

## 高效率同軸管道風機開發 The Development of a High Efficiency In-line Tube Fan

陸紀文<sup>1</sup>、黃建民<sup>1</sup>、葉翊璋<sup>2</sup>  
Chi-Wun Lu<sup>1</sup>, Jeng-Min Huang<sup>1</sup>, and Yi-Chang Teh<sup>2</sup>

<sup>1</sup>國立勤益科技大學冷凍空調與能源系

<sup>1</sup>Department of Refrigeration, Air-Conditioning and Energy Engineering,  
National Chin-Yi University of Technology

E-mail: lucw@ncut.edu.tw; jmh@ncut.edu.tw

<sup>2</sup>國立勤益科技大學冷凍空調與能源系 碩士生

<sup>2</sup>Graduated Student of Department of Refrigeration, Air-Conditioning and Energy Engineering,  
National Chin-Yi University of Technology

E-mail: carlossir001@yahoo.com.tw

### 摘要

室內空氣品質法的實施將使同軸管道風機的需求量大增，本研究以風量 400 CMM、靜風壓 150 mmAq 為規格的同軸管道風機做為載具，引入完整的設計程序，開發高效率的產品。分析過程是先以風機設計軟體計算葉輪出口需要的漩流，再以 CFD 套裝軟體 STAR-CD 分析無後導葉時，切線速度對機殼壓損的影響，再以逆向設計法設計後導葉，在固定漩流下，分析不同的切線速度對後導葉性能的影響。分析的結果顯示在有切線分量流速的漩流流動中，切線流速的大小與下游流動分離區的大小成正比，因此必需加裝後導葉以提升有用能及效率；後導葉下游處若出現大型的回流區，將會改變主流場的流動方向，使切線速度的動壓回收為靜壓的效果大打折扣；本研究將後導葉改良設計後，可使原先無後導葉時之壓損由 820 Pa 大幅降為 160 Pa；當將所設計之同軸管道風機縮小 0.415 倍製成模型機，經風洞性能測試，其最高全壓效率值達可達 70.4%。

**關鍵字詞：**同軸式管道風機、後導葉、計算流體力學、逆向設計法、性能測試

### Abstract

The Indoor Air Quality Act implementation will cause In-line tube fan be used widely. This study develops a high efficiency in-line tube fan with specification of 400 CMM air flow rate and 150 mmAq static pressure by means of a complete design procedure. The impeller was designed by fan design software package to get the impeller outlet velocities. Then use these velocities as inlet condition to calculate the flow field of vaneless casing by CFD package STAR-CD to realize the effect of tangential velocity on the total pressure drop. Finally, analyzes the flow fields of deswirl vanes which are determined by inverse design method. The results show that the pressure loss is proportion to the tangential velocity in swirl flow motion. Therefore, deswirl vane is necessary for in-line tube fan. When the recirculation flow exists at the downstream region of deswirl vane, the flow motion will be changed and reduce the pressure recovery effect. The design result reduce pressure loss from 820 Pa(vaneless) to 160 Pa(with vane). The 0.415 scale model fan is manufactured. It's maximum total efficiency can reach 70.4% after wind tunnel performance testing.

**Keywords:** In-line tube fan, deswirl vane, CFD, inverse design method, performance testing

### 1. 前言

隨著高度的經濟成長，造成都市人口集中，現代人每日於室內活動的時間高達 85% 以上，因此室內空氣品質成為影響人體健康與舒適程度的重要因素。「室內空氣品質管理法」[1]，已於 100 年 11 月 23 日經總統公告並於一年後開始實施。適當的通風設備是有效改善室內環境的主要

方法，新鮮外氣換氣量愈大，感染疾病的百分比就愈低[2]。

依據「室內空氣品質管理法」，環保署將對室內空氣品質差的公共場所開罰，按照此法令，未來所有的公共場所都必需加裝通風設備，由於台灣地小人稠，同軸管道風機(in-line tube fan)這種節省空間又方便安裝的通風設備勢必會更大

量的被採用。同軸式管道風機亦廣泛應用於各種空調通風需求，如工業、民用高樓層建築、地下隧道、地下商場、車庫、倉庫、烘房、地鐵等消防排煙及送排通風。早期這類的通風機多半是軸流風機(如圖 1(a)所示)，但因風壓常無法滿足需求。為了提升風壓，現在國外多視其需要的風量、風壓及轉速改成斜流式(如圖 1(b)所示)或離心式(如圖 1(c)所示)。



圖 1(a):軸流式 圖 1(b):斜流式 圖 1(c):離心式  
圖 1:各種同軸式管形風扇

圖 2 為同軸式管道風機的流場示意圖，圖中顯示了幾個問題，首先是葉輪出口後立刻轉 90 度成為軸向，轉彎的過程因為不順暢而產生流動分離(如圖 2 中的"1");接下來是馬達支撐架(如圖 2 中的"2")造成的壓損，由於葉輪出口有強大的切線方向速度，簡單的使用平板型支撐架將會大量損耗切線速度動壓；最後是控制器與馬達之間的傳動機構(如圖 2 中的"3")會阻塞了部份流道。上述這些不順暢的流場不但會減損靜壓及效率而且會增加噪音。

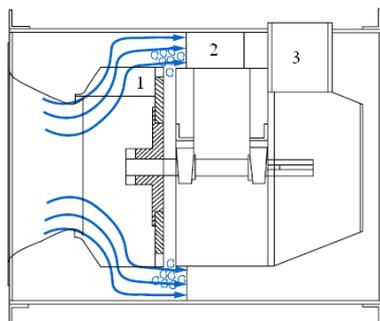


圖 2:同軸管道風機的流場示意圖

同軸式管道風機相關的研究不多，目前只有找到 Park et. al [3]探討一具有 8 片出口導葉之斜流式葉輪同軸式管道風機的性能，變化的參數為葉輪葉片包角及出口導葉包角，其結果顯示這兩種角度對同軸式管道風機性能的影響很大。Cho et. al [4]以數值計算的方法探討軸流式同軸式管道風機空氣動力特性，以通流法(through flow)分析性能，結果顯示若不考慮黏滯效應，性能曲線會有過度高估的現象。王昱能[5]以數值分析的方式探討同軸式管道風機中加裝馬達罩及後導葉對性能的影響，結果顯示加裝馬達罩可以提升最大風量及設計點風量下的風壓，後導葉對風扇

的風量及風壓沒有影響，但可明顯的降低噪音。

基於室內空氣品質管理法的要求，今後所有的公共場所都必需或是選擇加裝通風設備，這將使未來中大型的管道風機的需求量大幅增加。國內同軸管形風機的效率偏低，主要是葉片流道設計不佳。現在的同軸式管道風機的用量已經不少，未來的用量必定越來越大，有必要從根本的設計層次上加以改善，以提升國內同軸式送風機的效率。本研究載具產品的規格，風量 400 CMM、風壓 150 mmAq、轉速 1750 rpm、馬力 20 Hp、最高全壓效率 70%的高效率同軸式通風機。

## 2.研究方法

由於同軸式管道風機相關的文獻很少，本研究將以離心風機設計軟體，配合流場分析技術，設計高效率的斜流式同軸式管道風機，以下列的方法序進行高效率同軸管道風機的開發。

2.1、葉輪是風扇的心臟，本研究以離心風機設計軟體 CFDC 設計葉輪。葉輪的設計考慮兩種情況，一種是 Helios 及 Flake-Woods 風機廠使用的斜流扇，另一種為是 Twin City 風機廠的專利[6]，將葉輪接近出口處的底板(hub)截掉一部份，本研究為避開其專利的葉輪，將採用斜流式葉輪。

2.2、雖然王昱能[5]的結論認為後導葉對風量與風壓的提升很少(2%以下)，但是 Twin-City 及 Flake-Woods 的產品都有後導葉，本研究仍進行後導葉對同軸式管道風機風壓的影響探討。後導葉以逆向設計法計算。

2.3、本計畫載具體積龐大，需要的模具費用及製造費用相當高，直接製造實體風機扇耗時且費用昂貴，風險頗高，因此先以模型機製造測試較為省錢、省時，研發的風險也會大幅下降。模型尺寸為原型機的 40%左右，模型風機的機殼最大直徑為 415 mm，轉速 3500 rpm。模型機性能規格若達成，實體性能規格一定達成。除了協助實體機開發之外，此模型本身就是一個用量很大的產品，雖是研發的中間產物，卻可以一舉兩得。

## 3.物理模型與數值方法

圖 3 為本研究無後導葉時同軸管道風機之子午面設計圖，葉輪上有兩條曲線是葉片的三維曲線，空氣由左邊風管進入風機殼體，經葉輪加壓通過流道，從右邊離開風機殼體進入風管路中，本研究使用 45 度出口的斜流式葉輪來減少轉向的壓損，主要是氣流最終是要軸向流動。將圖輸入 SolidWork 中建構三維幾何，再輸入 STAR-CD

中建立計算模型。

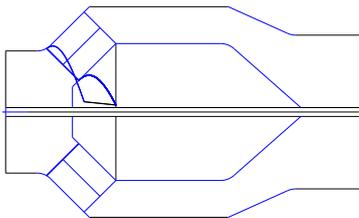


圖 3:同軸管道風機之子午面設計圖

圖 4 為斜流葉輪加上前後延伸段的網格系統。前延伸段入口設定為「入口邊界」，輸入流速（由風量計算而得），後延伸端出口設為壓力邊界，葉片間流道上、下面及兩側均為旋轉固體壁面，上下游延伸段的上、下面為固體壁面，兩側則為週期性邊界，紊流模式為  $k-\epsilon$  high Reynolds number model，以 SIMPLE 方法進行迭代，收斂條件為質量、速度、紊流動能的平衡殘餘量小於  $10^{-5}$ 。

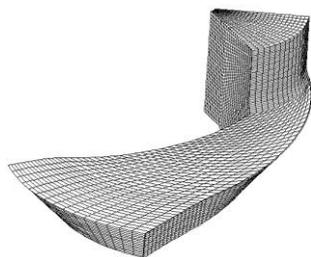


圖 4:葉輪加上前後延伸段的網格系統

圖 5 為後導葉加上前後延伸段的網格系統，前延伸段入口設定為「入口邊界」，輸入流速，後延伸端出口設定為壓力邊界，後導葉片間流道上、下面及兩側均為旋轉固體壁面，延伸段上、下面為固體壁面，兩側則為週期性邊界，選用絕對座標的動量方程式，紊流模式為  $k-\epsilon$  high Reynolds number model，以 SIMPLE 方法進行迭代，收斂條件為質量、速度、紊流動能的平衡殘餘量小於  $10^{-5}$ 。

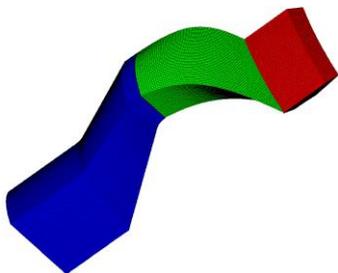


圖 5:後導葉加上前後延伸段的網格系統

將葉輪及後導葉配合機殼組合出完整的同軸式風機流道設計圖，如圖 6 所示，將此幾何以 SolidWork 建完整的三維模型，輸入 FLUENT 中

建立網格，設定邊界條件如下：

- 1.入口設為壓力邊界條件，輸入全壓值，由於是不可壓縮流，故全壓值設為 0；密度為  $1.2 \text{ kg/m}^3$ 。
- 2.出風口設為壓力邊界條件，輸入靜壓值，計算該靜壓力下的流量。
- 3.葉輪為旋轉座標 (1750rpm)，其餘為固定座標。
- 4.葉片及機殼固體面設為牆邊界，速度以牆函數計算。

網格的建立採用非結構式網格，優良網格占總網格數的 97% 以上。紊流模式選用 standard  $k-\epsilon$  model，統御方程式的對流項以 second-order upwind method 解離(discretization)，選用 SIMPLE scheme 進行數值迭代。整機計算的目的是要得到性能曲線，計算性能曲線的方法是改變出口靜壓值，從 0~2500 Pa，入口全壓固定為 0 Pa，計算不同出口靜壓下的流量。

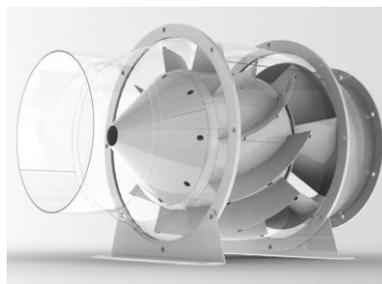


圖 6:以 SolidWork 建立的整機三維流道模型

#### 4.結果與討論

葉輪的流場如圖 7 所示，靜壓為 1934 Pa，全壓為 2570 Pa，這兩個數值超過預估值，理論全壓為 2760 Pa，因此葉輪全壓效率為 93%。屬高效率葉輪，從圖 7(a)可看出除了前蓋與壓力面的銜接處及輪轂與壓力面銜接處有小型的迴流外，整體流動大致上平順。圖 7(b)顯示靜壓分佈圖，從進口到出口靜壓平順的上升，等壓線不夠平直，在前蓋與壓力面的銜接處有轉折，是因為該處有迴流之故，若等壓線呈直線依序增加，表示流場完美，效率很高。

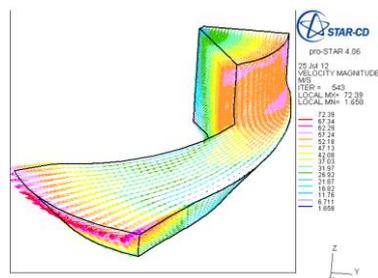


圖 7(a):速度向量圖—前蓋視角

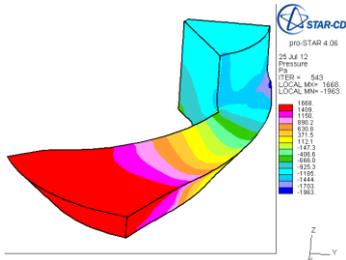


圖 7(b):全壓分佈圖—前蓋視角  
圖 7:葉輪流場圖

圖 8(a)為葉輪出口切線速度 35 m/s、子午面流速 13.3 m/s 的無後導葉機殼內流場圖，空氣離開葉輪進入機殼後在輪轂處有一個小型的流動分離區，主要是因為葉輪出口流體流動方向與與機殼水平通道夾 45 度角，另一個大型的迴流在出口處，雖然設計後錐器想要使空氣離開水平通道後不會因幾何突然變化而產生大型流動分離，但看來不成功，可能因為切線速度的存在，使後錐器的效用消失。出口處大範圍的迴流不但大量損耗風機的靜壓，而且造成有效出風面積減小，出風速度增加，出風動壓大增，進一步降低靜壓。

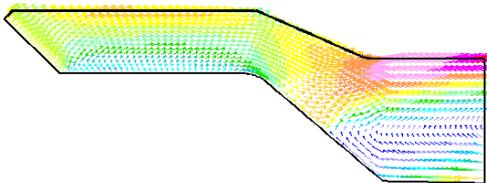


圖 8(a):35m/s

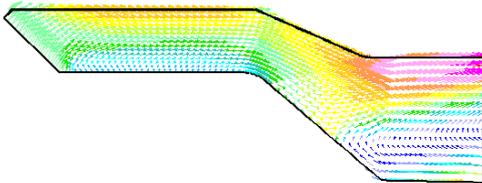


圖 8(b):20m/s

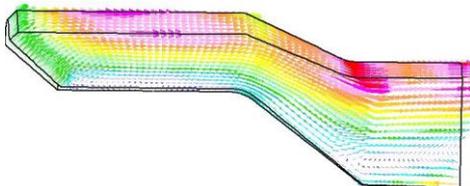


圖 8(c):10m/s

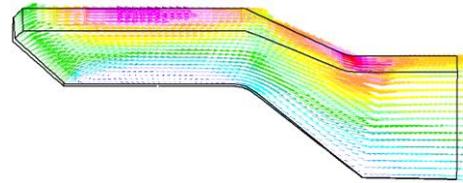


圖 8(d):0m/s

圖 8:不同切線速度下機殼的流場圖，子午面流速 13.3 m/s

為了瞭解在後錐器存在下，機殼下游仍產生大型流動分離是否與切線速度有關，在流量固定下逐漸減小切線速度的全壓降及效率損失情況如圖 9 所示。從圖 9 可知葉輪出口切線速度越大，在沒有後導葉的情況下，所造成的全壓損也會越大，而效率減損也隨之越大。由此可推斷切線速度是造成機殼出口大範圍迴流的主因。

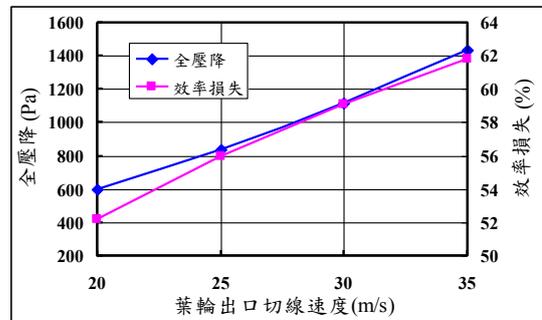


圖 9:機殼全壓降與葉輪出口切線速度關係圖

為了確定切線速度與出口迴流之間的關係，本研究又計算了切線速度 10 m/s 及無切線速度下機殼的流場，結果如圖 8(c)至圖 8(d)所示，從圖 8(a)~(d)可以清楚的看出切線速度越小，機殼出口迴流區越小，當無切線速度時，機殼出口迴流區完全消失，足證切線速度與機殼出口迴流區之關係。

在完成無後導葉機殼流場分析後，開始進行導葉的設計工作。固定風量下，切線速度越大，要配合入流角度的後導葉葉片入口角也要越小（與切線方向的夾角）。本研究設計兩組後導葉，第一組葉輪的外徑較小、葉片出口角度（與切線方向的夾角）較大，配合的機殼直徑較小；第二組葉輪的外徑較大、葉片出口角度（與切線方向的夾角）較小，配合的機殼直徑較大。兩個葉輪必需要有相同的出口全壓，亦即兩個葉輪出口的漩流（swirl,  $U_2C_{u2}$ ）是相同的。第一個葉輪外徑較小，葉片旋轉速度( $U_2$ )較小而葉片出口切線方向流動速度( $C_{u2}$ )較大，因此第一組後導葉的葉片入口角較小，為了讓切線速度能充份回收成

靜壓，第一組後導葉的葉片出口角為 90 度；第二個葉輪外徑較大，因此  $U_2$  較大而  $C_{u2}$  較小，後導葉的葉片入口角較大，葉片出口角設計成 78 度，殘留少量的切線速度，如表 1 所示。

表 1. 兩組後導葉的進出口葉片角

組別	葉輪出口切線速度	葉片入口角度	出口切線速度	葉片出口角度
一	30 m/s	32 度	0 m/s	90 度
二	25 m/s	37 度	5 m/s	78 度

兩組後導葉的葉片角度分佈都是以平均面逆向設計法，由於後導葉是軸向式的，因此子午面平均流速都相同，預設切線速度分佈後就可以得到流角分佈，再將流角轉換成葉片角即可。

將第一組後導葉的幾何配合機殼建立流道模型，如圖 10 所示，第二組如圖 5 所示。第一組後導葉的壓損如表 2 所示，比無導葉機殼所產生的壓損已有大幅的減小，可見後導葉的存在有其必要性。圖 11 為第一組後導葉的流場，雖然較無導葉時有大幅增進，但圖 11(a)及(b)中仍可看到大範圍的迴流區。第一組後導葉的入口角度較小，出口角度又設計成 90 度，圖 10 顯示這樣的流道的流向截面積增加的太快，流體的減速趕不上面積的增大而產生大型的流動分離區。後導葉出口角 90 度是為了能儘量完全回收切線速度成為靜壓，然而，流動分離改變了流動方向，使流體流動路線與葉片不一致，因流體無法完全沿著葉片流動，使切線速度的回收效果大打折扣。迴流本身也會減損後導葉所回收的靜壓。

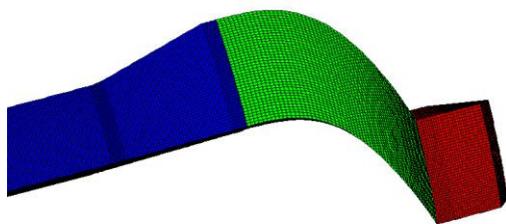


圖 10: 第一組後導葉之幾何與網格

表 2: 兩組後導葉之性能 (數值結果)

	全壓差 (Pa)	出口動壓 (Pa)	殘留切線速度 (m/s)	切線速度回收率
第一組	328.82	294.23	15.38	48.72%
第二組	160.951	289.497	15.13	39.5%

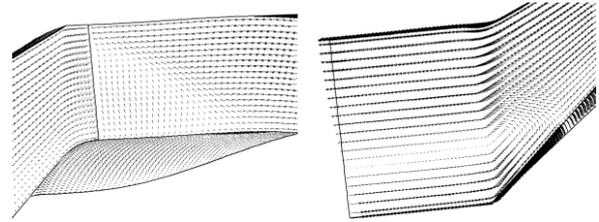


圖 11(a): 後導葉出口 圖 11(b): 機殼出口  
圖 11: 第一組後導葉流場

在分析過第一組後導葉的缺失後，將其改良成第二組後導葉，經流場分析後，其性能如表 2 所示，從葉輪出口到風機最後出口，全壓損約為 16.5 mmAq，殘留的切線速度 15.13 m/s，均低於第一組後導葉，不過切線速度回收率低於第一組。第二組後導葉的出口角 78 度，使得殘留切線速度成為必然的結果，也使風機出口處多了無用的動能。出口葉片角不設計成 90 度，主要是避免葉片負載過大及不讓流向截面積增加的太快，避免流動分離的產生，即使如此，圖 12(a)顯示第二組後導葉的下游區仍出現小型的流動分離，要完全沒有流動分離似乎很難，這是同軸管道風機效率比一般離心或斜流風機低近 10% 的主要原因。最好的方法是再加大葉輪外徑，再減少葉片出口角，以更小的切線速度得到足夠的風扇全壓，然這需要配合外徑更大的風機機殼。

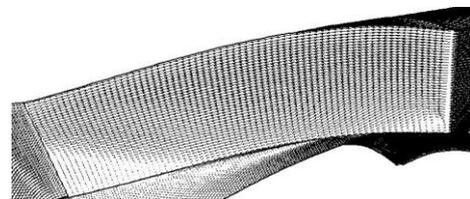


圖 12(a): 後導葉出口

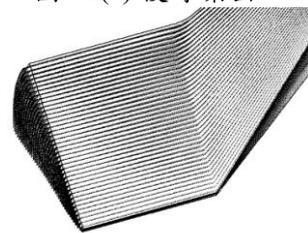


圖 12(b): 機殼出口  
圖 12: 第二組後導葉流場

將葉輪及第二組後導葉配合機殼組合出完整的同軸式風機流道圖，將此幾何以 SolidWork 建立完整的三維模型 (如圖 6)，輸入 FLUENT 建立網格及計算流場，計算完成後的壓力-流量性能曲線如圖 13 所示。圖 13 顯示在設計風量 (400 CMM) 時，FLUENT 計算出來的靜壓值約為 162 mmAq，大致上有符合設計規格。

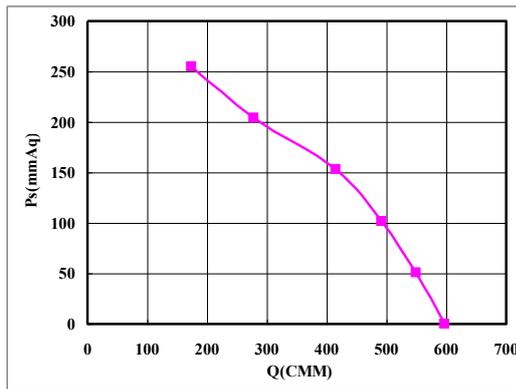


圖 13:數值計算之同軸式管道風機性能曲線(風壓-風量)

分析完成後將流道圖繪製成工程圖，縮小為原來的 0.415 倍，配合 2 Hp 的馬達，加工製成模型機，如圖 14 所示；並進行性能測試，如圖 15 所示，全壓效率高達 70.5%，比 TwinCity 外徑 1000 mm 的機種(71.5%)略低一些，但遠高於 TwinCity 外徑 500 mm 的機種(52.5%)。與 Flakt-Woods 外徑 1000 mm 的效率相當，明顯高於 Flakt-Woods 外徑 400 mm 及 500 mm 產品的效率。縮小成模型機後效率會降低，本研究的模型機縮為原來的 40%左右，依經驗約有 3%的效率減損，亦即本研究實體機效率預估將在 73.5%左右，高於 TwinCity 及 Flakt-Woods 同規格產品，可謂是一個相當成功的開發案。



圖 14: 縮小 0.415 倍製造之同軸管道風機模型機

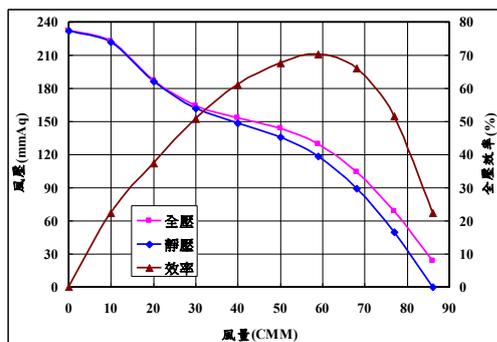


圖 15:同軸管道風機模型機性能曲線

## 5. 結論與建議

1. 在有切線分量流速的漩流流動中，切線流速的大小與下游流動分離區的大小成正比，因此同軸管道風機必需加裝後導葉以提升有用能及效率。
2. 同軸管道風機的葉輪建議採用強後傾的葉片，葉輪外徑較大，葉輪出口葉片角較小，相對應的機殼外徑也要較大，在允許的範圍內越大越好。
3. 同軸管道風機的后導葉下游處若出現大型的回流區，將會改變主流場的流動方向，使切線速度的回收效果大打折扣。
4. 加裝後導葉後，將原先無後導葉時壓損 820 Pa 大幅降至 160 Pa，下降比率高達 80%。
5. 同軸管道風機縮小後的模型機實測全壓效率值達 70.4%，放大回實體機後效率必然更高，顯示落實設計、分析的開發流程可得到高效率產品。

## 6. 誌謝

本論文得以順利完成，承蒙工業技術研究院提供「高效率同軸式送風機設計開發及風機能源效率檢測研究」計畫經費，亦獲台中市太平區質昌公司鼎力協助，克服種種困難，依設計圖精確製造出三維鈹金後導葉葉片，方能將本研究所設計的風機縮小模型準確的製造出來，特此致上感謝之意。

## 7. 參考文獻

1. 行政院環保署，室內空氣品質資訊網 <http://air.epa.gov.tw/Public/manage.asp>.
2. D.F.Naugle, "Possibilities and Limitations of Indoor Environment Risk Assessment", Method of Risk Assessment for the Indoor Environment, pp.1-20
3. J. W. Park, C. H. Lee, W. S. Park, J. C. Huh, "Performance Characteristic of In-line Duct Fan Having Mixed Flow Impeller", J. of the Korean Solar Energy Society, Vol. 7, No. 2, pp. 79-85, 2007.
4. L. S. Cho, K. W. Ahn, J. S. Cho, "Numerical Analyses on the Aerodynamic Characteristics of an Axial Type In-line Duct Fan", Korean aerospace academic society, Vol. 32 No. 4, pp. 1-11, 2004.
5. 王昱能, "管流風扇之導流葉片設計與流場數值分析", 國立台灣科技大學, 機械工程系, 碩士論文, 2008
6. R. D. Williamson, M. J. Franklin, "Fan Wheel for a Fan or Blower Assembly", United States Patent, patent no. 5171128, Dec. 15, 1992.