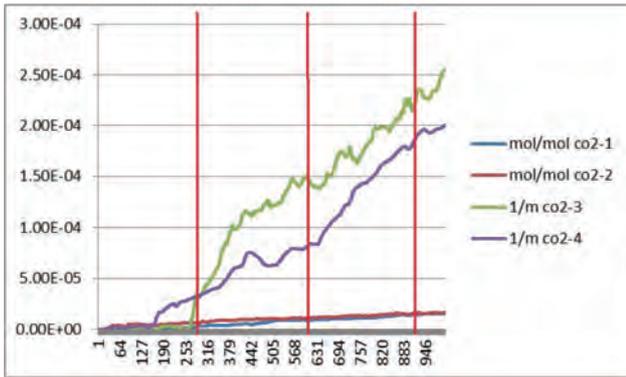


圖 7、自然進風、機械排風(短循環) CO₂ 比較

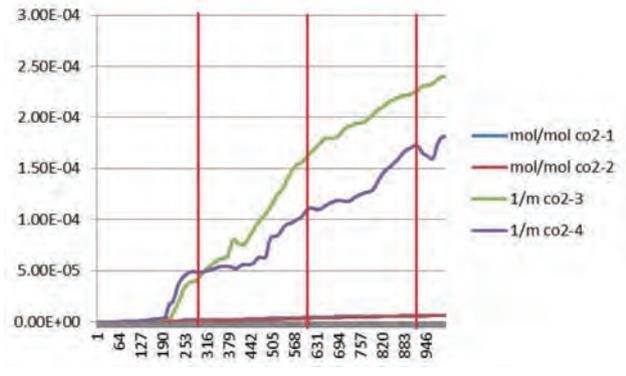


圖 8、無通風設備 CO₂ 比較

4.2 一氧化碳同高度比較 -H:1.5 m

由圖 9-13 可看出：

- A. 機械進風、機械排風，300s 時一氧化碳濃度測點 1 最高約在 0.07 ppm，若時間拉長至 900s 測點 4 濃度最高達 0.075 ppm，在測點 2 因靠近機械進風機，且受到大量車道進風影響，故 CO 濃度偵測最低。
- B. 車道自然進風、機械排風，300s 時一氧化碳測點 1 濃度約為在 0.22 ppm，測點 4 濃度約為在 0.1 ppm 但若時間拉長至 900s 測點 1 濃度最高達 0.45 ppm。
- C. 車道自然進風、機械排風(短循環)，300s 時偵測點一 CO 濃度約 3 ppm，測點四 300s 時 CO 濃度 30 ppm，900s 偵測點一 CO 濃度約 15 ppm，測點四 CO 濃度 190 ppm。

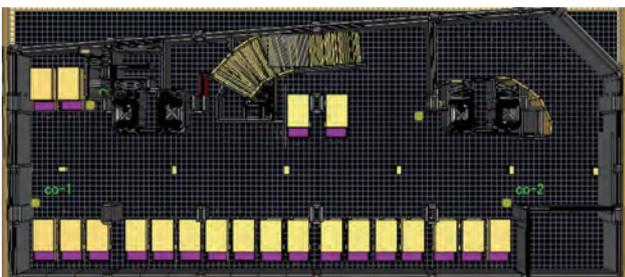


圖 9、CO 監測點放置圖

D. 無通風設備，室內濃度最高。

以上四種模擬情境發現，機械進風、機械排風控制二氧化碳濃度最佳。

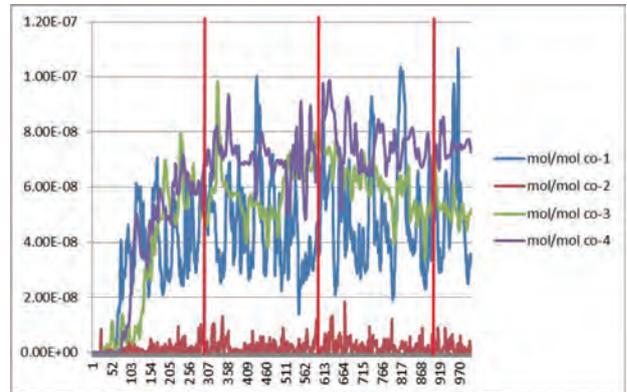


圖 10、機械進、排風 CO 濃度比較

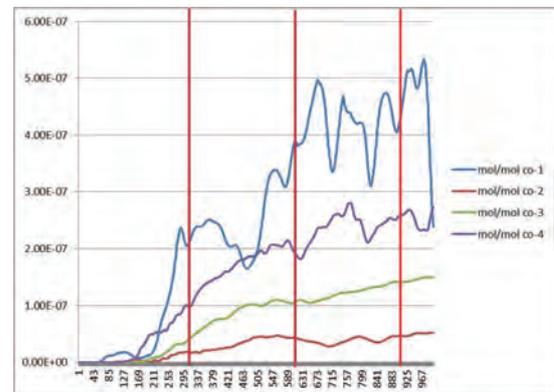


圖 11、自然進風、機械排風 CO 濃度比較

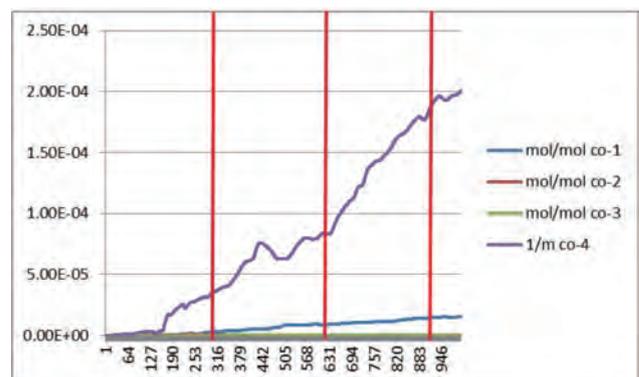


圖 12、自然進風、機械排風(短循環) CO 濃度比較

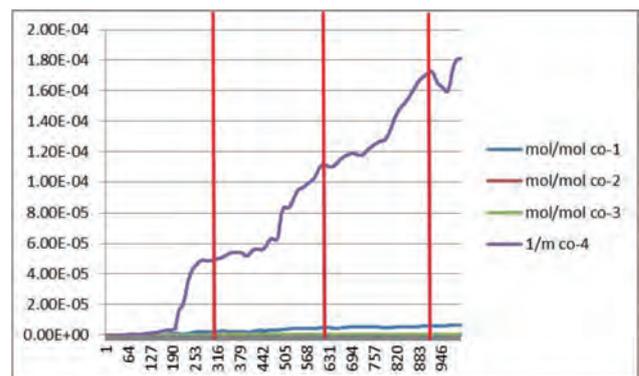


圖 13、無通風設備 CO 濃度比較

4.3 噴流風機比較

90W 噴流機與 150W 風速比較如下表 3

一、90W 噴流機風量 8 CMM

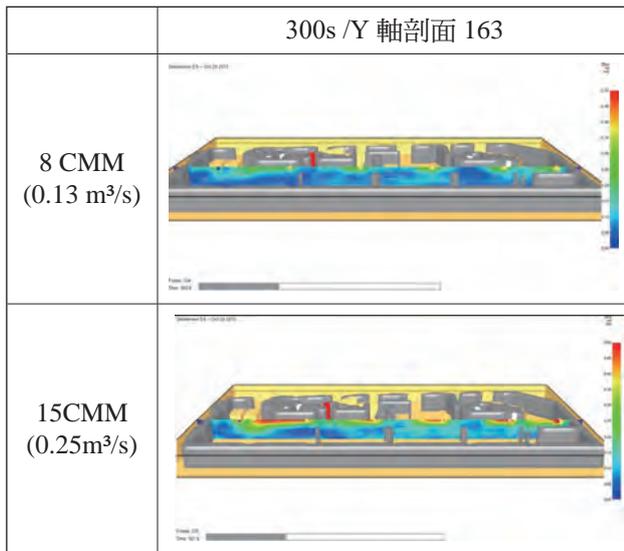
- a. 噴流機前後端呈現綠色 0.2-0.3 m/s
- b. 依照 Y 軸剖面，若高度下降風速為 0.1-0.15 m/s

二、150W 噴流機風量 15 CMM

- a. 噴流機前後端呈現紅色 0.45-0.5 m/s
- b. 依照 Y 軸剖面，若高度下降為綠色風速為 0.25-0.3 m/s，其次為淡藍 0.1-0.15 m/s。

依照此兩款設備模擬比較結果風量 15 CMM 的噴流機，帶來的效果比 8 CMM 好，其主要因除了風量大以外，最重要是風層流下來時的風速大於 8 CMM，以利達到擾動氣流的效果，但兩者若以傳導一氧化碳來說，兩者差異性不大。

表 3、市售噴流機風速比較



在噴流機前方增加不同距離的測點，透過測點至風機來觀看噴流機之效率，如下圖 13-15、表 4 及表 5，透過 CO 濃度偵測模擬比較。

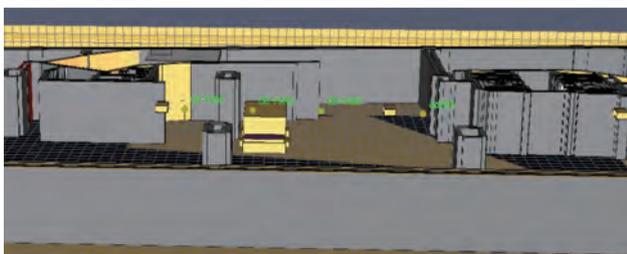


圖 13、噴流機 CO 監測位置

表 4、90W 噴流機濃度偵測點比較

90W- 風量 8 CMM	300s	600s	900s
測點一	0.05 ppm	0.078 ppm	0.081 ppm
測點二	0.38 ppm	0.055 ppm	0.06 ppm
測點三	0.065 ppm	0.056 ppm	0.04 ppm

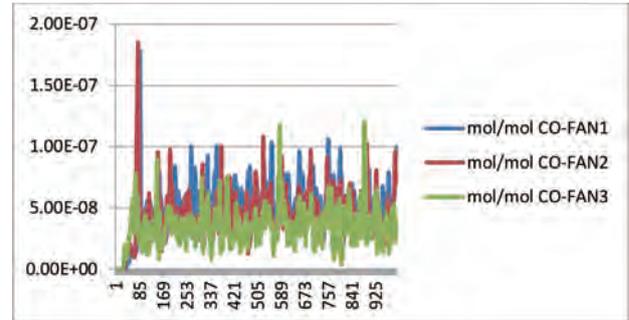


圖 14、90W 噴流機濃度偵測比較

表 5、150W 噴流機濃度偵測點比較

150W-15 CMM	300 s	600 s	900 s
測點一	0.04 ppm	0.06 ppm	0.038 ppm
測點二	0.07 ppm	0.05 ppm	0.075 ppm
測點三	0.07 ppm	0.08 ppm	0.06 ppm

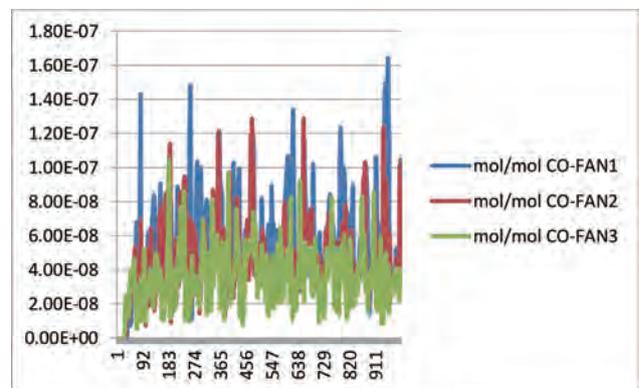


圖 15、150W 噴流機濃度偵測比較

5. 結論與建議

5.1 結論

本研究為探討公寓大廈地下停車場通風模擬之研究，主要研究內容為了解何種通風設計有效之降低或排除地下停車場受空氣品質 CO、CO₂ 的影響，最後根據模擬結果來探討何種設計為良好的通風設計，獲得以下結論，以高度 1.5M 為比較高度：

1. 無通風設備，此設計方式透過 FDS 模擬發現 CO、CO₂ 在不同時間時擴散及蓄積速度很快，

若無強制的讓地下停車場產生正、負壓，其地下停車場空氣品質濃度容易上升。

2. 自然進風、機械排風(短循環)，雖設有機械排風和噴流機，但自然進風、機械排風兩者位置太相近，當機械排風開啟時室內會產生負壓，自然會從車道補風進入，此時新鮮風進入地下停車場時，會直接從負壓較強的地方排除，則遠邊的停車區無法透過新鮮風稀釋濃度高的 CO、CO₂，故一氧化碳及二氧化碳濃度會從遠邊開始蓄積，再透過噴流機加快擴散速度。
3. 自然進風、機械排風，此種設計模式是把自然進風與機械排拉遠，在設計停車場通風位置時，已有考慮循環問題，故室內停車場透過車道補新鮮風時，透過排風機強制負壓讓新鮮風能流動著較遠，也較能擴大稀釋的範圍。另外透過 FDS 模擬發現，濃度較高，溫度較高的地方會是排風方向。
4. 機械進風、機械排風是四種設計方式中最好的，其主因是一、無短循環，二、進風量除了本身車道進風外，另設機械進風讓整體室內停車場一氧化碳維持至 0.07-0.075 ppm、二氧化碳最濃區域維持至 3.7-4 ppm。
5. 國內現行法規計算停車場通風所需風量，若設置為機械進、排風，能有效控制停車場場污染物濃度。

5.2 建議

1. 這次透過 FDS 模擬探討停車場通風設計發現，汽車排放口靠近牆或柱子時，污染物會隨著阻擋物周圍擴散，若依照國人停車習慣汽車排放口改朝向內時，其污染物會隨著牆面蔓延，因此發現噴流機設置點只限於車道上方而忽略車位上方，將導致污染物無法有效排除及擾動，建議未來設計停車場通風時，連同車位上方也需設計。
2. 地下停車場目前控制系統皆為定時器 (Timer) 控制，控制時間皆為各社區管理單位而異，故往往停車場通風啟動時間不夠，無法有效監控空氣品質及溫度，若增設空氣品質監測系統，有效的監測 CO、CO₂，透過濃度的高低來控制通風設備，以利達到地下停車場良好的空氣品質，並達到能源的掌握。

參考文獻

1. 陳嘉銘，汽機車室內停車場之空氣品質特性探討，逢甲大學環境工程與科學所碩士論文，2011。
2. 王清松，通風設備對地下停車場內空氣品質之研究探討，中臺技大學環境與安全衛生工程系碩士論文，2011。
3. 行政院環保署，室內空氣品質管理標準，106.01.11. 訂定。
https://iaq.epa.gov.tw/indoorair/page/News_12_1.aspx.
4. 智易科技，地下車庫 CO 濃度自動監測系統方案，2018。
<https://kknews.cc/zh-tw/news/knv886v.html>.
5. 全國法規資料庫，交通工具空氣污染物排放標準，2019 修正。
<https://law.moj.gov.tw/LawClass/LawAll.aspx?pcode=O0020003>.
6. 江岳翰、陳佳良、高祥富、莊志偉，車輛動態特性與排放影響，財團法人車輛研究測試中心，2009。
7. 黃智偉冷凍空調技師，金山南路地下室通風模擬實例，2015。
8. 邱晨璋博士，夜店電腦火場重建模擬驗證分析之研究，中華民國消防設備師公會全國聯合會消防技術專刊，2015。
9. 林厚順，公寓大廈地下停車場空氣品質之研究，國立成功大學建築研究所碩士論文，2007。
10. 史塔夫科技事務所 - 汽車規格大解讀 - 動力數據 - 二氧化碳排放。
<http://www.stufftaiwan.com/2017/07/02/>

淺談靜電式空氣濾清機商業及家庭系統化的應用

王清松／高幟通風工程股份有限公司

前言

全球空氣污染形勢嚴峻，改善空氣品質刻不容緩，首屆全球空氣污染與健康大會於 2018 年 10 月 30 日至 11 月 1 日在日內瓦世衛組織總部舉行，這次大會是根據世界衛生大會要求召開的，與每年導致約 700 萬人死亡的世界上最重要的一個過早死原因來奮鬥，大多數城市的空氣污染超過了世界衛生組織建議的空氣質量水平，而家庭空氣污染是鄉村和城市貧困家庭的主要殺手，由於肺炎和心臟疾病、中風導致的死亡中高達三分之一源於空氣污染而其中污染源大致可分為：

- 1、懸浮微粒：主要是指常見的 PM2.5 粒子
- 2、真菌：黴菌孢子、病毒……等
- 3、有機氣體與臭味：甲醛、甲苯……等

所以針對人員安全的室內空氣污染源環境，就須將目標重點放在家庭生活與辦公室（商業）中了，而目前針對性常見處理模式，傳統的均以高效率過濾網（HEPA）來處理，但是由於其特性產生的壓力及處理效率的要求，濾網需常更換，產生較高的成本，故而近年來針對這些污染源，以前常用在工業上處理較大顆粒油污的靜電集塵板，被各國研發改善用在針對顆粒較小的粒子處理（PM），而且有了較大的突破成效，至此靜電式的處理模式，漸漸的應用在家用及商業的環境用途了。

靜電式的處理模式針對污染源的處理效果大約如下：

懸浮微粒；99%

真菌、病毒；90%（過敏原 95%）

有機氣體與臭味；90%（2 小時內）

以下是個人針對市場上靜電式的空氣濾清淨設備應用在各系統的淺見及分析。

一、家庭用

目前市場上的應用都以地坪數來決定，一般家庭空間的高度都以室內 2.7m-3m 高計算，每台清淨機因廠牌不同建議使用坪數也不同，但是幾乎風量都在 250m³/h-300 m³/h 之間，廠商建議坪數為 6-8 坪，以 6 坪計算的話空間為 49 m³（高度 2.7m）換算整體換氣時間為 10 分鐘一次，以效果而言清淨機放置的位置及使用方式其實有一定的要求，首先必須放至於距離牆壁最少 1 公尺以上，最好是在建築物的中央，因為吸入室內較髒的空氣過濾後再排出清淨的空氣，會慢慢的擴散至整個室內其他區域，但是這種方式使用下如果搭配室內風扇或吊扇的循環，將能增加淨化空氣的效果並減少時間，如果有循環流動空氣的話其應用坪數還可達到 10 坪左右。另外，靜電式清淨機的特性在處理粉塵時與過濾網式在效果上並無顯著的不同，最大的差異在於過濾網的壓力，因為一般過濾網是採用高效率（HEAP）的型式，所以壓力除了初級效率的壓損以外最少還有約 200Pa 的壓損，而靜電的壓力只有 15-20Pa 左右，因這差異造成了用電量的節省（15 瓦特，使用一天 24 小時的話大約一元左右），另一個最大的優勢在於靜電式的維護是只要用水清洗即可，若有較髒的油氣沾黏集塵板時也可用清潔液噴塗後再清洗，完全不像過濾網式需做濾材的更換，花費濾材的錢（有些濾材還要求一次要購買一年份，到最後已經大過了清淨機的成本）。

靜電式清淨機本身設有過濾設備清洗顯示燈，若靜電板髒污時即會顯示燈亮，告知需清洗，若是清洗後機板未乾則會有顯示燈亮告知須晒乾或用吹風機吹乾，亦可另設定使用時間來自動顯示清潔燈亮，告知應清洗了（可設定為一週，一個月，兩個月）

二、全熱交換機

近幾年來全熱交換機在商業辦公大樓及家庭住宅用途有快速增加的趨勢，最主要的是對內新鮮空氣的需求(新風)必須從室外引進新鮮空氣，但是在夏天又怕戶外的高溫破壞了室內的冷風溫度，形成能源的浪費，所以在外氣引進之前先與室內冷氣中和再引進室內，同理、室內冷氣要排出之前也會先將冷空氣中和再排出，達到節能的需求，有鑑於外氣的污染日趨嚴重，新型的全熱交換機都有加裝前端過濾效果，新風機可以引進新空氣，提高室含氧量，同時去除霧霾，殺滅細菌，提高空氣質量，滿足健康空氣需求。



而靜電型的過濾效果在管路壓損方面就有極大的優勢，以靜電式低於過濾網 10 倍的壓損，用電量即可節省到十分之一的錢，以 150w 的機型為例一天 24 小時約為十元而已，由於商辦或住家的全熱交換機，通常容易設計一台主機搭配多個房間的應用(4-6 間)，所以在設計上就要考慮換氣時間，因為交換機使用時間較長，所以通常設計採用每小時換氣一次之換氣量，而管路設計有兩種，一為將新風送進房間後造成正壓，再將回風管送至房間內，其各送、回風口要在室內形成較佳的流場，通常是送風在空間最內側回風則靠近門口，此項設計的缺點為天花板內管路眾多，空間高程不易取得，穿樑多、維護也較麻煩，另一種設計為送風同樣是送至房間最裡側造成正壓後回風僅在較大空間(大廳、走道或廚房)內，如此可形成較少的管路交叉，安裝位置依順序考慮為廚房、陽台、儲藏室、地下室、閣樓、廁所、走廊，盡量不影響到管路及天花板內其他設備的安放位置及產生過大噪音，全熱交換機使用在小空間內時由於靜電板會產生臭氧來殺菌，所以靜電式集塵機會配有消除臭氧的複合式過濾金屬板，以避免臭氧過多產生的不舒適現象。

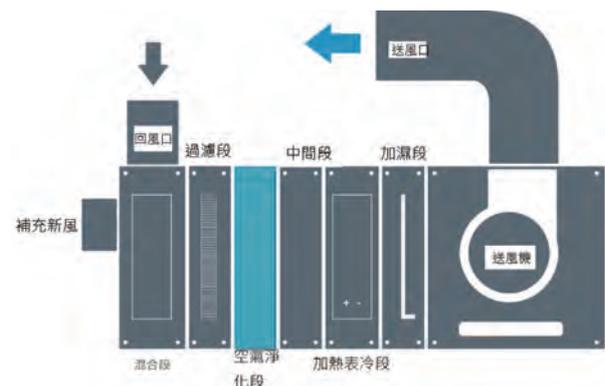
全熱交換機主要功能：

- 1、風量從 250-500CMH(依機型而定)
- 2、制冷焓交換效率 > 65%
- 3、制熱焓交換效率 > 75%
- 4、淨化效率 > 92%

內鍵環境偵測器，並可上網連接雲端系統，平時在手機上即可監控用戶自家或辦公室內的溫、濕度、CO、PM2.5 並先行啟動運轉改善環境空氣品質。

三、空調箱式

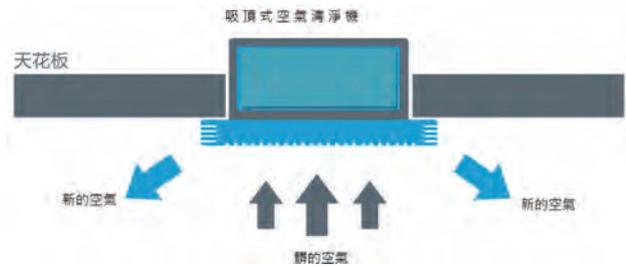
以中央空調方式而言，空氣濾清機需安裝在組合式空調箱或新風處理機組的區域即可，位置則為組合式空氣處理機組、新風機組的進風口或空氣處理機組內部的混風段，可搭配新機組安裝，亦可做為舊機組的改善，無論是新或舊機組的搭配都需要先瞭解機組的品牌、性能、來選擇清淨機的搭配模式，首先清淨機的產品主要功率為 18-25W，風量範圍則可依照空調主機或新風性能來搭配，壓力則在 20Pa 內，目前控制方式可連動空調主機、與空調箱回風口對接或直接設定加裝風控制動模組，若是空調主機內部空間已無法安裝則可另外加裝依附在空調主機入口前，考慮過濾風速不可太快所以尺寸不可小於空調主機，深度雖然機器本身在 17cm 內但是還要考慮維修及清潔更換空間所以一般最少需要 60cm 深度，此種方式可讓系統內的空調直接獲得清新的空氣，雖然在空調主機內也有高效率過濾網來去除粉塵及有 UV 光殺菌功能，但是若能加裝靜電式清淨機的過濾則可提高針對 PM2.5 及細菌、病毒的消除效率，重點是靜電式清淨板壓力小無耗材，甚至可將空調主機內部的中或高層過濾層拿掉一層取代，也可讓整個清淨機系統的管路省略。



四、嵌入、自由吊頂式空氣淨化機

有非常多的場所是屬於開較大型的開放公共空間，較大的地坪，又非使用中央空調系統，這些場所如：辦公室、幼兒園、診所、運動中心、安養院等……人員較多且較需要更清淨空氣的地點就非常適用這兩型，至於如何區分選用則要看現場是否有天花板而定，如果有天花板則適用嵌入式較為美觀，若無天花板時則只能安裝在樓板下用自由吊頂式，其整機高度只有 23CM，外尺寸為嵌入式，尺寸大約在 60*60CM 吊頂式為 75*55*CM 左右，可使用在地坪 20 坪內，採用室內循環模式，空氣出入方向為：

- 1、嵌入式 - 中央進入髒的空氣兩側送出過濾後的新鮮空氣



- 2、自由吊頂式 - 後側進入髒的空氣前面排出過濾後的新鮮空氣

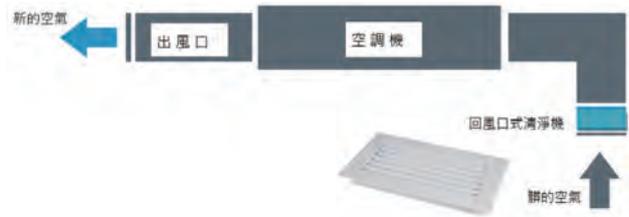


目前市場上此類產品控制方式皆為遙控控制，並且會有多段式的風量控制，唯安裝時必須要考慮室內空氣的流場，確使室內空氣能簡易的經由清淨機進入及淨化後的清淨空氣送出，嵌入式盡量在室內中央上方，自由吊頂式入口盡量不要靠近側牆(1米以上)，出口則要調整角度確使出風不被橫樑或其他障礙物擋住形成最佳流場效果。

五、回風口式

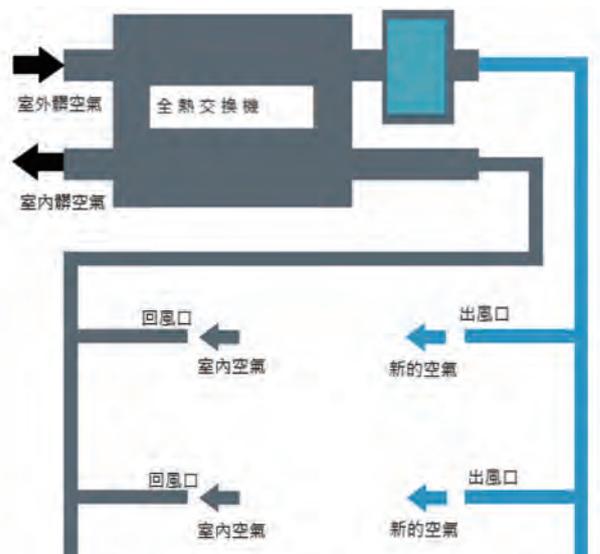
因應許多商辦採用中央空調系統式的冷氣，又使用者多為租用，以致室內空氣品質空調系統只能自己改善使用樓層，所以將靜電型空氣清淨機安裝在小型風機的回風口上獨立使用循環，能隨時清淨室內空氣，並能夠保護風機盤管清潔，保持換熱效率和牆面清潔，其風量範圍 300-

600CMH，主要功率 16-22W，阻力低於 20Pa，一般市場上此類機種可依據大小空間分為 5 種機型，可搭配各種品牌風機性能選用，啟動方式可搭配風力開關自動開啟或配合風機啟動開關，設計風量時可依照室內空間做換氣時間調整安裝數量，換氣次數大約為每小時 8-12 次，如果換氣次數超過每小時 15 次時則必須減少回風口加裝清淨機的數量，以免造成浪費。



六、新風前置式

新風前置式完全是針對一般全熱交換機新風(新鮮空氣)進氣前沒有過濾設備或舊式僅有過濾網過濾粉塵的全熱交換機設計，在現今室外嚴苛的環境下可在交換機新風進入室內前加裝一台新風靜電處理機，以彌補舊有交換機不足的功能，因為新風靜電機本身壓力只有 5-10 PA 所以功率只要 20W，動力只要以現有的全熱交換機內置風機即可推動使用，安裝空間每台機台約在 50*50CM 內，可對接原有的送風風箱系統，原有風管系統幾乎不必異動，省能省時，唯要考慮靜電機板的維護清洗空間預留，風量則為 200-400CMH 間，主要搭配原有全熱交換機的性能為選擇匹配標準。



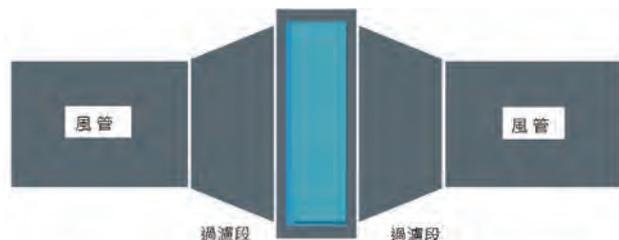
七、中控式（單向流正壓型）

此機種是專為一室多戶的辦公場所和優質別墅量身訂做的一款全方位空氣淨化機，僅有一台主機，便能服務務每一個角落，由於有些場所並不需要時常開空調系統，此時就可直接安裝中控式新風系統，以保持室內每個房間的新風都是清淨的，特別是戶外霾害升高病毒增加時，先行經靜電清靜機處理過的空氣才可安心的引進室內循環，並減少開窗引起的戶外噪音，此類機種可做外氣引入，也可做內循環系統，但室內循環時仍需注意新風的其他補入效果，以免發生 CO、CO₂ 過高的情況發生，正常設計新風外氣時經過處理的新風送入每一個房間造成正壓後，主回風管路可設計在客廳、走道、廚房、等較大空間或污染源較多的地方，以節省管路交錯的空間。



八、風管側抽式

許多空調設備及風管限於設備機房或現場空間的不足，無法在空調主機、或回風風管位置設定加裝靜電機板時，只能考慮將機版安裝在風管側，當然優先考慮為回風管內的加裝，因為在空調回風風管的流速通常較能符合靜電清靜機板的過濾速度，如果只能安裝在進風管內時就要考慮較大的空間，一般設計靜電式的風管側抽式搭配時管內風速設計以不超過 2.5M/S 為原則，風速越慢靜電除塵效果越好，當然風管空間也會加大，風管側抽式的優勢是可根據各類大樓通風管道的佈局要求，進行主風管對接，同時也能與新



風機組結合，有效解決室外新風帶來的塵埃污染，適用於大型商場、商圈、綜合社區等大型商用場所，其功能需具有快拆式的面板，自動式的風速感應啟動控制，實現淨化器與空調風機聯動（也可直接與空調風機聯動），風量範圍為 1700-3400CMH/ 台，風量大時可做各組串、並接電源插銷即可。

結論

靜電式空氣清靜機的優勢隨著針對微小粉塵技術的突破，及對真菌、有機氣體的效果，應用在所有的商業及家用場所中已經越來越成熟，只要有需求的場所其室內空氣品質無論是原有的空調系統改善或加裝新風系統，都可一併解決，更能省下爾後維護保養的經費，希望個人的一些淺見經驗能幫助大家多一份針對室內空氣品質淨化方案的選擇，找到合適的解決方法，達到真正室內無霾的理想。

CH13 幾種通風系統的消音處理

吳榮政、陳炳全、王鏡翰、葛力瑋、王柏堯、徐廷珪／環協工程

1. 前言

一般在通風所遇到的噪音有分為以下的幾種：停車場的通風、排油煙機、實驗室的通風、廁所的通風與製程的酸鹼排等通風，這些通風都伴隨著可能一起的噪音問題。大部分的通風系統噪音都要思考到被吵的對象是誰？如果是戶外的鄰居，這樣考慮的是環保署的噪音管制標準；如果是室內的對象，這樣考慮的是室內的安寧指標。建議依照 ASHRAE 的安寧標準來考慮。

另外通風設備的噪音要考慮的部分有設備有無機房、需要安寧的位置與標準、設備使用時間等等（夜間會使用），今將一般通風的噪音問題整理說明如下列章節。

2. 標準與準則

2-1 噪音標準

(1) 戶外的環保標準

戶外的噪音標準以環保署規範的標準，包含了時段、管制區、場所的差異而有不同的標準，需要注意的有二：

- A. 量測地點：陳情人所在居住生活的地點為主、或工廠、娛樂、營業場所的周界
- B. 背景噪音修正：整體噪音 L1，背景噪音 L2，設備噪音 L（修正表格可以查詢噪音管制標準）

(2) 室內的 ASHRAE 建議標準

由於台灣的室內空間沒有安寧法規標準，也沒有合適的國內規範可參考，常常讓業主與工程公司對噪音有各自主觀的看法：有人覺得吵，有人覺得可以接受，這樣模糊不明確的標準容易造成爭議。建議室內採用 ASHRAE(美國空調工程師協會)的建議標準來要求，以 NC(Noise Criteria) 為主。量測條件需注意風量平衡後才量測，量測的位置需要於安寧的空間內取一點或多點。

一、室內安寧建議值

場所	ASHRAE NC	SARCON NC	dB(A) MAX	場所	ASHRAE NC	SARCON NC	dB(A) MAX
住宅、公寓、大廈	30	20-30	35	學校			
旅館				一般教室	30	30-40	45
客房	30	30-40	45	音樂練習室	30	-	35
多媒體會議室、音響室	30	30-40	45	實驗室	30	35-45	55
大廳、走廊、門廳	40	35-45	50	演藝廳、禮堂、體育館	30	30-35	40
停車場	-	40-50	55	走廊	-	35-50	55
醫院				公共建物			
病房	35	25-35	40	博物館、美術館、法院	-	30-40	45
手術室	35	30-40	45	圖書館、展覽室	30	30-40	45
大廳、走廊、公共區域	40	35-45	50	餐廳、咖啡館(附設酒廊)	35	-	30
辦公室				大眾運輸車站(站)	-	30-40	45
會議室	30	20-30	35	銀行	-	35-45	50
接待接待室	-	30-45	50	商店	-	40-50	55
個人辦公室	30	30-40	45	商業場合			
開放辦公室	40	35-45	50	商場、商場、購物中心	-	35-45	50
大廳、走廊、公共區域	40	40-60	65	超市、購物中心	-	40-50	55
劇場、音樂廳				室內體育設施			
音樂廳	20	15-25	30	健身房	50	35-45	55
劇場、多媒體會議室	30	25-30	35	游泳池	45	40-55	60
電影院	-	30-35	40	室內體育館	45	30-40	50
大廳、走廊、公共區域	-	35-45	50				
廣播							
攝影棚	-	30-35	40				
錄音室	-	15-25	30				

dB(A) 加權的各種頻率音譜和 (overall)。
NC/RC：各種率 (未加權) 的噪音指標。
dB(A) NC +5 (例：NC40 +5 = 45dB(A))，並非絕對。

二、職業安全衛生設施規則第300條：

- 勞工職業暴露值 8Hr ≤ 90dB(A)
- 任何時間均不得有超過 140dB(A) 之衝擊噪音
- 任何時間均不得有超過 115dB(A) 之連續性噪音
- 勞工職業暴露值 8Hr ≥ 85dB(A) 須配戴耳罩等防音設備

EIA 環協工程顧問有限公司
www.eia.com.tw

三、工廠(場)噪音管制標準

頻 率	時 段	20Hz 至 200Hz (低頻)			20Hz 至 20kHz (全頻)		
		日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
音 量		日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
第二類管制區(住宅)		39	39	36	57	52	47
第三類管制區(住商)		44	44	41	67	57	52
第四類管制區(工業)		47	47	44	80	70	65

四、娛樂場所、營業場所噪音管制標準

頻 率	時 段	20Hz 至 200Hz (低頻)			20Hz 至 20kHz (全頻)		
		日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
音 量		日間	晚間	夜間	日間	晚間	夜間
第二類管制區(住宅)		37	32	27	57	52	47(42)
第三類管制區(住商)		37	37	32	67	57	52(47)
第四類管制區(工業)		40	40	35	80	70	65(60)

五、振動標準

一般機器的振動標準(ISO 10816-1)：

轉速 (rpm)	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.28	A	A	A	A
0.45	A	A	A	A
0.71	A	A	A	A
1.12	B	B	B	B
1.8	B	B	B	B
2.8	C	C	C	C
4.5	C	C	C	C
7.1	D	D	D	D
11.2	D	D	D	D
18	D	D	D	D
28	D	D	D	D
45	D	D	D	D

Class I：15kW 以下之設備。
Class II：15-75kW 之設備。
Class III：大型機器安裝在專業基礎的基礎上。
Class IV：大型機器安裝在專業基礎的基礎上。

ISO 10816 為主，10-1k Hz 頻率單位 (mm/s²)。

Class I：15kW 以下之設備。
Class II：15-75kW 之設備。
Class III：大型機器安裝在專業基礎的基礎上。
Class IV：大型機器安裝在專業基礎的基礎上。

ISO 10816 為主，10-1k Hz 頻率單位 (mm/s²)。

Class I：15kW 以下之設備。
Class II：15-75kW 之設備。
Class III：大型機器安裝在專業基礎的基礎上。
Class IV：大型機器安裝在專業基礎的基礎上。

圖 1、不同管制區的噪音標準

2-2 AMCA 的風機噪音標準

目前大家對風機有越來越多的要求，其中要求風機經過 AMCA 200 特性曲線的量測已經很常使用，AMCA 的作法讓設備廠商的數據可信度提高，不會風機的書面資料與實際性能天差地遠。國內有許多風機廠商已經開始進行這方面的廠驗，但屬於風機噪音測試的 AMCA 300 比較少廠商進行廠驗。廠商經常用簡單、不明確寫法的聲壓位準 L_p (沒有交代量測位置、角度) 取代 AMCA 300 的聲功率資料，導致後續的計算與評估很難進行，建議風機廠商的噪音資料要採用以聲功率 L_w 為主的 AMCA 300 的量測方法。

即使聲功率 L_w 都還有不同位置的 L_w ，國內風機提供這方面的資訊較不明確，提供的聲壓 L_p 與聲功率 L_w 有時沒有辦法匹配，導致很多計算基於不正確的資料而有不對的結果，造成許多困擾。

目前的 AMCA 300 的量測有分為 4 種安裝方式 A/B/C/D 以得到不同的 L_w ，另外不同的操作點也有不同的噪音值。好的標示方法：AMCA 300 的量測的 L_w ，註明進氣、排氣；註明 A 加權還是 L_{in} ，註明聲壓位準還是聲功率位準。而八度音頻的噪音 \log 相加可以達到總量噪音。

LwA 的最低值通常發生在最高效率的操作點

例: 尺寸 445, 後彎式離心, 913 RPM

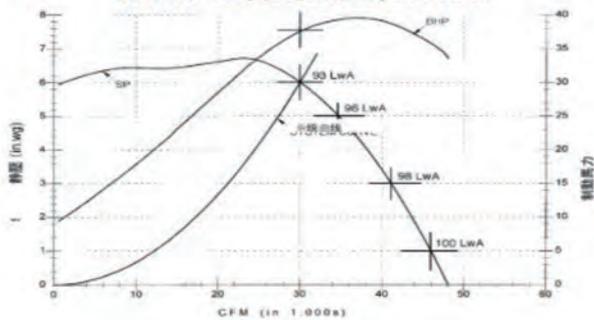


圖 2、twin city AMCA 研討會資料

2-3 通風風管、風口的速度標準與再生噪音

百葉的速度依照 smacna 的要求，應該符合面速度 2m/sec 至 2.5m/sec(吐出端、進氣端) (amca 對百葉的做法與 smacna 不同，amca 習慣用通風速度，通風速度的計算有一些標準葉片樣式的開口率計算等)。不同出風口在不同的風速吹過，也會產生不同的噪音，因為國內出風口廠商沒有這方面的資料，所以經常需要參考國外的技術資料。

例如 5m/s 的面風速追到百葉就會有 L_w 64dBA，如果面積大一些，再進行面積修正 $L_w+10\log A$ ，如果面積有 5m², $L_w=65+10\log 5=72$ dBA，再轉換為聲壓位準。部分停車場的通風(對內對外)如果希望要低噪音，又採用開口率低的百葉，經常會在百葉處產生大的再生噪音，這時候透過消音箱等設備要降噪音沒有辦法，因為百葉已是最末端。前面的路徑即使處理到很安靜，再最末端有再生噪音出現，還是會在百葉外有明顯的再生噪音風切聲！

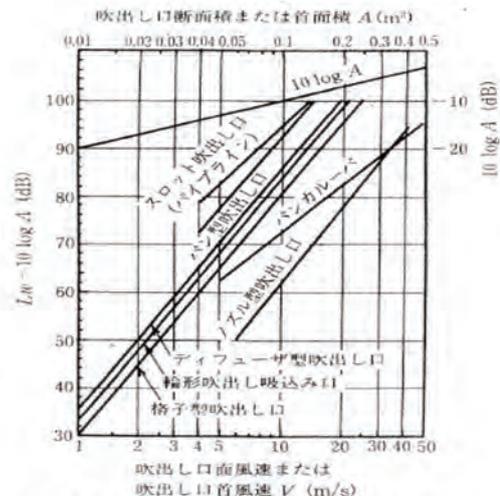


圖 4-57 各種吹出口發生音のオーバーオールパワーレベル (後藤 滋, 板本守正)

Table 9-8 TYPICAL DESIGN VELOCITIES

DUCT ELEMENT	FACE VELOCITY fpm	(m/s)
FILTERS (Cont.)		
C. Electronic Air Cleaners:		
1. Ionizing Plate-Type	300-500	(1.5-2.5)
LOUVERS		
A. Intake:		
1. 7,000 cfm and greater	400	(2.0)
1. Less than 7,000 cfm	See Fig. 9.27	
B. Exhaust:		
1. 5,000 cfm and greater	500	(2.5)
2. Less than 5,00 cfm	See Fig. 9-27	

圖 3、不同百頁形式之面速度與 L_w 的關係

2-4 通風風管的結合方式

通風風管的銜接、便徑主要以 smacna 的要求為主，例如出風的 15 度順平，與吸入的 30 度順平，T 型風管順風片、take off 的分支都有要求，目的都是讓氣流順暢、阻力低、風切聲少。

2-5 消音設備的消音測試標準

用標準的測試方法來測試就可以比較各別產品的好壞，唯需注意消音箱要同時考慮消音與壓損，吸音材料要同時考慮吸音能力與耐燃等級，

另外有部分測試有一些誤差。

(1) 消音箱：

ASTM E477/CNS 15256/ISO 7235 等測試方法，得到消音箱的消音量與壓損

(2) 消音百葉：

ASTM E2249/ISO15186-1/CNS 15316(聲強法)

ASTM E90/ISO 10140-2/CNS 15160-3 (聲壓法)

(3) 隔音門 / 隔音板：

ASTM E2249/ISO15186-1/CNS 15316(聲強法)

ASTM E90/ISO 10140-2/CNS 15160-3 (聲壓法)

(4) 吸音壁面、天花：

ASTM C423/ISO 354/ CNS 9056 的吸音測試，評定出 NRC 與 α_w 的吸音係數。

(5) 浮動地板：

ASTM E90/ISO 10140-2/CNS 15160-3 (氣體音隔音)

ASTM E492/ISO 10140-3/CNS15160-6 CNS15160-8(衝擊音隔音)

3. 通風系統防音類型

通風系統主要的防音類別有停車場的通風、排油煙機、實驗室的通風、廁所的通風與製程的酸鹼排等，今將其噪音特性、防音做法說明如下：

3-1 停車場噪音的處理

停車場的噪音主要分為對內與對外 2 個部分，今說明如下：

(1) 對外的噪音

停車場的噪音處理主要分為對內與對外噪音處理，對外的噪音以環保署的噪音管制標準為主。以第三類而言，為日間周界 $<67\text{dBA}$ 。

以風機的聲功率 $L_w=95\text{dBA}$ ，周界離出風口 3m 來說，沒有任何消音設備的狀況，周界噪音約為 $L_p=L_w-20\text{Log}r-8=95-20\text{log}3-8=78\text{dBA}$ ，與 67dBA 相差 11，設計消音箱長度 $L120\text{cm}$ 可以降低到 67dBA 。為了避免風切聲與過大壓損，管道間的速度最好 $<10\text{m/s}$ ，一般以 8m/s 來設計，百葉則需控制面速度 $<2.5\text{m/s}$ ，以符合 smacna 的建議。

(2) 對內的噪音

對停車場內的噪音一般以 70dBA 來考慮即可，因為停車場的誘導式風機噪音約為 $65\text{dBA}/\text{台}@1.5\text{m}$ 附近，整個停車場的噪音在進、排風機未啟動，只有誘導式風機的運作條件下，噪

音約為 $65-70\text{dBA}$ ，所以設定停車場的噪音在 70dBA 較為合適。同樣以剛才的風機的噪音來試算 $L_w=95\text{dB}$ ，百葉外 2m 的噪音約為 $L_p=L_w-20\text{log}r-8+(\text{反射音})=95-20\text{log}2-8+3=84\text{dBA}$ 風管集風箱的效應約為 4 分貝，預估沒有加消音箱的噪音為 $84-4=80\text{dBA}$ ，與 70dBA 差 10，可以選用 L90 的消音箱或 30cm 的消音百葉來衰減噪音 10dBA 。

(3) 消音工程的注意要點

一般對內的噪音常碰到以下的介面要溝通：

A. 防火風門、消音百葉、修飾百葉在同一到牆上，如何避免阻力過大，一般建議用消音百葉就不要修飾百葉，如果一定要用修飾百葉，就採用消音箱以避免壓損過大。另外防火風門採用捲簾式 (curtain type) 的風門。

B. 排氣風機因為停車場側的百葉不會與風機連結，所以氣流可以很順 (停車場百葉處的氣流偏層流) 的被吸入風機排到戶外，排氣風機機房外的噪音較低。進氣機房因為設備吐出端的氣流很快 ($12-15\text{m/s}$) 無法在短距離下擴管到百葉處的 2.5m/s ，依照 smacna 的建議擴管角度為 15 度，這樣從 12m/s 降到 2m/s 需要的距離為 5m，一般機房無法提供如此大的空間，也浪費機房空間。

(4) 其他處理方法

妥協的變通方法有以下幾種

A. 進風機房吐出側不與百葉連結，機房呈現正壓，讓氣流以較均勻的層流擠出去，噪音相對較低。

B. 改葉輪較大的風機，讓葉輪的出風速度可以達 6m/s ，這樣需要的轉接距離為 2.7m，讓氣流可以均勻出去。

C. 改風機形式為 plug fan，由於 plug fan 有均勻出風的好處，且出風速度約僅為 $4-6\text{m/s}$ ，很容易得到好的層流效果。

其中 A,B,C 三點，都需要工程的折衷、平衡的溝通、考慮最重要的訴求 (噪音、風機效率、費用) 的平衡。

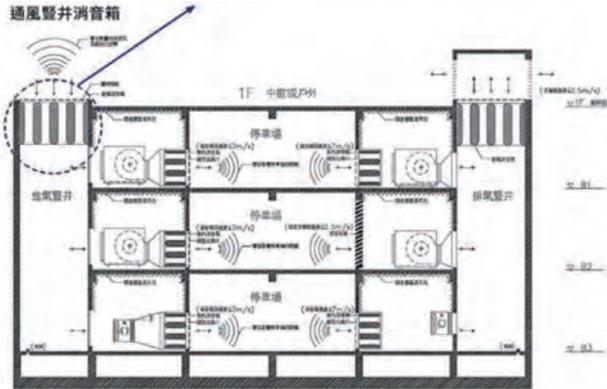


圖 4、停車場通風機房之消音處理

3-2 廁所的通風噪音處理

一般廁所的通風問題有二，一為影響到外面鄰居，一為影響自己。以飯店而言，經常將廁所風機設計於屋頂，採用 20-30 台風機抽正下方的廁所（例如 5-25F 的客房），該風機的聲音下傳到頂樓下方的房間僅有幾公尺，風機聲音很容易透過風管傳到客房的廁所，所以對內會裝設消音箱 L90cm 左右，避免廁所的聲音過大。如果屋頂的風機採集中式，如僅有 2 台風機抽所有客房的風機噪音，風機的 Lw 可能到 90-100dBA，這時後除了對自己客房的噪音之外，也可能吵到鄰居，而且飯店的廁所通風為 24 小時，這時後對外也要評估可能的噪音影響。考慮是否裝消音箱，或

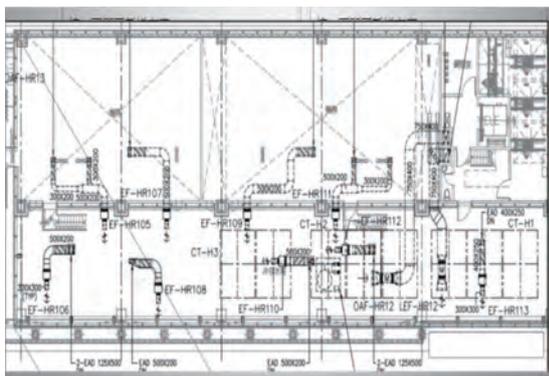


圖 5、飯店廁所排風機設計

變頻器，以因應半夜設備運轉聲音過大的風險。

另一種系統為當樓層排放，風量約為 60-100cm³/s，靜壓 30mmAq，排風口的噪音約為 Lp 75dBA@1m，這時候如果與鄰居的距離僅有 1 台小巷子約 5-8m，也要注意噪音是否超過法規標準。經過距離衰減的噪音約為 75-20log(6)=60dBA。

另一種情形為廁所風機擺在敏感受體的上方天花，風機下方為裝修天花，如果該空間需求 NC40-45，這樣的安排有很大的風險，聲音可能透過殼體、帆布接頭下傳，貫穿天花影響需要安寧的空間，此狀況會建議採用 double skin 內裝設吸音棉的方式處理設備的隔音，風管與帆布以遮音片包覆隔音處理。另外風口的速度與風門的位置也需要注意。

3-3 廠房、機房的散熱通風

考慮各空間要有的通風次數，決定風機的大小，選機掌握風機的 Lw，透過距離衰減看是否周界或鄰居處的噪音符合法規要求。對內同樣的計算，增加 3-6dBA 的反射音，也可以初步計算是否符合 ASHRAE 的建議標準，該聲音是否會讓廠房內部太吵（一般而言廠房的生產機具聲音都很大，也遇過通風設備裝上去後，噪音遠大於廠房的機台噪音而進行噪音改善）。



圖 6、室外消音箱裝鵝頸

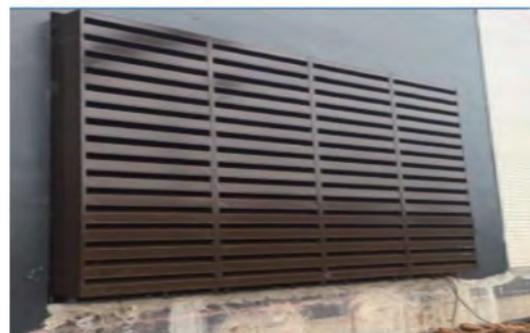


圖 7、室外型消音百葉

處理的方式大略以消音箱與消音百葉來處理，這裡有時會有雨水的議題要考慮，消音箱必要的鵝頸，消音百葉必要的防雨唇需要考慮。

3-4 排油煙機的噪音處理

排油煙機經常沒有自己的機房，如果是飯店使用經常凌晨三、四點開始使用，如果沒有注意噪音的問題會有很大的困擾。

排油煙機經常處理的方式為隔音板包覆風機風機，做成隔音罩，另外排出端增加消音箱，以將整個噪音源做整體的隔音包覆。另外針對半夜可能啟動的排油煙機增設變頻器，因為早餐的排煙需求風量較少，所以啟動變頻器還可以符合風量需求；但半夜的環保法規超級嚴格，住宅區為 47 分貝（日間為 57dBA），要將 $L_p=95\sim100$ dBA@1m 的排油煙機，降到 47dBA 的等級需要非常高規的隔音罩，費用會增加許多，所以工程實務有時偏向做到符合日間的標準以節省經費，凌晨因為需求風量可以減少，所以這個時間啟動變頻器，開 40Hz，約減噪音 10dBA，可以兼顧工程費用與實際需求。



圖八、頂樓排油煙機的隔音處理

3-5 實驗室與製程設備的通風噪音處理

實驗室與製程需求的排氣設備，為了耐腐蝕，而有特殊的考慮。處理方式與排油煙機相近，只是需要的材質與烤漆的種類，需要依據客戶的排氣類型有特別的處理。

若噪音超標 10 分貝以下，經常以消音箱即可處理完整。如果噪音超過 10 分貝以上，可能殼體的輻射噪音也要評估，這時後會採用隔音罩來包覆。



圖九、製成設備的噪音處理

4. 結論

轉動元件傳送氣流，一定有伴隨著噪音產生，如何在設計之初意識到這樣的問題與避免噪音的發生並採用合適的控制，可以讓後續的問題減少。許多通風系統的設備與風管都在天花板之上，只要裝修結束後，後續的改善會增加許多難度，另外通風系統末端的百葉樣式、開口率，與風管的結合方式，這部分在 smacna 有許多提醒與要注意的設計準則，國內的通風業者之前比較不重視噪音的議題，僅就風量靜壓思考，未來噪音的問題，也可能需要很注意，因為牽涉相關的戶外噪音管制標準與室內安寧的舒適標準。

工程透過專業的結合、折衷平衡各種優缺點，吸取經驗與教訓，修改設計準則、測試方法與規範，這部分美國有很好的參考標準 (AMCA、SMACNA、ASHRAE)，台灣的工程界應該有許多值得參考、借鏡的地方，基於標準與規格的討論會讓問題收斂、容易做決策。否則許多討論沒有一個依據、標準，都會讓問題發散，無法決議，讓工程的時間拖長，問題持續在完工後陸續發生。

第六屆 理、監事簡歷冊

台灣通風設備協會

NO	會籍	職稱	姓名	公司行號	地址	電話	傳真
1	1019	理事長	王英哲	高幟通風工程(股)公司	台中市南屯區南屯路二段 860 巷 37 號	04-2389-8928	04-2389-9053
2	1021	副理事長	張吉瑞	兩昌(股)公司	南投縣草屯鎮中正路 1776 巷 8-6 號	049-256-6935	049-256-3653
3	1025	副理事長	李世文	和旭機械(股)公司	台北市紹興南街 5 號	03-4988609	03-3586657
4	1002	常務理事	吳俊廷	罡鼎有限公司	宜蘭縣三星鄉集賢一路 38 號	03-989-5881	03-989-5311
5	1004	常務理事	邱慶宗	富全風機(股)公司	新北市鶯歌區大湖路 185 巷 9 弄 21 號	02-8677-7769	02-8677-7787
6	1029	常務監事	吳夢龍	台灣科祿格通風設備(股)公司	桃園市大園區橫峰里平安路 157 號	03-385-9119	03-385-9118
7	1001	理事	林志宏	順光股份有限公司	新北市土城區忠義路 48 巷 3 號	02-2269-6111	02-2269-6116
8	1009	理事	林燦顯	生原家電(股)公司	台中市豐原區水源路 490 號	04-2522-2186	04-2524-8362
9	1034	理事	吳澄堂	國祥冷凍機械股份有限公司	桃園市龜山區大華里頂湖一街 20 號	03-397-2271	03-397-8524
10	1037	理事	翁凌家	工研院綠能與環境研究所	新竹縣竹東鎮中興路 4 段 195 號 64 館 402 室	03-591-5393	03-582-0250
11	1053	理事	黃仁杰	歐陸通風設備(股)公司	新北市林口區湖北里後湖 56-7 號	02-2601-6160	02-2601-7221
12	2057	理事	徐廷珪	環協工程顧問有限公司	台中市西屯區台灣大道四段 767 號 12 樓之 4	04-2358-4334	04-2358-4500
13	1057	理事	許進男	質昌企業(股)公司	台中市太平區永成路 63 號之 2	04-2276-9613	04-2276-6842
14	2062	理事	林明煒		新北市中和區自強路 62 巷 2 號 7 樓	0932-919-435	
15	1064	理事	陳佑全	台灣電扇科技有限公司	彰化縣永靖鄉永福路二段 88 巷 1 號	04-823-1199	04-823-7799
16	2066	理事	王輔仁	國立勤益科技大學冷凍空調與能源系(所)	台中市太平區中山路二段 57 號	04-2392-4505 ext 8233	04-2393-2758
17	2010	監事	郭信元	信元機械冷凍空調技師事務所	台北市石牌路 1 段 39 巷 132 號 4 樓	02-2827-3132	02-2823-2847
18	2052	監事	林文鋒	順利空調工程有限公司	台北市信義區永吉路 346 號	02-2769-6883	02-2762-4247
19	2063	監事	陳亮琮	揚雅國際(股)公司	台中市神岡區和睦路 1 段 590 巷 39 號	04-2561-3559	04-2561-9807

第六屆第三次大會團體會員名冊

台灣通風設備協會

NO	編號	公司名稱	會員代表	電話	傳真	地址
1	1001	順光(股)公司	林志宏 曹盛格	02-2269-6111	02-2269-6116	新北市土城區忠義路 48 巷 3 號
2	1002	罡鼎有限公司	吳順益 吳俊廷	03-989-5881	03-989-5311	宜蘭縣三星鄉集賢一路 38 號
3	1004	富全風機(股)公司	邱慶宗 江月戀	02-8677-7769	02-8677-7787	新北市鶯歌區大湖路 185 巷 9 弄 21 號
4	1009	生原家電(股)公司	林燦顯 吳獻維	04-2522-2186	04-2524-8362	台中縣豐原市水源路 490 號
5	1014	峰緯通風機械(股)公司	呂壽德 習允中	02-2254-1251	02-2254-1253	新北市板橋區民生路三段 225 號
6	1018	顯隆機械(股)公司	王文義 朱振華	02-2290-2211	02-6625-0988	新北市五股工業區五權路 2-1 號
7	1019	高幟通風工程(股)公司	王英哲 陳文舉	04-2389-8928	04-2389-9053	台中市南屯區南屯路二段 860 巷 37 號
8	1021	兩昌(股)公司	張吉瑞 李麗紅	049-2566-935	049-2563-653	南投縣草屯鎮中正路 1776 巷 8-6 號
9	1025	和旭機械(股)公司	李麟添 李世文	02-2341-7281	02-2356-0700	台北市紹興南街 5 號
10	1029	台灣科祿格通風設備(股)公司	楊光宇 吳夢龍	03-385-9119	03-385-9118	桃園市大園區橫峰里 2 鄰平安路 157 號
11	1034	國祥冷凍機械(股)公司	吳澄堂 劉榮福	03-397-2271	03-397-8524	桃園市龜山區大華里頂湖一街 20 號
12	1035	晨達企業(股)公司	何達煌 何達河	02-2732-5077	02-2736-9293	新北市林口區南勢里 6 鄰南勢 39-2 號
13	1037	工研院綠能與環境研究所	翁凌家 康育豪 劉陽光	03-591-4996	03-582-0250	新竹縣竹東鎮中興路四段 195 號 64 館 402 室
14	1051	上宜消防工程有限公司	吳家緯 周冠宇	02-8677-4748	02-8677-4749	新北市鶯歌區大湖路 185 巷 17 號
15	1053	歐陸通風設備(股)公司	黃仁杰	02-2601-6321	02-2601-7221	新北市林口區湖北里後湖 56-7 號
16	1055	台達空調設備有限公司	陳慶忠 黃傳巽	02-2718-4256	02-2712-1326	台北市南京東路三段 303 巷 6 弄 1 號 6F
17	1057	質昌企業(股)公司	許進男 張仕達	04-2276-9613	04-2276-6842	台中市太平區永成路 63-2 號
18	1059	九龍灣通風企業有限公司	陳益豐 林雍登	04-822-6655	04-823-2211	彰化縣永靖鄉福興村永福路二段 88 巷 1 號
19	1061	良機實業(股)公司	劉朝平 林見樺	02-2506-3588	02-2508-4469	台北市中山區南京東路三段 1 號

NO	編號	公司名稱	會員代表	電話	傳真	地址
20	1063	雅速達(股)公司	詹家銘 林國正	04-2527-8062	04-2529-1238	台中市豐原區三豐路二段 549 巷 332 號
21	1064	台灣電扇科技有限 公司	陳佑全 陳彥伯	04-823-1199	04-823-7799	彰化縣永靖鄉永福路二段 88 巷 1 號
22	1065	翊豐通風(股)公司	鄭惠仁 邱東乾	04-9233-0808	04-9233-0303	南投縣草屯鎮石川路 47-9 號
23	1066	台灣三菱電機(股) 公司	侯萬輝	02-2833-5300	02-2833-9811	台北市士林區中山北路六段 88 號 11 樓
24	1068	環協工程顧問有限 公司	徐廷珪 吳榮政	04-2358-4334	04-2358-4500	台中市西屯區台灣大道四段 767 號 12 樓之 4
25	1069	揚雅國際(股)公 司	陳亮琮 劉慧蘭	04-2561-3559	04-2561-9807	台中市神岡區和睦路一段 590 巷 39 號
26	1070	高光電機有限公司	林煜賢 林義超	07-353-9221	07353-7954	高雄市三民區鼎力路 63 號
27	1071	達冠科技(股)公司	吳佳樺	02-2523-1155	02-2567-2296	台北市中山區長春路 137 巷 8-2 號 6 樓
28	1072	國光能源開發(股) 公司	張晉暉 張朝明	04-2561-4750	04-2561-4908	台中市神岡區中山路 1029-5 號
29	1073	恆達智能科技(股) 公司	何佳峻	07-788-9880	07-788-9890	高雄市大寮區大業街 19 號
30	1074	綠達光電(股)公司	周冠良 陳聖文	03-578-6363	03-564-3838	新竹科學園區篤行路 6-3 號 5 樓
31	1075	鵬風節能科技(股) 公司	廖志榮	04-2463-9166	04-2463-7377	台中市西屯區福雅路 478-1 號

第六屆第三次大會個人會員名冊

台灣通風設備協會

NO	編號	公司名稱	姓名	電話	傳真	地址
1	2010	信元機械冷凍空調技師事務所	郭信元	02-2827-3132	02-2823-2847	台北市北投區石牌路一段 39 巷 132 號 4F
2	2026	元福實業(股)公司	陳輝俊	02-2299-3155	022299-5573	新北市五股區產業園區五權三路 30 號
3	2030	台灣科祿格通風設備(股)公司	楊靖夫	03-385-9119	03-385-9118	桃園市大園區橫峰里 2 鄰平安路 157 號
4	2037	郁風企業有限公司	畢翰中	02-2731-9100	02-2777-4350	台北市中山區復興南路一段 32 號 3F-2
5	2047	安洲(股)公司	涂銘瑜	02-2299-6508	02-2299-6509	新北市五股區五權路 2-1 號 8F
6	2052	順利空調工程有限公司	林文鋒	02-2769-6883	02-2762-4247	台北市信義區永吉路 346 號
7	2056	天基冷凍機電廠(股)公司	周明士	02-2601-5996	02-2601-1890	新北市林口區工二工業區工三路 3 號
8	2062		林明煒	0932-919-435		新北市中和區自強路 62 巷 2 號 7 樓
9	2064	亞琥國際企業有限公司	陳瑞易	03-475-6300	03-475-6829	桃園市楊梅區新農街 397 號
10	2066	國立勤益科技大學冷凍空調與能源系(所)	王輔仁	04-2392-4505 #8233	04-2393-2758	台中市太平區中山路二段 57 號
11	2067	台灣波動實業股份有限公司	韓佳達	02-2747-5363	02-8192-6025	台北市松山區南京東路 5 段 34 號 3 樓之 1
12	2068	高雄科技大學環安系	蘇崇輝	0987-222-137		高雄市燕巢區大學路 1 號
13	2069	錦程電機有限公司	張有錦	04-2496-0269	04-2496-0557	台中市大里區草堤路 100 巷 11 號
14	2070	劉怡能冷凍空調技師事務所	劉怡能	03-857-6809	03-857-6867	花蓮市建德街 43 巷 10 號
15	2071	首位建築公共安全檢查有限公司	許秀盆	07-793-0158	07-793-0108	高雄市鳳山區鳳南一路 212 號

食品業/中央廚房

正負壓環境降溫工程〈智能化〉



節能環保
空氣流通
性能穩定



多段調速



Line ID : youngya3559
Phone Number : 0930-242665



WeChat ID : youngya25613559



揚雅國際股份有限公司
Youn Ya International Co., Ltd.

地址:台中市神岡區和睦路一段590巷39號
(TEL)04-25613559 (FAX)04-25619807
E-MAIL:service-youngya@msa.hinet.net

歡迎蒞臨：彰化縣永靖鄉
台灣電扇科技公司 & 全益畜牧器具公司
請導航搜尋 (全益畜牧器具) 導航來囉！

台灣電扇科技公司
TFT
全益畜牧器具公司
04-832-1616
04-823-5578
陳佑全
0905-300-111
0910-451-555



靜音款式 Quiet type

www.taiwan-fan-tech.com.tw

型號：AD54-66R
名稱：54吋FRP直結耐震鐵維六葉喇叭扇
尺寸：146x146x80cm(含磁圈)
風葉：48吋耐震鐵維六葉
百葉窗：PVC材質(抗UV)
馬力：1.5HP 轉速：500RPM
抽風量：約42,000CMH
安裝孔：140x140cm

型號：BD54-66R
名稱：54吋FRP皮帶耐震鐵維六葉四方扇
尺寸：148x148x45cm(含磁圈)
風葉：48吋耐震鐵維六葉
百葉窗：PVC材質(抗UV)
馬力：1HP 轉速：500RPM
抽風量：約42,000CMH
安裝孔：140x140cm
*另可加購百葉窗

型號：EA24-66R
名稱：24吋直徑三/六葉靜音循環扇
尺寸：74x74x31cm
風葉：24吋耐震鐵維三/六葉
馬力：1/2或3/4HP
轉速：850或1,100RPM
抽風量：約7,000或9,000CMH
安裝孔：7.5x7.5cm
*移動式腳架須另加購

Taiwan Fan Technology = 100% Made in Taiwan

台灣第一台54吋FRP喇叭扇是全益畜牧器具公司改良製造出來的，
第一台42吋木框扇也是全益畜牧器具公司於民國70多年研發改良，
採用全益公雞標馬達，創造出來的很耐用，暢銷全省養雞豬場！

大風量款式 Big Exhaust Volume

~產品約100種 | 歡迎洽詢~
42吋款式 42" type

風量
耐震軸
不生鏽

型號：AD42-6GR
名稱：42吋FRP直結六葉喇叭扇
尺寸：114x114x80cm(含磁圈)
風葉：36吋耐震鐵維六葉
百葉窗：PVC材質(抗UV)
馬力：1HP/2HP 轉速：500/600RPM
抽風量：約18,000/25,000CMH
安裝孔：106x106cm

風量
耐震軸
不生鏽

型號：HD54-6GR
名稱：54吋徑程直結耐震鐵維六葉扇
尺寸：138x138x45cm
風葉：48吋耐震鐵維六葉
馬力：1.5HP 轉速：500RPM
抽風量：約42,000CMH
安裝孔：140x140cm
*另可選購連桿百葉窗

斜式

型號：CD36-3M
名稱：36吋FRP屋頂抽風扇
尺寸：120x152x96cm(蓋152cm)
風葉：36吋耐震鐵維三葉
馬力：3/4HP 轉速：800RPM
抽風量：約17,000CMH
*另有24吋可選購！

斜式

型號：CD54-3G
名稱：54吋FRP屋頂抽風扇
尺寸：240x160x94cm(蓋203cm)
風葉：48吋SMC/鋁合金三葉
馬力：2HP 轉速：600RPM
抽風量：約46,500CMH

型號：AD54-3G
名稱：54吋FRP直結三葉喇叭扇
尺寸：146x146x80cm(含磁圈)
風葉：48吋SMC三葉/鋁合金三葉
百葉窗：PVC材質(抗UV)
馬力：2HP 轉速：600RPM
抽風量：約46,500CMH
安裝孔：140x140cm

型號：BD54-3G
名稱：54吋FRP直結三葉四方百葉扇
尺寸：148x148x45cm(含磁圈)
風葉：48吋SMC三葉/鋁合金三葉
百葉窗：PVC材質(抗UV)
馬力：2HP 轉速：600RPM
抽風量：約46,500CMH
安裝孔：140x140cm
*另可選購防塵連桿百葉窗

風量
耐震軸
不生鏽

型號：BD42-6GR
名稱：42吋FRP直結六葉百葉扇
尺寸：118x118x30cm(含磁圈)
風葉：36吋耐震鐵維六葉
百葉窗：PVC材質(抗UV)
馬力：1HP/2HP 轉速：500/600RPM
抽風量：約18,000/25,000CMH
安裝孔：110x110cm

風量
耐震軸
不生鏽

型號：JD54-6GR
名稱：54吋FRP直結六葉面板扇
尺寸：139x139cm
風葉：48吋耐震鐵維六葉
馬力：1.5HP 轉速：500RPM
抽風量：約42,000CMH

風量
耐震軸
不生鏽

型號：EA42-6GR
名稱：42吋經濟型皮帶六葉鐵框扇
尺寸：108x108x31cm
風葉：36吋耐震鐵維六葉
馬力：1/2HP 轉速：560RPM
抽風量：約16,000CMH

各式水簾規格

電氣規格：
180x60x15cm
180x60x10cm
150x60x15cm
150x60x10cm
*水簾另有電氣版(非市售用標準版)可延長使用壽命。
*另有不銹鋼水簾組

Shang-yi

上宜

消防設備用閘門
全國第一品牌

公正第三單位
國立成功大學防火實驗室
測試防火時效3小時



單板排煙閘門



AMCA排煙閘門



防火閘門



高品質消防栓箱



消防箱(石材面板)



排煙防火閘門



自然通風口(排煙窗)



活動式垂壁
捲簾式垂壁
玻璃垂壁



自然排煙窗

上宜消防工程有限公司
<http://www.shang-yi.com.tw>

新北市鶯歌區大湖路185巷17號
電話：886-2-86774748 傳真：886-2-86774749
E-mail：sy888888@ms66.hinet.net

金日集團提供完整的冷卻塔系列產品及周邊設備材料



KFT 逆流式方型冷卻塔



KHF FRP結構工業塔



KST-N 圓型標準冷卻塔



KSB 吹壓式環保冷卻塔



KC 橫流式密閉循環冷卻塔



日本MITSUBISHI三菱SUS組合式水箱



MIE-K 溝槽式機械接頭及另配件



日本 MIE GRIP 壓著接頭及另配件



日本MITSUBISHI三菱FRP組合式水箱



VAF 軸流式風機



RB 雙吸後傾式離心風機



SB 雙吸多翼離心式風機



台北總公司：台北市中正區紹興南街五號
 T：02-2341-7281 F：02-2321-9420
 桃園分公司：桃園市桃園區龍祥街40號
 T：03-360-3601 F：03-360-3605
 新竹分公司：新竹市體育街6號
 T：03-561-8808 F：03-561-8806
 台中分公司：台中市西屯區台灣大道4段16巷180號
 T：04-2708-2707 F：04-2700-3656
 台南分公司：台南市仁德區太子里大吉利路27號
 T：06-205-2966 F：06-205-5883
 高雄分公司：高雄市三民區民族一路560巷27號1樓
 T：07-386-8066 F：07-390-6650

※海外服務據點：
 印尼、越南、大陸(上海、北京、蘇州、重慶、天津等地)

宜蘭辦事處：宜蘭市農權路11號
 T：039-324607 F：039-323213
 花蓮辦事處：花蓮市民德四街53號
 T：038-350323 F：038-350851
 嘉義辦事處：嘉義縣水上鄉大堀尾50-20號
 T：05-268-6656 F：05-268-6676
 中壢廠：桃園市中壢區中壢工業區合定路18號
 T：03-452-2088 F：03-452-5821
 中壢二廠：桃園市中壢區中正路4段320號
 T：03-498-8609 F：03-498-5947
 桃園廠：桃園市龜山區民生北路1段166巷40號
 T：03-356-0884 F：03-358-6657
 上海廠：上海市松江區葉榭鎮亭亭公路1296號
 北京廠：河北省三河市燕郊開發區燕高路327號

兩昌空氣系統與工程

集塵機
潔淨工程
噴漆設備
油霧回收機



DUST COLLECTOR
EQUIPMENT CONSTRUCTION
PAINTING BOOTH
OIL MIST COLLECTOR



直結式直流箱型通風機，電子轉向直流馬達風牆組，外轉子變頻高效軸流扇，通風技術系統解決方案，制冷與供暖技術系統解決方案

- ✓ **高能效EC HyBlade軸流風機**：以極輕的重量與極小的噪音設計，實現極高的空氣動力學效率，搭配高效的綠色科技EC電機，為冷凍空調與冷卻塔提供最佳性能表現。
- ✓ **大揚程EC AxiCool軸流風機**：以不斷為全球市場設定的新行業標準為依歸，根據空氣動力學優化葉片的性能，輔以環保材料的選用，創造工業與商業通風應用的極致典範。
- ✓ **無線監控EC RadiCal離心風機**：兼具噪音低和能耗低的特點，與HyBlade一樣以玻璃鋼製成，結構緊湊而強勁，附TUV認證選機軟體，相較AC解決方案節能效果至高達50%，風機空間至大縮短50%。
- ✓ **多機直結EC FanGrid風牆**：適用於中高壓段的RadiPac即插即用離心風機，整機效率高達60%以上，多機組合的高可靠度風牆，超過歐盟節能指令的最低要求，可完全取代傳統風機，達到備援功能。
- ✓ **久經考驗EC電機解決方案**：ebm完全整合創新的電機技術、智能的電子控制與您所想的空氣動力學，EC電機具備效率高、壽命長與運行速度範圍大等特點，穩定的PCB驅動系統實現精準的高扭矩輸出優點，整合集成的通訊系統輕鬆輸出性能數據與大數據分析的後端應用。

德國 ebmpapst
HyBlade 外轉子軸流風機



德國 ebmpapst
AxiBlade 外轉子軸流風機



德國 ebmpapst
RadiCal 外轉子離心風機



德國 ebmpapst
RadiPac 外轉子離心風機



EC AxiCool



EC FanGrid



強靜增壓 快速循環

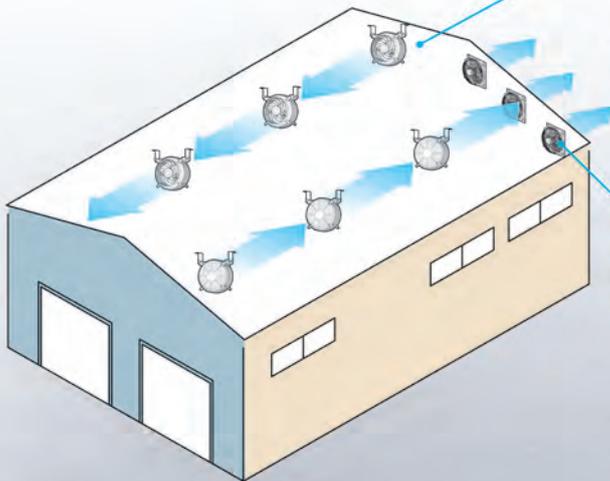
產業用增壓扇

專利設計三環風道，入風面積大
漩渦面罩風量集中，30m遠距傳送
特殊扇葉，噪音小，風量大
可多台配置使用，形成完整通風系統

室內循環+排出熱氣

產業用增壓扇

適用廠房、倉儲、停車場
風量：3250~6500 (m³/h)



※配置示意圖：實際安裝依使用環境而調整



立式 ITA-10AS、ITA-14AS

吊式 ITA-10L、ITA-14L
(另有防水機種，歡迎洽詢!!)

排出熱氣 產業用倍力扇

適用廠房、倉儲、辦公室、公共衛生間、高溫商用廚房
風量：1430~6200 (m³/h)

- 圓弧導流板設計，入風平順。
- 業界最高安全防護網設計。
- 特殊扇葉，噪音小，風量大。



ITH-10、ITH-14、ITH-18



空調、消防排煙、風機、風管工程

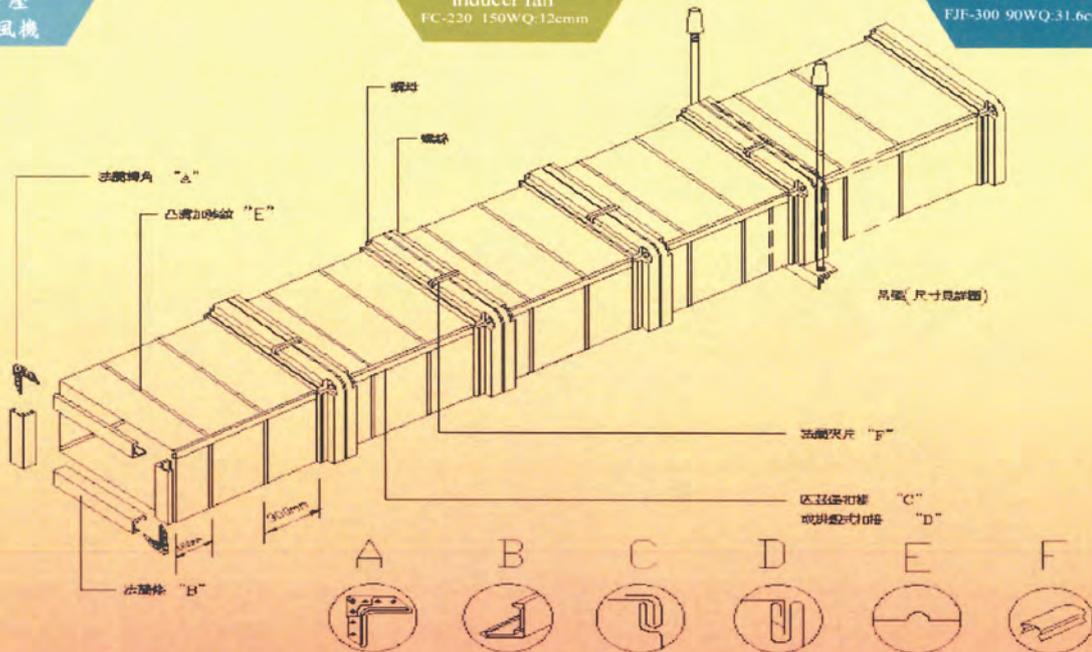
專業設計規劃施工

冷氣風管工程、消防排煙風管、全省施工、一貫作業



通過ISO 9001
2015年版國際認證

營業項目：
設計規劃、風管施工
、風機、排煙閘門



SINCE 1988

富全風機股份有限公司

總廠: 新北市鶯歌區大湖路185巷9弄21號
 TEL: 02-8677-7769 (代表號) FAX: 02-8677-7787
 E-mail: fullchance01@yahoo.com.tw
 E-mail: full.chance@msa.hinet.net
 二廠: 新北市鶯歌區大湖路185巷9弄21號
 TEL: 02-8677-5270

A BRAND THAT YOU CAN TRUST

一個值得您信賴的品牌



西班牙 · 新加坡 · 泰國 · 台灣 · 天津 · 北京 · 上海
武漢 · 廣州 · 香港 · 新加坡 · 馬來西亞 · 緬甸 · 菲律賓
越南 · 印尼 · 印度 · 北印度 · 韓國 · 杜拜 · 澳大利亞

台灣科祿格通風設備股份有限公司

TEL : 03-3859119 / EMAIL : kruger@ms27.hinet.net



AMCA 性能認證計劃

AMCA 額定值認證 (CRP) 確保產品系列經過了符合國家測試標準和AMCA認證要求的試驗。CRP 在世界範圍不斷發展，已經涵蓋了來自 35 個國家的 288 家公司的 3,926 多種產品。關於性能認證計劃的更多信息詳見 www.amca.org/certified。

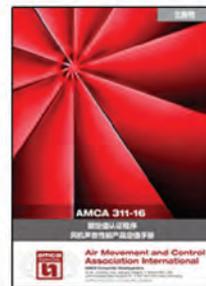
- 1 由 AMCA 實驗室認可計劃批准的實驗室進行測試，被測裝置送交預認證。
- 2 製造商可以對授權的產品要求做挑戰測試。
- 3 AMCA 保持一個對公眾開放的官方網站，列明所有經過認證和授權產品的目錄，以方便公眾查詢。
- 4 每一個授權產品系列都需要不斷接受 AMCA 實驗室的校核測試。



ASIA

堅持指定 AMCA 認證產品

- ◆ 風機空氣性能
- ◆ 風機效率
- ◆ 風閥泄露率
- ◆ 氣流測量站精度
- ◆ 百葉窗的水滲透性能
- ◆ 風機、百葉窗和消音器的聲音性能



更多訊息，請聯絡 Asia AMCA

電話: +65 3157 6308

電郵: inquiry@asiaamca.org

網址: www.asiaamca.org

www.amca.org



AMCA 網絡課程
education.asiaamca.org



免費下 AMCA 出版物
resource.asiaamca.org



YFIMF

高效全混流風機

High Efficient Fully Mixed Flow Fan



Vane Axial Fan Impeller - YFIAM



Inline Centrifugal Fan - ISQ



Inline Mixed Flow Fan - YFISH

您所設計規劃及操作的這項產品

每一台軸流風機皆獲得國際綠色環保能效認證FEG

(本司認證產品之相關資訊可至AMCA網站查詢)

FEG為全球風機行業能效驗證體系之最高標準，符合負責綠色節能管理的經營理念，確保產品“減少傷害地球生態環境”。

FEG認證為取得環保節能綠色產品之風機，可確保企業環保形象，選擇有FEG認證的罌鼎風機，讓您擁有兼顧性能、品質和環保的節能產品。

本公司經由AMCA認證之產品有：軸流直結式風機、雙吸前傾離心式風機、雙吸後傾離心式風機、單吸翼截式風機。

本公司擁有TAF認可實驗室，並依AMCA-210及ISO-5801測試。



罌鼎有限公司
CIRCLE & CYCLE LTD.

三星總部：26641宜蘭縣三星鄉集慶村集賢一路38號



AMCA 205
AMCA 210
AMCA 300



TEL: (886) 3-989-5881
WEB: WWW.CCFAN.COM.TW
EMAIL: 9895881@GMAIL.COM

耐溫實驗室的宗旨

耐溫實驗室的緣起

安舒特耐溫測試實驗室自 2015 年於宜蘭縣三星鄉成立，並於 2016 年起設立於宜蘭縣三星鄉的廠區內，此實驗室以耐溫產品測試及耐溫產品之開發與研究為主軸，從事應用於高溫風機或風門的各種先進零件之特性模擬、元件設計、理論模型與製程技術及相關技術探討。

耐溫實驗室的標準

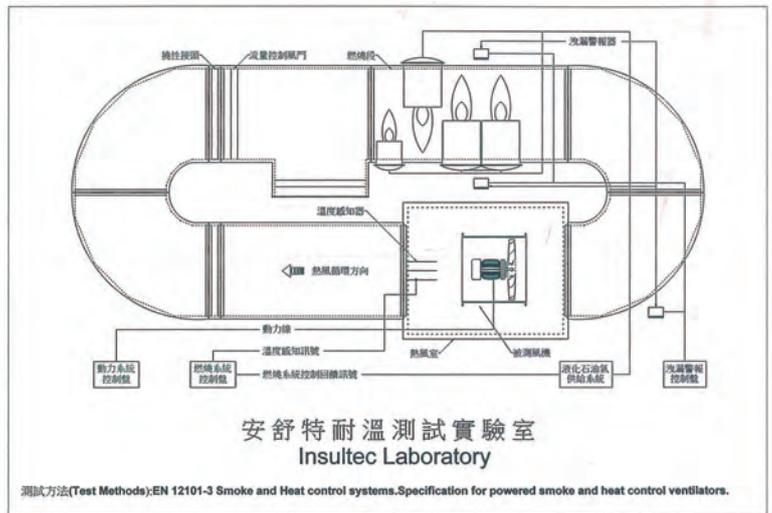
本實驗室所依據之標準為國際通用的 ISO 12101-3 Smoke and heat control systems. Specification for powered smoke and heat control ventilators (Fans).

相信在不久的將來可應用於更多不同的標準及規格。

對象	效 益
政府	可藉由 TAF 認證提高政府推動耐溫防火制度之公信力，落實公共安全行動方案。
實驗室	可藉此提升檢測專業能力，確保耐溫測試實驗室品質，提高外界委託測試之信賴度。
廠商	可藉由具公信力第三者之檢測服務，提升耐溫防火產品品質及其市場競爭力。
消費大眾	可藉由具公信力第三者之驗證把關，提升消費者購買耐溫防火設備之意願，達到公共安全之目的。

「安舒特耐溫測試實驗室」

本室為擴大運用民間檢驗資源、協助政府檢驗及協助業者自主管理檢驗，而推動「安舒特耐溫測試實驗室」。



藥物委託檢驗實驗室

耐溫風機或風門等相關耐溫產品之研究發展、製程管制作業及五金配件或產品之品質管制與安定性試驗等項目，委託他廠或相關單位執行時，辦理產品委託檢驗。

藥物非臨床試驗優良操作規範

本室為促進通風設備產業發展，提升產品品質、相關產品研發之試驗品質與可信度，推動市場良好循環。

奈米技術產品測試實驗室登錄制度

配合業界為建立「耐溫產品驗證體系」而推動「ISO 17025 測試實驗室登錄制度」，以協助業界「耐溫產品」之驗證工作。

測試與校正實驗室認證制度

配合國內測試與校正實驗室，可依據國際標準 ISO/IEC 17025，經由專業認證機構（如全國認證基金會 TAF）進行實驗室評鑑及認證，以達到國際認證之標準。