

# 送風機

## 節約能源技術手冊



委託單位：經濟部能源局

執行單位：工業技術研究院 綠能與環境研究所

---

## 摘要

日常生活中，風機的應用範圍非常廣泛，舉凡通風換氣、空調散熱、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，都必須用到風機。根據統計，風機耗能約佔全國總用電量的 10% 左右，提高風機系統的用電效率將是節約能源的重要課題之一。本手冊首先針對風機系統做一簡介，其次將針對風機系統提出節能措施建議，最後會附上實際風機節能案例。

---



## 目錄

一、前言 .....	1
二、風機簡介.....	2
2.1 送風機的種類.....	2
2.2 送風機的基本知識 .....	4
2.3 送風機的選擇.....	10
三、風機性能測試 .....	13
四、風機系統的能量損耗.....	16
4.1 風機系統耗能的成因.....	16
4.2 國內風機系統耗能現況 .....	17
五、風機節能措施 .....	20
5.1 設計面節能(設計高效率風機).....	20
5.2 運轉面節能(提高運轉中風機裝置效率) .....	20
六、風機節能範例 .....	23
七、結語 .....	24

---

## 一、前言

根據美國能源部(DOE)在公元 2001 年所公佈的針對商用建築空調系統耗能之大規模長期調查結果顯示(如圖 1 所示)，在小型辦公大樓空調系統中，不論是 central system 或是 packaged system，提供送風及排風風扇的耗能皆佔了極高的比例，僅次於壓縮機及冰水機。造成此結果的主要原因是送風機經常性的長時間運轉，因此不論何種系統，送風機耗能佔了整體空調耗能的比​​例總在 30%-40%以上。

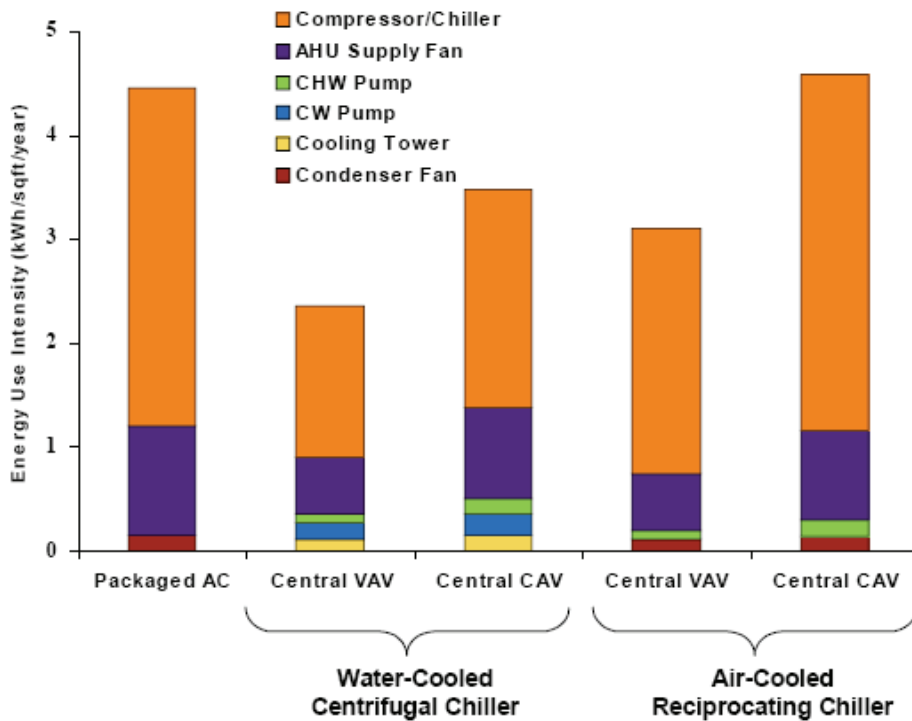


圖 1 美國商用建築空調系統耗能特性分析

以國內尖峰用電中，空調耗電佔整體耗電的 30%以上來推估，單單送風系統的耗電即佔國內尖峰總耗電的 10%-12%。未來由於室內空氣品質(Indoor Air Quality, 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數字再提高 50%。因此，要節約產業能源消耗，降低生產成本，提高產業競爭力的第一步便是要從風機系統節能做起。



## 二、風機簡介

風機是一種將機械能轉換成流體能量的裝置。依據各種不同的工作場合與應用範圍，風機有各種不同的結構與尺寸大小。不同風機自然其可節能空間也不盡相同。為了能夠對症下藥，清楚釐清如何才能有效改善風機系統耗電情形，首先必須對風機系統的設計與運作有一概念，以求提出合理且有效的風機節能措施。

### 2.1 送風機的種類

風機的種類繁多，如果根據其工作原理分類的話，可概分成容積式與葉輪式兩大類。容積式風機利用往復運動或旋轉運動的活塞，使工作容積產生週期性變化，從而進行氣體的壓縮以提高其壓力，並將氣體輸送出去。常見的容積式風機以鼓風機與壓縮機為代表。葉輪式風機則是利用葉輪產生離心力或升力以提高其壓力後，將氣體輸送出去。一般常見的送風機即屬於葉輪式風機。

送風機依照流經氣流方向與轉動軸方向的关系可分為軸流式、離心式、斜流式與橫流式風機四大類。茲分述如下：

1. **軸流式風機(axial flow fan)**—氣流沿軸向流入，且沿軸向流出，如圖 2a 所示。若再依葉片型態區分，尚可分成槳葉式(propeller)、靜葉式(vane axial)以及管軸式(tube axial)等不同形式。
2. **離心式風機(centrifugal fan)**—氣流沿軸向流入，垂直軸向流出，如圖 2b 所示。離心式風機依照氣流方向與葉輪轉動方向的相對關係還可再分成前傾式(forward)與後傾式(backward)。
3. **斜流式風機(mixed flow fan)**—氣流型態介於軸流式風機與離心式風機，如圖 2c 所示。
4. **橫流式風機(transverse fan)**—氣流橫貫軸向流入與流出，如圖 2d 所示。

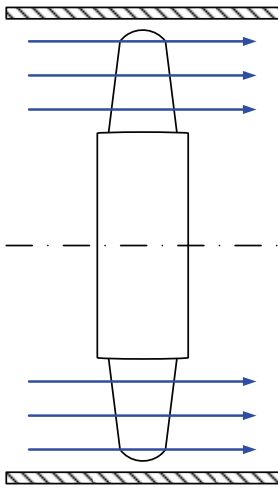


圖 2a 軸流式風機風向示意圖

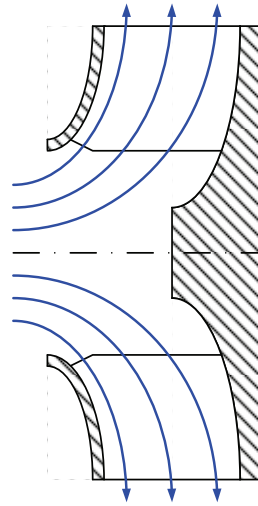


圖 2b 離心式風機風向示意圖

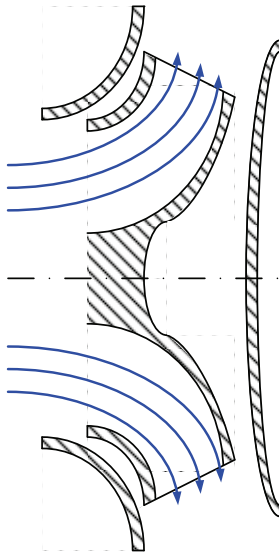


圖 2c 斜流式風機風向示意圖

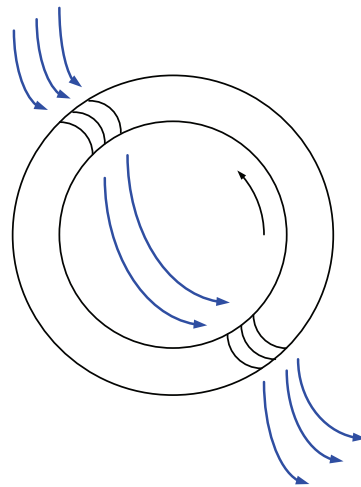


圖 2d 橫流式風機風向示意圖

事實上，送風機尚可根據不同的分類條件而有不同的分類方式。不過，目前一般產業界常見的送風機還是以軸流式風機與離心式風機為主。因此，有必要對其再做更進一步的說明。



軸流式風機主要由輪轂、葉片、軸、外殼集風器、流線體、整流器、擴散器所組成，如圖 3a 所示。當風機葉片被馬達帶動而旋轉時，葉片在空氣中快速掃過。其翼面衝擊葉片間的氣體質點，使之獲得能量，並以一定的速度從葉道沿軸向流出。此時，翼背牽動背面的空氣，從而使葉輪入口處形成負壓，並將外界氣體吸入葉輪。是故，當葉輪不斷旋轉時就形成了連續的氣流。

離心式風機主要由葉輪、軸、進風口、螺線形渦殼、鐘型入口、錐形擴散器所組成，如圖 3b 所示。風機流道內的氣體受到葉片作用而獲得能量，最後經螺線形渦殼及擴散器排出。在此同時，由於葉輪中的氣體不斷向外流，使得葉輪中心及入口處形成負壓，因此外部空氣在大氣壓力的作用下，經入風口連續進入葉輪，進而產生連續的氣流。



圖 3a 軸流式風機



圖 3b 離心式風機

## 2.2 送風機的基本知識

### 1. 空氣的標準狀態與基準狀態：

在不同的溫度、溼度與壓力下，空氣的物理特性不盡相同，所以必須先對空氣所處的環境有所規範，如此才能正確掌握空氣的各項物理特性。一般而言，常用的空氣狀態有標準狀態 (standard condition) 與基準狀態 (normal condition) 兩種，其規範如表 1 所示。



表 1 常用的空氣狀態

	溫度[°C]	大氣壓力[mmHg]	溼度[%]	密度[kg/m <sup>3</sup> ]
標準狀態	20	760	65	1.20
基準狀態	0	760	0	1.293

## 2. 壓力：

一般工廠裡面常用到的壓力指的是錶壓力( $p$ )，其絕對壓力( $P$ )為錶壓力加上大氣壓( $P_a$ )，亦即可表示為

$$P = p + P_a$$

由於皮托管(Pitot tube)常被用來測量流體的壓力，因此底下將針對皮托管做一簡單介紹。一般皮托管是由內外兩層套管所組成。如圖 4 所示，由皮托管內管頂端小孔所測得的壓力為全壓( $p_t$ )，而由外管壁上的小孔所測得的壓力為靜壓( $p_s$ )。全壓與靜壓的差值則是流體速度所造成的壓力，稱為動壓( $p_d$ )，因此全壓、靜壓與動壓的關係式可寫為

$$p_t = p_s + p_d$$

其中，動壓又可表示為

$$p_d = v^2 \gamma / 2g$$

上式中， $v$ 為流速， $\gamma$ 為比重量， $g$ 則是重力加速度。

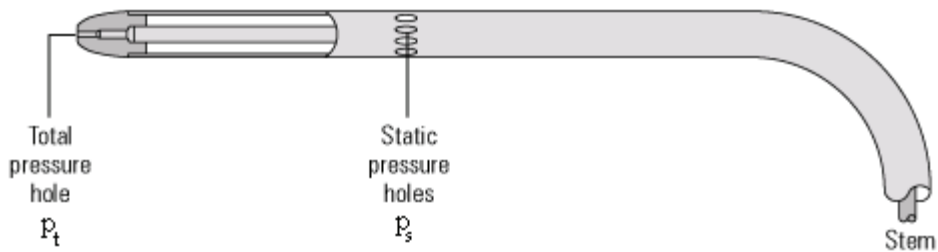


圖 4 皮托管示意圖

## 3. 送風機的全壓、靜壓與壓力比：

送風機的全壓( $p_t$ )定義為送風機吐出口(2)與吸入口(1)的全壓差值，亦即





$$\begin{aligned} P_t &= P_{t2} - P_{t1} \\ &= (P_{s2} + P_{d2}) - (P_{s1} + P_{d1}) \\ &= (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{d2} - P_{d1}) \end{aligned}$$

送風機的靜壓( $P_s$ )為送風機的全壓減去送風機吐出口的動壓，因此

$$\begin{aligned} P_s &= P_t - P_{d2} \\ &= (P_{t2} - P_{t1}) - P_{d2} \\ &= (P_{s2} - P_{s1}) - P_{d1} \end{aligned}$$

送風機的壓力比( $r$ )則是吐出口絕對壓力( $P_2$ )與吸入口絕對壓力( $P_1$ )之比

$$r = P_2 / P_1$$

#### 4. 比重量與比重：

氣體的比重量( $\gamma$ )為氣體單位體積內的重量，可由氣體密度( $\rho$ )乘以重力加速度求得。此外，比重量與溫度、溼度及壓力有關，其關係如下式所示：

$$\gamma = 0.465 \frac{P - 0.3784\phi P_{sat}}{T}$$

其中， $P$  為空氣的絕對壓力[mmHg]， $\phi$  為相對溼度[%]， $P_{sat}$  為飽和蒸汽壓[mmHg]， $T$  則是絕對溫度[K]。

氣體的比重為該氣體與同溫同壓下空氣比重量的比值，亦即

$$\frac{\gamma_g(T, P)}{\gamma_a(T, P)}$$

#### 5. 風量與流量：

風量(volume flow rate)指的是送風機在單位時間內所通過的氣體體積，常用的單位為[cmm]，亦即[m<sup>3</sup>/min]。流量(mass flow rate)則是送風機在單位時間內所通過的氣體質量，可由風量乘以空氣比重量求得。當壓力比大於 1.03 時，空氣密度會有所變化，此時流量雖然還是守恆的，但風量將不再守恆。

#### 6. 壓力頭：

每單位質量的氣體所做的功，若以氣柱高度表示的話，稱為壓力頭或水頭( $H$ )，其單位為[m]。當壓力比小於 1.03 時，可忽略空氣比重量變化，直接將

全壓除以比重量即為壓力頭，亦即

$$H = \frac{P_t}{\gamma}$$

假若壓力比大於 1.03，則

$$H = \frac{k}{k-1} \times \frac{P_{t1}}{\gamma_1} \left\{ \left( \frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}$$

其中  $k$  為比熱比，對空氣而言， $k = 1.4$ ， $P_{t1}$  是入口處的絕對全壓， $P_{t2}$  是出口處的絕對全壓， $\gamma_1$  則是入口處的比重量。

### 7. 理論功率與全壓效率：

送風機在單位時間內所能供給的有效能量稱為理論功率或絕熱變化( $L$ )，單位為[kW]。當壓力比小於 1.03 時，理論功率為

$$L = \frac{Qp_t}{6120}$$

其中， $Q$  是風量[cmm]， $p_t$  則是全壓[mmAq]。假若壓力比大於 1.03，則理論功率變為

$$L = \frac{k}{k-1} \times \frac{QP_{t1}}{6120} \left\{ \left( \frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}$$

送風機的全壓效率( $\eta_t$ )是理論功率與輸入功率(軸功率)之比值，通常以百分比(%)來表示。

$$\eta_t = \frac{L}{L_s} \times 100\%$$

其中， $L_s$  為輸入功率。

### 8. 轉速與比速度：

風機的轉速( $N$ )通常指的是葉輪每分鐘旋轉的次數，單位為[rpm]，亦即[r/min]。



由於影響風機氣流動力性能相關的物理參數有很多，為了讓分析能更簡化，使用無因次參數是一相當方便的方法。例如：葉輪外徑為  $D_s$  之送風機在風量  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  與壓力頭  $1 \text{ m}$  時，葉輪外緣之旋轉速度，稱為比速度 ( $N_s$ )，即為一無因次參數。比速度的表示式如下：

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

其中， $N$  為送風機轉速[rpm]， $Q$  為風量[cmm]， $H$  則是壓力頭[m]。

比速度對於送風機的特性、型式以及動葉輪的選擇非常重要，是設計或選用送風機時最重要的無因次參數之一。一般而言，送風機的效率在某一特定的比速度區間具有最高值，其效率與比速度的關係如圖 5 所示。因此，為了避免不必要的損耗，必須謹慎選用適當比速度的送風機。

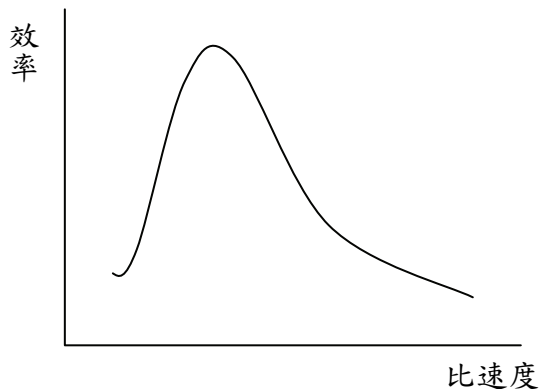


圖 5 送風機效率與比速度關係之示意圖

### 9. 管路阻力特性曲線：

管路係指風機工作的系統，它由通風系統、過濾器等附件組成。當管路確定後，通過的風量  $Q$  與管路所形成的通風阻力之間便有一定的比例關係，此即管路阻力特性。一般而言，管路阻力與風量的關係式可表示為：

$$R = kQ^2$$

其中， $R$  為管路阻力， $k$  為阻力係數， $Q$  則是風量。

### 10. 風機系統的工作點：

風機總是要與管路聯合作業，當氣體在風機獲得能量後，其壓力  $P$  與風量  $Q$  將遵循風機性能曲線變化，而氣體通過管路時，其阻力與風量也需遵循管路阻力特性曲線。兩者交會處即為風機的工作點，如圖 6 的點 A。當管路阻力增加，由  $R_1$  變為  $R_2$  時，風機的工作點將由 A 變成 B，風量也將由  $Q_A$  變成  $Q_B$ ，亦即風量減少。

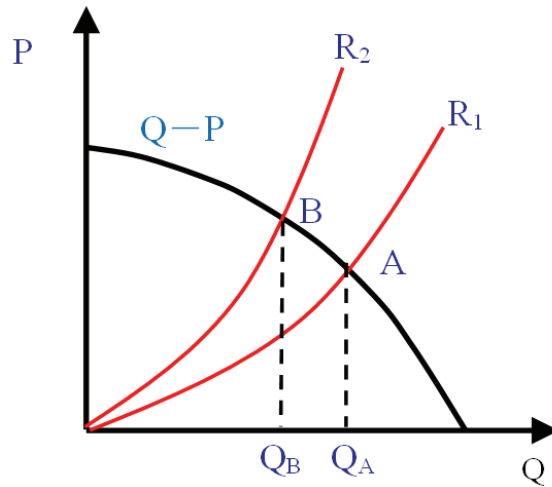


圖 6 風機系統的工作點

### 11. 風機的無因次分析：

在流體力學問題分析上，由於所牽涉的物理量非常多，若藉由變數不同的組合產生新的變數，而新變數間關係簡化且具有共通性者，稱為無因次分析。當兩個流場的所有無因次數值相同時表示：(1)型態相似—模型和原型的幾何尺寸成比例，比值相等，各對應角、葉片數相等；(2)運動相似—模型和原型各對應點的速度方向相同，大小成同一比值，對應角相等；(3)動力相似—模型和原型各對應點的重力、慣性力、黏性力等的方向相同，大小成同一比值。動力相似條件很難完全滿足，但對於風機而言，只要幾何相似、運動相似，就可認為動力相似了。先要有幾何相似才會有運動相似，因而幾何相似是前提條件。相似定律就是在兩風機滿足幾何相似，且處於相似工况的前提下導出的。



## 12. 風機定律：

當送風機在相異兩個操作點(1&2)的效率與所有無因次數值相同時，送風機將遵守所謂的風機定律(Fan law)。假若風機尺寸與空氣密度固定，則轉速比為風量比；轉速的平方比為壓力比；轉速的三次方比為軸功率比，亦即

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} ; \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 ; \frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

其中， $Q$  為風量， $P$  為壓力， $W$  為軸功率， $N$  為轉速，下標 1 與 2 分別表示兩個不同的操作點。如果將空氣密度與轉速固定，則風量、壓力及軸功率與風機尺寸的關係式可表示為

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 ; \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 ; \frac{W_1}{W_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$






其中， $D$  為送風機葉輪的直徑。

## 2.3 送風機的選擇

在瞭解了送風機的基本常識後，接下來的問題是如何選取一個適當的送風機。送風機的種類繁多，不同的場合有不同的適用機種，必須先對常見送風機的特性有一番認識。常用的離心風機與軸流風機的特性列表如表 2 所示。

選用一適當的送風機可由風機操作時的比速度著手。如圖 7 所示，比速度由小到大，其適用的送風機型式分別為輪機式離心風機、翼形離心風機、多翼式離心風機、斜流風機及軸流風機。

表 2 離心風機與軸流風機特性比較

種類	離心風機				軸流風機
	輪機型	流線型	徑向型	多翼型	
葉輪形狀					
大小	最大	大	小	最小	
軸動力	小	最小	大	最大	
噪音	小	最小	大	最大	
靜壓範圍mmAq	50-1,000	50-300	50-500	30-100	0-100
比速度, Ns	300-800	400-900	250-600	400-900	1,000-3,000
最高效率時之Ns	400-450	500-600	400-450	500-600	1,300-2,300
全壓效率%	60-83	55-72	50-72	40-65	靜翼型60-82 流線型60-85 管狀型55-78 螺槳式40-73
用途	高壓送風	一般送風	特殊送風 (灰塵多)	一般送風	一般送風

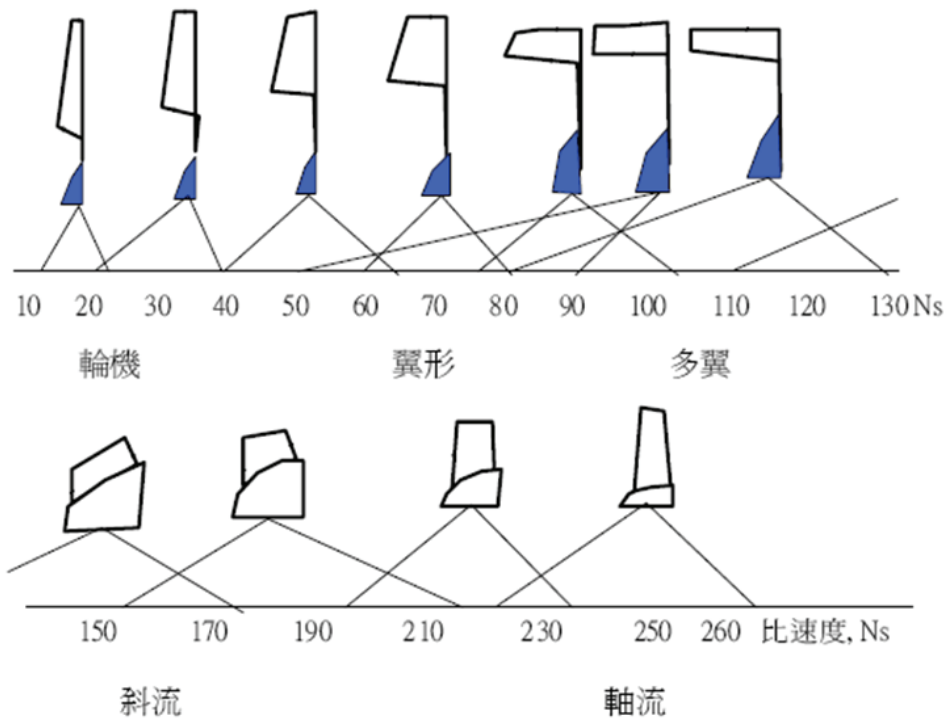


圖 7 以比速度做為送風機的選擇



除了以比速度區分送風機之外，亦可利用壓力與風量的關係來選擇適當的送風機。圖 8 標示出在不同壓力與風量下，所對應到合適的送風機。由圖中可看出，若遇到操作壓力高的狀況時，應選用鼓風機較合適。如果需要的是大風量，則軸流扇是不錯的選擇。依照工廠製程上的需求，先行篩選出合適的送風機類型是工業節能的首要之務。

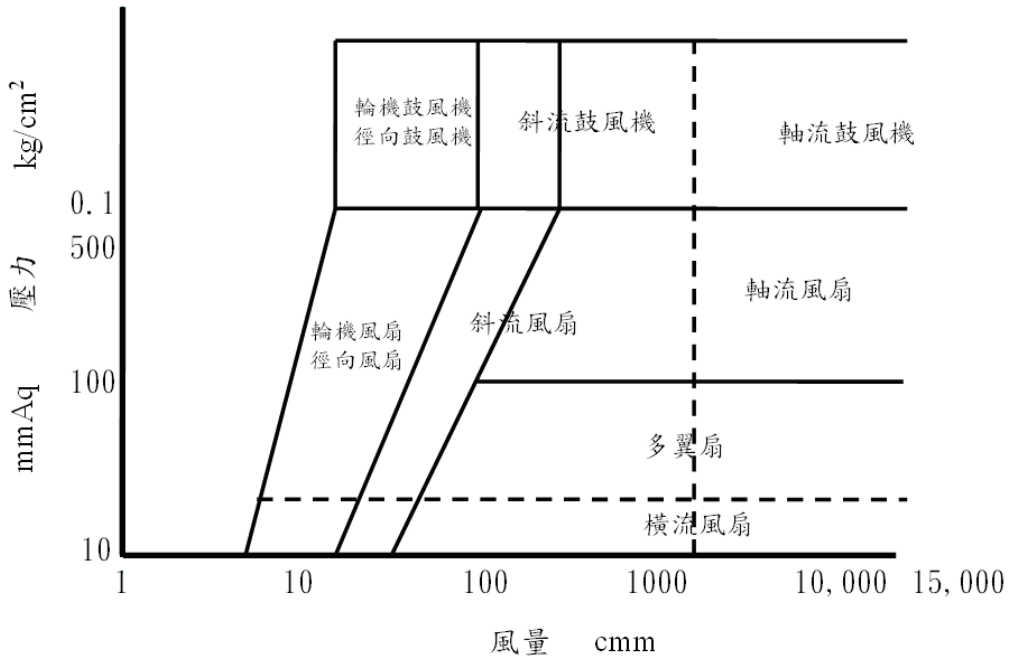


圖 8 以壓力與風量的關係做為送風機的選擇

綜合上面所述，要選擇一個適當的送風機可依照下列程序進行：(1)計算比速度 ( $N_s$ )，據以選擇最適合的機型，並盡量讓風機操作在最高效率點附近；(2)依據風量與壓力之需求，對照送風機型錄上的性能曲線，挑選適當的轉速與尺寸；(3)考慮空間的大小、噪音、成本等因素，以對送風機做最後的取舍。

風機一旦確定之後，送風系統的性能好壞至少被決定了一半。先天體質好或適合某工作場景的送風機是送風系統節能立於不敗之地的先決條件，接下來就是在風機實際操作時如何讓他達到高效率運轉，如此才能節省最多的能源。



### 三、風機性能測試

送風機性能的好壞必須藉由客觀標準的測試來判定，因此需要對風機性能測試有所認識。送風機的性能測試標準常見的有：(1)中華民國 CNS 7779 B7165—送風機檢驗法；(2)日本 JIS B 8330—Testing methods for turbo-fans；(3)美國 ANSI/AMCA 210 – Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating；(4)國際標準組織 ISO 5801—Industrial fans--Performance testing using standardized airways。上述測試標準內容皆大同小異，不過 AMCA 210 與 ISO 5801 的國際能見度較高。其中又因為 AMCA 有針對風機做性能驗證的服務，所以 AMCA 210 測試在業界相當普遍。

AMCA 係國際空氣運動與控制協會(Air Movement and Control Association International)之簡寫，其針對通風系統所訂定之測試規範廣為國際上各相關機構與廠商所接受。AMCA 210 則是評估送風機性能之標準規範。根據 2007 年版的 ANSI/AMCA 210 送風機性能測試規範，其中較常被提及的標準測試配置為圖 9 與圖 10，其分別被用來評估吸入式與吹出式風機的性能。

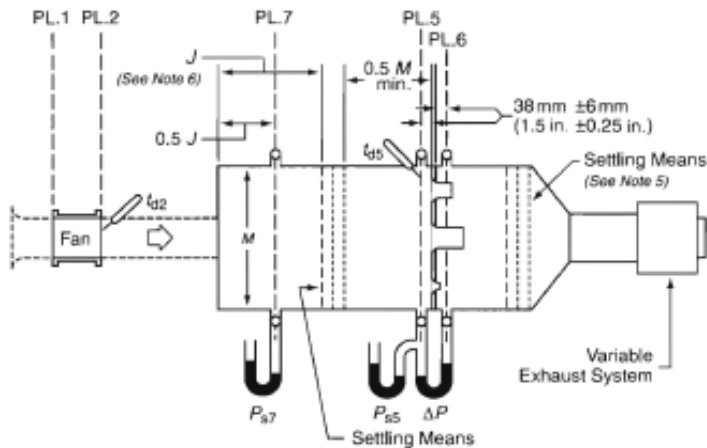


圖 9 Outlet chamber setup-Multiple Nozzles in Chamber

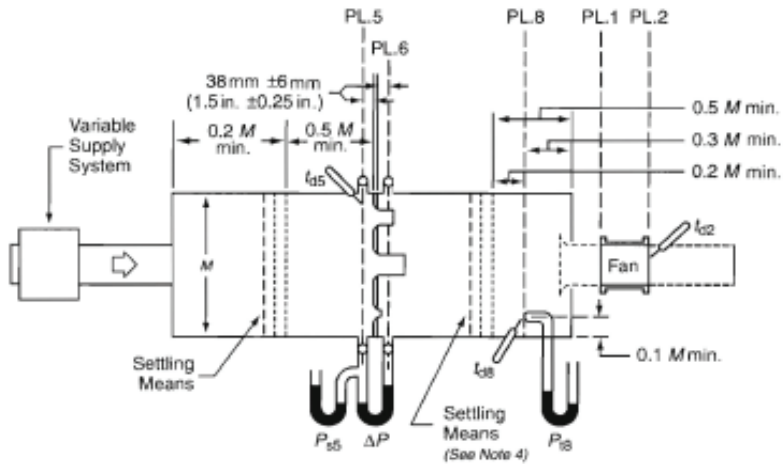


圖 10 Inlet chamber setup-Multiple Nozzles in Chamber

當送風機完成性能測試後，檢測單位會提供性能測試報告，其中最主要的是送風機的性能曲線，如圖 9(ANSI/AMCA 210 Figure 15 的測試範例)所示。所謂的性能曲線通常是指在一定轉速下，以風量為基本變量，其他各參數隨風量改變而改變的曲線。主要包含壓力與風量的關係曲線、軸馬力與風量的關係曲線以及效率與風量的關係曲線。圖 11 中的  $Q$  代表風量， $P_t$  是全壓， $P_s$  是靜壓， $H$  是軸馬力， $\eta_t$  是全壓效率，而  $\eta_s$  則是靜壓效率。

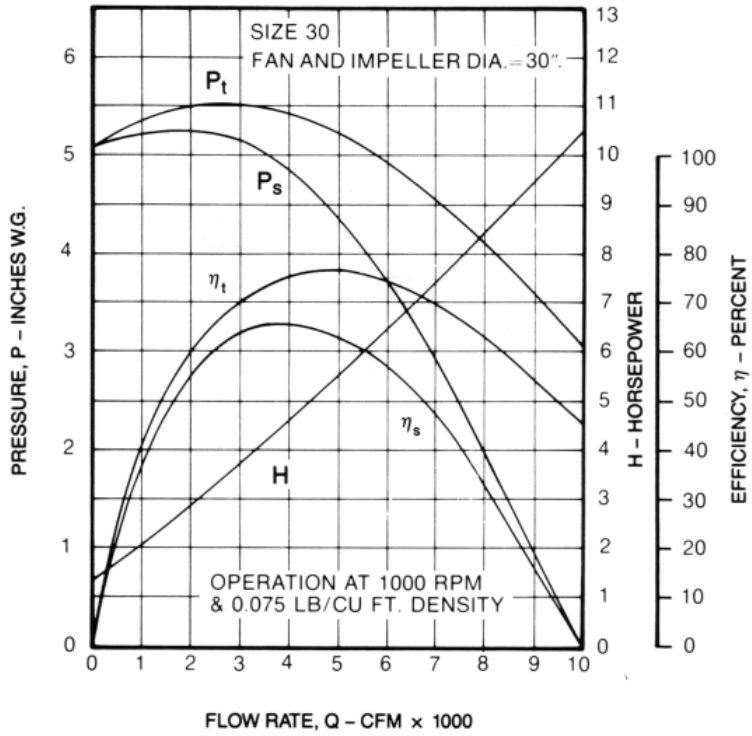


圖 11 送風機的性能曲線(以 AMCA 210 Figure 15 測試)



## 四、風機系統的能量損耗

### 4.1 風機系統耗能的成因

想要做到風機節能，首先當然要瞭解風機系統的能量損耗。風機系統包含風機本身以及與其相連接之管路，因此整個系統的能量損耗包含：(1)風機損耗—包含機械損耗、容積損耗與流動損耗；(2)管路損耗—主要是因為彎管、長管以及洩漏等所造成；(3)匹配損耗—包含馬達與風機匹配不良以及風機與負載匹配不良。如何將上述各項損耗降至最低，將是風機節能的重要關鍵。

由於風機損耗佔整個系統能量損耗的比重甚大，因此必須再針對風機損耗有更進一步的認識。茲將造成風機損耗的機械損耗、容積損耗及流動損耗簡單分述如下：

- 1. 機械損耗**—風機運轉時，軸與軸封、軸與軸承以及葉輪表面與流體摩擦所消耗的能量。其中，軸封及軸承裝置所引起的摩擦損失約佔輸入軸功率的1%~3%，而葉輪表面與流體摩擦所消耗的能量在高壓力且低風量的低比速度離心風機中所佔比重較大，有可能高達30%的有效功率。根據前面提到的風機定律，此項能量損失與轉速的三次方成正比，亦與葉輪外徑的五次方成正比。
- 2. 容積損耗**—風機運轉時，內部各區間壓力並不相等，但由於結構上的需求，轉動部件與靜止部件間必須留有間隙，如此將造成流體由高壓區回流至低壓區，造成能量損失。因此，間隙的大小及密封結構的形式將影響送風機的性能表現。
- 3. 流動損耗**—流體流經風機所產生的沿途阻力、局部阻力以及撞擊阻力之和。此項損失與流體流經部件的幾何形狀、表面粗糙度、流體黏滯性及運轉狀態有關。
- 4. 上述損耗應在風機設計之初即予以適當考慮，以設計出高效率風機。而惟有先設計出高效率送風機，才是解決送風系統節能的根本之道。**

## 4.2 國內風機系統耗能現況

根據調查，送風系統的耗電量佔了國內用電的 10% 以上，如何做好風機系統節能是國家整體節能減碳政策非常重要的一環。就目前國內風機系統耗能現況而言，造成整體耗能過大的原因可分為風機製造廠的因素與非風機製造廠的因素。

風機系統能耗中屬於風機製造廠的因素有：

1. 風機本身效率過低—國產風機效率普遍比國外技術領先風機效率低了 5%~10%。以多翼式離心風機為例，如圖 12 所示，國產風機效率甚至較國外風機效率低了 15%，顯示國內風機在效率提升上還有很大改善空間。

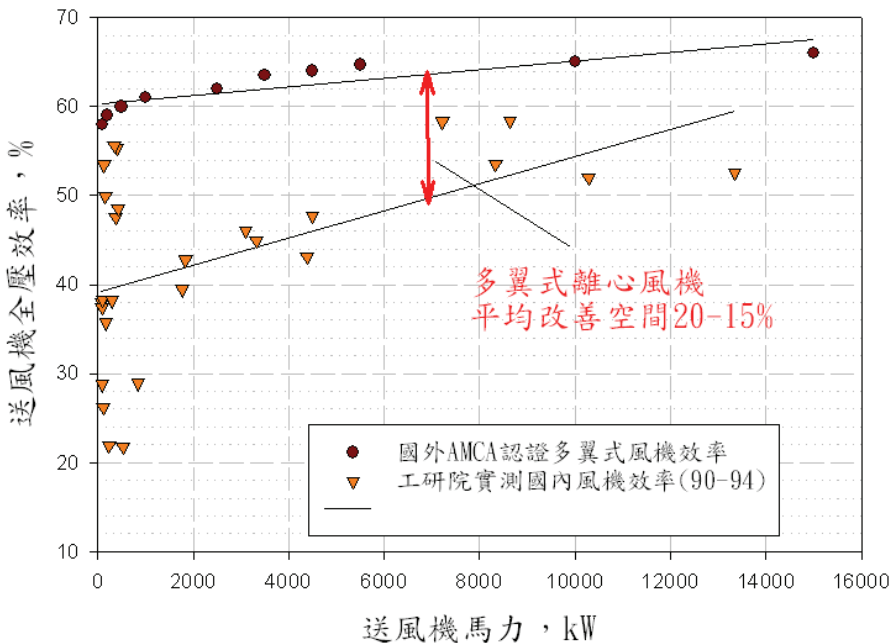


圖 12 國內外風機效率比較

除了國內外風機效率有所差異之外，各類型風機的效率也多所不同，如表 3 所示。表 4 則是列出各類型風機效率所能改善的空間與提高效率所必須增加的額外設備成本，可供開發新型高效率風機時參考成本與效益。



表 3 各類風機效率比較

風機種類	全壓效率
軸流風機(無導葉輪)	45-60%
軸流風機(有導葉輪)	70-85%
斜流風機	70-80%
多翼風機	50-62%
徑向風機	60-70%
輪機風扇	70-80%
翼輪風扇	75-85%
橫流風機	40-50%

表 4 各類風機耗能改善潛力評估

風機種類	效率提昇潛力	提高效率增加的額外設備成本
槳葉式風扇	15-20%	2-12%
管軸流扇	2-10%	4-10%
噴流風機	4-8%	5-7%
多翼式風扇	5-15%	7-10%
後傾離心式風機	2-5%	8-12%
徑向式風機	5%	4-7%
其他	5-10%	8-10%

2. 風機系列尺寸型號不夠完整—用戶選用風機時找不到適宜機型或尺寸，被迫選用代用型號的風機，導致無謂耗能。
3. 風機裝置效率過低—風機本身效率即使不低，但仍可能由於傳動機構效率低落，造成風機裝置整體耗能居高不下。

風機系統能耗中屬於非風機製造廠的因素則有：

1. **風機實際工作點偏離最高效率點過多**—可能由於管路阻力計算不夠精確或選用風機人員擔心計算之壓力與風量不能滿足實際運轉需要，選用安全裕度過高之風機。由於風機並非運轉在最高效率點，造成風機效率不彰。
2. **風機配套之電動機選取不當**—由於電動機規格未完全符合風機所需，選用了較高額定功率的電動機，造成電動機負載過低，導致電能浪費。
3. **管路系統設計不良**—不必要的管路阻抗過多，降低了風機的使用效率。
4. **調節方法不良**—例如為了將風量降至所需工況，採用擋風門調節風量，增加系統阻抗，造成能量損耗。
5. **管理不善**—過早的開機或過晚的停機都將造成能量的浪費。





## 五、風機節能措施

風機節能措施可分為設計面(事前防範)與運轉面(事後補救)兩大類。所謂設計面節能是指從產品設計的角度來提高風機在設計點的效率。而運轉面節能則是從產品實際運轉的情形來盡可能提高其裝置效率。不論是設計面或運轉面，其總目標都是要降低能量損耗。

### 5.1 設計面節能(設計高效率風機)

設計高效率風機是風機製造廠與相關機構研究人員的責任。提高風機效率的方法很多，主要包括採用三維葉輪、利用計算流體力學軟體輔助設計及測試實體模型並修改至預期目標等方法。

- (1)採用三維葉輪—在相同風量與壓力條件下，俱備三維葉輪的風機較傳統配置二維葉輪風機之效率可提高 5%~10%。
- (2)利用計算流體力學軟體輔助設計—可將各種設計想法先行以流體力學模擬計算評估其可行性，如此能大大縮短開發時程與成本，並找出較佳之設計。
- (3)測試實體模型並修改至預期目標—新型風機設計完成後，必須製造出風機模型並進行實測，以確定其性能。倘若尚未達到預期目標，則必須修正設計，然後再測試，一直到滿意為止。

事實上風機效率再高也有其極限，往往在運轉時浪費掉的能源遠超過高效率風機能減少的能耗。因此提高運轉中風機系統的效率是件刻不容緩的事情。

### 5.2 運轉面節能(提高運轉中風機裝置效率)

提高運轉中風機裝置效率是所有風機使用者的責任。提高裝置效率的手段主要可分為(1)運行中風機的改造；(2)風機的運行調節；(3)管路的合理配置等三大方向。

1. 運行中風機的改造—亦即提升現行運轉中風機的效率。可採取的節能措施包括：
  - (a) 更換葉輪：以新型高效率葉輪取代舊型氣動性能較差的葉輪。此外，若由於選型不當造成風機實際風量較需求為多時，可將葉輪換小。在

滿足風量需求下，又可節省電能消耗。

- (b) **改進葉片幾何形狀**：例如將軸流風機的直葉片改為扭曲葉片，其效率可提高 2%-3%。
- (c) **改變葉片長度**：若風機實際風量大於所需風量時，可截短葉片長度以符合風量需求，同時也可節省能源。風機葉片長度改變後便不再符合風機定律(Fan law)，不過如果尺寸變化不超過原來葉輪直徑 15%的話，仍可用風機定律粗估改造後的風量及效率。
- (d) **改變葉片數量**：減少葉片數量可降低風量，亦可減少耗能。例如使用多級通風扇時，往往第一級通風機在運轉初期所需的風壓較低，可拆卸部分軸流風機的動葉。在拆卸葉片時須考慮對稱問題，以免影響動平衡。
- (e) **改善徑向間隙**：軸流風機徑向間隙過大會回流或漏風的可能，必須適度減少徑向間隙，以免耗能過大。一般而言，當徑向間隙( $\delta$ )小於葉片高度( $l$ )的 1%時，可忽略徑向間隙對風機性能的影響。而當徑向間隙大於 1%時，風機效率下降值( $\Delta\eta$ )為

$$\Delta\eta = 2.8 \times [(\delta/l) - 0.01]$$

也就是說，多 1%的徑向間隙將造成多 2.8%的效率損失。

- (f) **出口加裝擴壓器**：若風機出口動壓佔全壓比例過高，可在出口處加裝擴壓器以降低動壓，同時可減少耗能。例如某一通風機原本的動壓為 200Pa，高達全壓的 40%。而在出口加裝擴壓器後，動壓降至 60Pa，能耗也少了 20%左右。
2. **風機的運行調節**—風機實際運行時未必是處於原本設計的操作區域，必須調整風機的壓力或風量至所需目標值，而在調節的同時必須做到最大幅度的節能。風機運行調節必須注意的是：
- (a) **不要使用擋風門調節**：擋風門雖可降低風機風量至目標值，但是會增加系統耗能，不是理想的調節方式。
  - (b) **風量調節幅度不大時不必調節**：多一個裝置就多一份耗能，所以調節幅度不大時不要使用調節裝置。



(c) 採用變速方式調節：變速調節有液力耦合器變速調節、調壓調速、電磁調速電動機調速、變極對數調速及變頻調速等方式。以變頻調速為例，係在電動機上加裝變頻器以調節風機轉速，進而調節風量。此法是較佳的調節方式。強烈建議在中小容量的風機裝置上使用變頻調節，但是大容量裝置的變頻調速器價格高昂，需考量回收年限是否過長。

**3. 管路的合理配置—減少不必要的管路阻抗，以提升風機裝置效率。管路合理配置的主要措施有：**

- (a) 多餘管件須去除：多餘的接頭、三通及閥門等都將增加管路的總阻抗，必須予以去除。應追求管件數量的最少化。
- (b) 避免流場急速改變：管路截面積突擴、突縮、分流、轉向或急轉彎均會增加流阻，必須盡可能避免。不得不接彎管時，應選擇曲率半徑較大之彎管或加裝導流葉片。管路截面積必須改變者亦應使用漸擴管或漸縮管。
- (c) 防止漏風：閥門、管件連接處及風機本身都是漏風常發生之處，不但耗能，亦是噪音源。應選用合適的密封技術，將漏風減到最低限度。
- (d) 改善風機進出口管路佈局：進出口盡量不要接彎管、突縮管或突擴管，應接直管。而且風機進口處所接直管的管長應不小於 2.5 倍管徑。漸縮管亦是風機進口處可接受的管路，但不宜連接漸擴管。倘若廠區空間很大，則應採取分區個別通風管理，不宜採用集中統一通風系統，否則將造成管線長、漏風多以及通風效果差，進而導致電能的浪費。

上述措施若能視情況好好利用，將對送風機的節能有很大的幫助。

## 六、風機節能範例

在做到了前面所提及的各項節能措施後，到底對節能有多大助益呢？底下將舉幾個實際案例說明節能成效。

### (1)範例一

俄羅斯某風機製造廠由於致力於氣動性能的改進，其新設計礦井風機的最大靜壓效率從 72% 增加到 88%。

### (2)範例二

日本某風機製造廠對離心風機蝸殼及葉輪的形狀做了適度改善，有效地防止了渦流與分離流的產生，使得其效率提升 5%-10%。

### (3)範例三

某工廠將其多年前購置而正在服役中風機原本使用的葉輪更換為新型氣動效率較佳的葉輪，結果其效率大幅提升 30%。

### (4)範例四

某工廠由於風機選型不當，所選風機風量過大。原本採用擋風門調節風量，但能量浪費太多。將其葉片直徑截短後，不僅風量符合要求，更可年省約 50 萬度電。

### (5)範例五

某工廠在保證正常生產的前提下，將第一級葉輪的葉片全部拆卸，結果風量減少了 19%，耗能也少掉了 35%。

### (6)範例六

某送風機出口動壓達 200 Pa，為全壓的 40%，佔比過高。其出口安裝擴壓器後，動壓減至 60 Pa，造成節能 20%。

### (7)範例七

某鍋爐引風機軸功率為 200 kW。在白天負載高峰時，運轉在上限轉速的 80% 左右，其餘約運轉在上限轉速的 50% 附近。原本以擋風門調節風量，而在加裝變頻器後，年節省約 80 萬度電。



## 七、結語

風機耗能佔全國耗電 10%以上。而這其中有很多是因為風機選用不當、管路配置不良以及運轉方式不佳所引起的。若能好好針對這些問題加以改善，將可節省可觀的電費，同時也抑制了碳排放量，為環境保護貢獻了一份力量。



經濟部能源局  
BUREAU OF ENERGY, MOEA

<http://www.moeaboe.gov.tw>



工業技術研究院

Industrial Technology  
Research Institute

<http://emis.erl.itri.org.tw>