

# 通風管路之電腦輔助設計

## Computer-aided-design for Duct Systems

國立台灣大學農機研究所碩士

柯宗榮  
Tzong-Rong Ke

國立台灣大學農機系副教授

李允中  
Yeun-Chung Lee

### 摘要

本文針對現今空調界中設計風管系統既有的等摩擦法(Equal Friction Method)及新發表之最佳設計法 T-Method，詳細分析各方法之基本原理，撰寫成微電腦輔助設計軟體，且應用 T-Method 發展出模擬軟體。經由設計及模擬結果，可發現以目前業界所使用等摩擦法(或改良等摩擦法)所設計出的風管系統，其耗費成本偏高且設計上有其缺失；而風管系統之最佳設計法 T-Method，與改良等摩擦法比較，在節省成本及模擬結果上，能得到較佳的結果。

關鍵詞：風管，等摩擦法，T-Method，電腦輔助設計。

### ABSTRACT

The objective of this paper is to analyze the theories of conventional duct design, including the methods-equal friction method, and the new optimized method(the T-Method)-and to develop a computer-aided-design software based on these theories as well as software for duct simulation based on the T-Method. According to the results of computer-aided-designs and simulations, it can be seen that the popular duct designs based on the equal friction method(of its modified method) are more expensive, and have some fallacy. Compared with the modified equal friction method, the optimized T-Method is cost efficient and achieves better simulation results.

Keywords : Duct, Equal-friction method, T-Method, Computer-aided-design (CAD).

### 一、前言

風管設計對於所有需要用到空氣調節的行業而言，是非常重要的一个環節。從一般住宅、商業機關的大樓空調，到工廠的冷藏送風設備，都需要良好的風管設置以求得所需的送風量。風管

設計應用於農業上，除了較先進的設施農、園藝所用的空調外，一些大型的冷動庫或冷藏庫，也需要利用風管系統將冷凍機組所製造出來的冷風均勻分送到冷凍(冷藏)庫的部份，以達成均勻製冷的效果。

良好的風管設計，需考慮到管路的空間配

置、管路內的能量與壓力平衡、濕度的增加或損失、風在出風後的擴散情形、通風所產生的噪音問題，以及最重要的一一成本問題過去的風管管路設計，均以不具有任何理論基礎的人為經驗估算，或用最基本的等摩擦法估算等方式作出大於所需條件的設計，再用擋板調整至所需的風量及平衡多餘的壓力；應用上述方法常造成成本增加及使用效率不高等問題。僅管風管設計的理論很多，以成本作為目標函數的最佳化分析法直至最近幾年才被提出，但各派理論支持者仍各持己見，爭持不下。無疑的，以初始建造成本及使用成本作為目標函數，配合其它限制條件的最佳化分析理論，為較可行且能節省資源的辦法，但此以此理論發展出的方法—T-Method，卻因計算的繁複而使人望而卻步，幾乎很少人使用，且其方法缺乏有系統的與其他方法比較以驗證其優點。因此本研究的目的為：

1.分析已有的風管設計理論：等摩擦法、靜壓再得法、以及最佳化設計方法—T-Method。

2.應用上述理論，發展風管管路設計之軟體，並以實例驗證其功能。

3.發展風管系統模擬軟體，對上述設計軟體所得出的風管系統加以分析，比較各種設計方法是否能達到所要求的通風狀況。

## 二、文獻探討

### 2-1 風管設計方法

目前最常見到或應用的風管設計方法有下列幾項：

(1)減速法 (Velocity Reduction Method，又稱速度法 Velocity Method)：此法多為對風管系統具有極為豐富設計經驗者所用之方法(王，1990)，其主要原理乃依據設計者之經驗，考慮通風所需之速度或依各場所能忍受噪音限度的最高風速值，選擇各通風管之氣流速度，且以上游段(Upstream)之風速需大於下游或分支段的風速、主管管(通風路徑總全壓降較大者中的各段風管)風速需大於副風管的風速之方式決定風速分配；如此由已知風量及風速，便可從摩擦圖(Anonymous,1985; 1989; 1993)中求出風管之截面積直徑尺寸與單位長度的摩擦壓降及總全壓降。另有一種與減速法原理相

似的方法，稱為定速法 (Constant Velocity Method)(Anonymous, 1985; Anonymous, 1990)，也是用先選擇管內風速來計算出風管尺寸，但與減速法不同點在於風管系統中各段風管之速度選擇完全相同，並無根據主副風管而將速度遞減。此法多用於高速風管如排塵氣管，利用管內固定的高風速來排除粉塵。

由於減速法所需人為判斷過多，不適合寫成自動化電腦輔助設計軟體等理由，ASHRAE的冷凍空調設計基礎理論書已在1989年版中將風速法刪除，未予與介紹。

(2)等摩擦法(Equal Friction Method，又稱等壓法、定壓法)及其改良法—全壓法：台灣之冷凍空調先驅(張，1970)在其書中提到等摩擦法，故此法至少在台已風行約30年，目前台灣空調業者多用此法配合風管尺進行風管設計；其餘各種風管設計的書籍一定會談到此法，可知摩擦法在世界上廣為流行。等摩擦法的基本原理是將風管系統中所有管路的單位長度摩擦壓降視為一定值，因此在決定了單位長度摩擦壓降後，便可由各管的預定送回風量在摩擦圖所做出之風管尺中迅速找到各管相對應的尺寸與風速。全壓法(Total Pressure Method)(井上等人，1980；井上，1956；池本，1981；賴，1992)的提出是為了改進等摩擦法支管之壓力不平衡，克服等摩擦法耗費成本缺點，即為等摩擦法之改進法(Modified Equal Friction Method)(Anonymous, 1990)。全壓法的原理是將等摩擦法計算所得之各路徑中，總全壓降最大者視為風機所應提供之總壓，將風機總壓分配至各總全壓降較小之路徑中，減小這些路徑的風管尺寸，以抵銷多餘之壓降，藉以降低風管成本，全壓法之理論將在下一章“理論模式推導”中詳細介紹。

(3)靜壓再得法(Static Regain Method)：靜壓再得法在空調業中負盛名的Carrier公司的空調系統設計手冊(1965)中出現，故此法應有數十年之歷史。靜壓再得法的原理，是將上一段風管的動壓值改變轉換為其下一段風管的靜壓值，以節省管路中的壓降損失(能量)。Shieh(1983)則將靜壓再得法作適當之改良，使設計步驟較為簡化。Tsal與Behls(1988)分析比較此法後發表了一篇頗受爭

議性之文章，內容乃針對傳統設計法中被空調工程界認為較具壓力平衡理論基礎的靜壓再得法予以駁斥，並提出理論相關證明。

(4) T-Method：Tsal 與 Alder(1987) 評估了上述風管設計法、風管系統成本分析、對管路系統最佳化的數值分析方法後，Tsal 等人於 1988 年發表了最佳化的風管設計法 T-Method。ASHRAE (Anonymous, 1993) 書中風管設計篇的風管設計法以極大篇幅介紹此法，證明 T-Method 風管設計法為數十年來一大突破；但此法之計算過程，比前面幾種方法更加繁瑣，目前並沒有用 T-Method 來設計出的實際風管系統，故需寫成電腦輔助設計軟體，以利風管設計。

## 2-2 風管系統模擬

由於建造整個風管系統為一項所需成本龐大且耗工費時之工程，設計者在設計完成風管系統後若不知與原先所需的空調送風狀況是否相符合便貿然施工，則將來的修改工程必須增加成本且浪費人力與時間，因此極需要有風管系統之模擬方法及軟體，將模擬設計出來的情形與原先所需之條件加以分析，比較各設計法的適用性或改正設計缺失以達預期之狀況。目前針對風管系統做模擬分析之理論，只有 Tsal 等人 (1990) 以 T-Method 為基礎，作出的通風管路模擬方法；其理論將在下一章“理論模式推導”詳細說明之。

## 2-3 風管設計軟體之發展

Ferreira(1978) 指出了風管電腦輔助設計的可行方法。在美國有關風管設計的軟體，於 Degelman (1986) 所著書中有詳細的介紹；有關風管系統的設計軟體之發展及簡單的微電腦輔助設計軟體可由蘇 (1990) 之論文中得悉。

# 三、理論模式推導

## 3-1 風管系統分析

欲分析通風管路系統，先定義下列名詞：

1. 節點 (node)：風管間的連接點，稱為節點，整個風管系統即為節點與節點 (node-by-node) 的方式連接阻合而成，節點的選取原則有①出風口或回風口②風管截面積改變之位置③風管管內風量改變處。

2. 路徑 (path)：從與風機相連接之風管出發至各

送(回)風口所經過的各段相串聯的風管稱為路徑；以圖 1(d) 為例，則有 4-5，1-3-5，2-3-5 三條路徑。

3. 根管 (root)：與風機相連接之某段風管 (duct section)，以圖 1(d) 為例，編號為 5 的風管為根管。

茲以圖 1(d) 為例，說明風管系統所需遵守的兩個定理：

1. 質量守恆：對於管路中每個節點流入的風量與流出的風量必須相等 (假設流體為不可壓縮，密度一定)，此稱為流體力學上的 Kirchoff 第一定律；故圖 1(d) 中各風管的風量 Q 的關係如下：

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

$$Q_5 = Q_3 + Q_4 \dots\dots\dots (1)$$

2. 能量守恆：在每條路徑上的總全壓降必須等於風機所提供的全壓；而各個節點亦需滿足此限制條件，亦即對於每個節點，在節點上所交會的所有子路徑 (由節點至出風口) 之全壓降必須相同，此原則類似於電路學中的 Kirchoff 第二定律；故圖 1(d) 中各風管的壓降  $\Delta P$  ( $\Delta P$ ) 關係如下：

①對整個系統而言：

$$\Delta P_t = P_{fan} = \Delta P_1 + \Delta P_3 + \Delta P_5$$

$$\Delta P_t = P_{fan} = \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_5$$

$$\Delta P_t = P_{fan} = \Delta P_4 + \Delta P_5 \dots\dots\dots (2)$$

式中： $\Delta P_t$ ：系統之總全壓降 (Pa)

$P_{fan}$ ：風機所提供之全壓 (Pa)

②對節點而言：

$$P_1 = \Delta P_1 = \Delta P_2$$

$$P_3 = \Delta P_3 = \Delta P_1 + \Delta P_3 = \Delta P_2 + \Delta P_3 \dots\dots (3)$$

其中  $P_1$ 、 $P_3$  各代表管路連接節點之全壓。

## 3-2 管路中的摩擦 (壓力) 損失

風管內部氣流與風管管壁及管路配件間所產生的摩擦力，為造成壓力損失的主因；關於壓力損失模式，可區分為：

(1) 摩擦損失 (Frictional Losses)：流體自身的黏滯性，會導致位於風管管壁處之流體速度以風管中心速度為低；且由於分子在不同速度時，動量產生交換，進而造成能量損失現象稱之為摩擦損失。由 Darcy-Weisbach 方程式可計算所產生的摩擦損失壓降  $\Delta P_f$ ：

$$\Delta P_f = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot P_v \dots\dots\dots (4)$$

式中： $P_v$ ：動壓

$L$ ：風管管長

$D_h$ ：風管水力直徑

而摩擦因子  $f$  之計算，在 ASHRAE HANDBOOK (Anonymos, 1980, 1983) 中採用 Tsal 推導下列之簡化公式計算得知：

$$f' = 0.11 \left( \frac{\epsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \dots\dots\dots (5)$$

當  $f' \geq 0.018$  時， $f = f'$

$f' < 0.018$  時， $f = 0.85f' + 0.0028$

式中  $Re$  代表雷諾數，而風管材料粗糙度  $\epsilon$  可於有關材料分析的書中或風管設計書如 ASHRAE (Anonymous, 1993) 書中找到，一般製作風管的鍍鋅鐵皮管材約為 0.0009m。

(2) 動態損失 (Dynamic Losses)：鑑於建築物內部安裝空間結構之限制、或基於空調系統之送風分配應用，風管系統於路徑彎曲、分歧、風量調整、或截面積變化處，需採用如彎管等配件，以達到設計上之要求；然而由於氣流流經上述管路配件時，易形成“渦流”(eddy current) 現象，將導致能量消耗，產生壓力損失，此稱為“動態損失”。動態損失  $\Delta P_d$  之計算式如下：

$$\Delta P_d = C \cdot \rho \frac{V^2}{2g_c} \dots\dots\dots (6)$$

其中  $C$  為局部抵抗係數 (C Factor)，可由 ASHRAE (Anonymous, 1985；1989) 書中查出。

另一種動態損失的計算，是以管路配件所產生的損失相當於某段風管管長所產生的損失，此稱之為等效長度  $L'$ 。由於計算  $L'$  之管路配件資料並不齊全，新編的風管設計書籍採用此法計算者甚少；但等摩擦法需用到等效長度  $L'$  來計算，因此我們將 C Factor 轉成等效長度  $L'$ ，轉換式如下：

$$L' = \frac{C}{f} D_h \quad \text{或} \quad \frac{L'}{D_h} = \frac{C}{f} \dots\dots\dots (7)$$

綜合上述兩項摩擦，單段風管內部全壓降損失為  $\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_T$

$$= \left( \frac{fL}{D_h} + \Sigma C \right) \cdot \rho \frac{V^2}{2g_c} \dots\dots\dots (8)$$

至於風管設計的理论，一般均建立在整個系統能量平衡的觀點上；摩擦風管設計的目的在於

已知風管系統的管路配置情形、各段風管管長、各種所需管路配件之型態、各出風口所需供應的送風量之前提下，找出各段風管管徑，所需風機大小等條件。下述幾個章節，就目前幾種常用的方法加以討論，並以這些設計理論發展本文之電腦輔助設計軟體。

### 3-3 等摩擦法 (Equal Friction Method) 及全壓法

等摩擦法之理論在於假設各段風管每單位管長的的摩擦阻力均相等，如下式如下：

$$\frac{\Delta P_i}{L_i + L'_i} = \frac{\Delta P_{i+1}}{L_{i+1} + L'_{i+1}} \dots\dots\dots (9)$$

式中： $\Delta P_i$ ：某  $i$  段風管中之全壓降 (Pa，同前述之  $\Delta P$ )

$L_i$ ：某  $i$  段風管中之管長 (m)

$L'_i$ ：某  $i$  段風管中管路配件之等效長度 (m)

在此假設下，等摩擦法的計畫過程如下：

1. 選定風管中的單位管長摩擦壓降：由於各段風管管中設計要求條件—風量為已知，故設計者只要自選一個每單位管長的摩擦阻力值，一般多為 0.8 ~ 1Pa/m (0.1 in.wg/100ft)，或根據風速限制範圍，選定根管之風速，由根管之風速與風量可在摩擦圖或風管尺中得到每單位管長的摩擦阻力值；一般多採先決定根管之風速來計算每單位管長摩擦阻力值，以方便控制各管風速及所產生之噪音。

2. 找出風管管徑與管中風速：應用各段風管中已知風量與選定之每單位管長的摩擦阻力值這兩個因子，便可由摩擦圖或風管尺中找出風管管徑與管中風速。

3. 算出總全壓降：以各路徑之總長度 (路徑中各段風管的  $L + L'$  之總和) 乘以單位摩擦壓降，即可得到各路徑之總全壓降；找出各路徑中總全壓降最大者，視其為主風管路徑，此時主風管路徑之總全壓降即為風機所需提供之總壓。

4. 平衡其他路徑之總全壓降：主路徑以外其餘的路徑均視為次路徑，由於各路徑之總全壓降需相等，次路徑多餘的壓力必須由加裝調整擋板予以抵銷，此稱為風管的均一化 (Balancing)。

由於以電腦應用此法設計時，無法查摩擦圖或風管尺，單位管長之摩擦壓降  $F$  (Pa/m) 可由式(7)

與式(8)合併推得

$$\Delta P = \frac{f(L+l)}{D_h} \cdot \rho \frac{V^2}{2g_c} = F \cdot (L+l) \dots\dots\dots(10)$$

故由上式可知

$$F = \frac{f}{D_h} \cdot \rho \frac{V^2}{2g_c} \dots\dots\dots(11)$$

因此只要設定根管的風速，便可由風速等於風量除以管截面積的關係算出根管的 $D_h$ ，代入上式便可得到單位管長摩擦壓降 $F$ ，再以此固定之 $F$ 代入上式中以數值法中的牛頓法(Newton's Method)疊代解出其餘各管之 $D_h$ ，由 $F \times (L_i+l_i)$ 算出各段風管之全壓降進而算出總全壓降。

全壓法是為了解決等摩擦法中，各路徑之總全壓降並不相等，總全壓降較小之路徑需以擋板來增加路徑中的阻力，以克服多餘之壓降，達到系統壓力平衡之缺點而產生的“改良等摩擦法”。此法之原理是將風管系統先以等摩擦法計算各路徑總全壓降及管徑，計算所得之路徑總全壓降最大者視為風機所應提供之總壓，此路徑中各段風管的管徑不變。再將風機總壓分配至各總全壓降較低之路徑中，亦即改變單位長度摩擦壓降 $F$ 值，藉減小總全壓降較低之路徑的風管尺寸，抵銷多餘之壓降，而較小之風管尺寸及省下之擋板費用可降低風管初始建造成本；茲以圖 1(d) 之五管風管系統為例，假設先以等摩擦法算出之總全壓降最大路徑為 1-3-5，在此路徑上各管之全壓降及管徑維持不變；而路徑總全壓降較小之路徑為 2-3-5，必須符合下式：

$$P_1 = \Delta P_1 = \Delta P_2 \dots\dots\dots(12)$$

其中 $P_1$ 代表管 1、2 上游連接節點之總壓，由於 1、3、5 管之壓降已為固定值，故路徑 2-3-5 中，多餘之供給壓力需由管 2 抵銷，因此改變管 2 中單位長度壓降 $F$ 為

$$F = \frac{P_1}{L_2+l_2} \dots\dots\dots(13)$$

以上述式子算出之 $F$ 值代入式(11)中，算出管 2 之管徑及管路配件之阻力(等效長度)，再計算出管 2 的全壓降，若其與 $P_1$ 相等，則管 2 之管徑便可決定；若不相等，則將計算出來新的等效長度代入式(11)中重新計算 $F$ ，進行疊代至管 2 的全壓降與 $P_1$ 相等為止，如此算出之管 2 管徑，因 $F$ 值較大之故，必較

原先以等摩擦法計算出的管徑小，且無需用擋板便可達到壓力平衡；至於另一路徑較小之路徑 4-5，要達壓力平衡，也需有下列關係

$$P_3 = \Delta P_{1-3} = \Delta P_4 \dots\dots\dots(14)$$

故管 4 之算法也與管 2 相同，重新計算管 4 中的單位長度壓降 $F$ ，進行疊代算至管 4 的全壓降與 $P_3$ 相等為止，便可決定管 4 之管徑。

運用此法若遇到分歧之路徑不只有一段風管時(如假設圖 1(d) 中，管 2 下游還有接其他風管路徑之情形)，則將分歧節點下游所接之風管形成的路徑，依原先等摩擦法計算之總全壓降排序，將其中總全壓降最大者當作次主路徑，由此條路徑先行平衡多餘之全壓降，其餘路徑之全壓降在依序順序依序平衡之，便可算出整個風管系統的管徑。

### 3-4 靜壓再得法(Static Regain Method)

靜壓再得法的基本原理是假設在風管系統的主路徑中，雖每經一分支管分去一些風量，但若主路徑上各風管管徑變化甚小時，主路徑上的風量愈來愈少，風速也跟著降低，動壓因而下降；在理論上運用無摩擦管路時，全壓不變，或假設摩擦損失所造成的全壓降甚小時，則動壓轉變成靜壓的現象即告發生。所謂“靜壓再得”亦即在每一節點處，因動壓降低所換來的靜壓升高；前述之全壓不變在真實管路中因摩擦損失而為不可能之現象，但動壓減少轉換成靜壓則為合理之事實；利用靜壓再得抵消連接節點之後段風管因摩擦產生之靜壓降損失，即為靜壓再得法所應用之原理；由於動壓減少不可能完全轉換為靜壓再得，故轉換的部份必須乘上一個小於 1 的係數，此係數稱為靜壓再得因子。靜壓再得法的理論無法算出分歧風管的靜壓轉換(柯，1994)，且 Tsal 與 Behl(1988) 指出此法並不能達到管路風壓平衡，以及靜壓再得因子 $K_r$ 是不可預測的且無法計算分歧管之 $K_r$ 值，故此法無法用於複雜的風管系統，本文不討論靜壓再得法的實例設計。

### 3-5 T-Method

Tsal 等(1988) 以系統的生命週期成本(life-cycle cost)作為目標函數，由使目標函數為最小之觀念計算出風管管徑大小及選擇適當風機之風法，

稱為 T-Method。生命週期成本 (DeGarmo 等人, 1989) 指系統在從開始建造到廢除不用的生命週期內, 花費的各種成本總和。T-Method 之分析及計算原理如下:

風管系統生命週期成本 E 為

$$E = E_p(PWEF) + E_s \dots\dots\dots(15)$$

式中: E : 風管系統生命週期成本 (\$NT)

$E_p$ : 風管系統運轉成本 (\$NT)

$E_s$ : 風管系統初始建造成本 (\$NT)

PWEF: 現值增加因子

$$\text{上式中 } E_p = Q_{fan} \cdot \frac{E_c \cdot Y}{\eta_f \eta_e} \cdot P_{fan} \dots\dots\dots(16)$$

其中:  $Q_{fan}$ : 風機送風量 ( $m^3/s$ )

$E_c$ : 單位電力價格 (\$NT/kWh)

Y: 風管系統年運轉時數 (hr/yr)

$\eta_f$ : 風機效率

$\eta_e$ : 風機驅動馬達效率

$P_{fan}$ : 風機供給之總壓 (Pa)

$$\text{因對方管而言 } E_s = 2S_d(H+W)L \dots\dots\dots(17.a)$$

$$\text{對圓管而言 } E_s = S_d \pi DL \dots\dots\dots(17.b)$$

其中:

$S_d$ : 風管建造及材料成本 (\$NT/ $m^2$ )

D: 圓管管徑 (m)

L: 管長 (m)

H: 方管的高度 (m)

W: 方管的寬度 (m)

至於現值增加因子 PWEF(Present Worth Esxcalation Factor) 之意義是將運轉成本之時間因素加以考慮後, 使運轉成本轉換為現值所應乘上的因子, 其計算式如下:

$$PWEF = \frac{[(1+AER)/(1+AIR)]^a - 1}{1 - [(1+AIR)/(1+AER)]} \dots\dots(18)$$

其中

AER(Annual Escalation Rate): 年操作費用上漲率

AIR (Annual Escalation Rate): 年利率

a (Amortization period): 系統使用年限 (yr)

上式的意義代表利率與系統操作費用 (遠轉成本) 如水費、電費、油價、作業與維護費用等的上漲率兩項因素與系統總成本之相關情形, 亦即如果操作費用上漲率值遠大於利率時, PWEF 會有較

大之數值, 因而較高的操作費用將明顯地反應於系統總成本中, 此時須考慮投資較高之初始建造成本以將其降低系統生命週期成本, 反之則無須花費過多的投資於初始成本; 當年利率與年操作費用上漲率兩者相等時, PWEF 值為 a。

整理上述公式可得

$$\text{對圓管 } E = z_1(P_{fan} + S_d \pi DL) \dots\dots\dots(19.a)$$

$$\text{對方管 } E = z_1(P_{fan} + 2S_d(H+W)L) \dots\dots\dots(19.b)$$

$$\text{式中 } z_1 = (Q_{fan}) \frac{E_c \cdot Y}{\eta_e \eta_f} (PWEF) \dots\dots\dots(20)$$

又根據式 (8), 風管中的全壓降  $\Delta P$  為 (下式中之  $\Delta P$  即為式 (8) 之  $\Delta P$ ):

$$\text{對圓形風管: } \Delta P = \left( \frac{fL}{D} + \Sigma C \right) \frac{V^2 \rho}{2g_c} \dots\dots\dots(21.a)$$

$$\text{對矩形風管: } \Delta P = \left( \frac{fL}{D_f} + \Sigma C \right) \frac{V^2 \rho}{2g_c} \dots\dots\dots(21.b)$$

其中摩擦等效直徑 (equivalent-by-friction diameter)  $D_f$  為

$$D_f = 2 \frac{H \cdot W}{H+W}, \text{ 即為水力直徑 } D_h(m) \dots\dots\dots(22)$$

而根據連續方程式  $V = Q/A$ , 定義矩形風管之速率等效直徑  $D_v$  為

$$V = \frac{4}{\pi} Q D_v^{-2} = \frac{Q}{HW} = \frac{1}{r} Q W^{-2} \dots\dots\dots(23)$$

其中  $r = \frac{H}{W}$  為寬高比 (Aspect Ratio), 故由上式可

推得

$$W = 0.5 \sqrt{\frac{\pi}{r}} D_v \dots\dots\dots(24)$$

$$D_v = 1.128(HW)^{0.5} \dots\dots\dots(25)$$

定義係數  $\mu$  為

$$\text{對圓形風管: } \mu = fL + \Sigma CD \dots\dots\dots(26.a)$$

$$\text{對矩形風管: } \mu = \left( \frac{fL}{D_f} \Sigma C \right) D_v \dots\dots\dots(26.b)$$

將  $\mu$  代入式 (21) 可得對單段風管中的壓降損失為

$$\text{對圓形風管: } \Delta P = 0.811 g_c^{-1} \mu \rho Q^2 D^{-5} \dots\dots(27.a)$$

$$\text{對矩形風管: } \Delta P = 0.811 g_c^{-1} \mu \rho Q^2 D_v^{-5} \dots\dots(27.b)$$

對各管而言, 由上式可導出

$$D = D_v = 0.959 (\mu \rho)^{0.2} Q^{0.4} (g_c \Delta P)^{-0.2} \dots\dots(28)$$

定義方管的等價直徑 (equivalent-by-cost) 為

$$2(H+W) = \pi D_0 \dots\dots\dots(29)$$

將式 (3-43) 代入上式可得

$$D_0 = \frac{2(H+W)}{\pi} = \frac{1+r}{\sqrt{\pi r}} D_v$$

$$= \frac{1+r}{\sqrt{\pi r}} \cdot 0.959 (\mu \rho)^{0.2} Q^{0.4} (g_c \Delta P)^{-0.2} \quad (30)$$

綜合上述式子可導出運轉成本  $E_s$  為壓降  $\Delta P$  之函數

$$E_s = 0.959 \pi \left(\frac{\rho}{g_c}\right)^{0.2} S_d \cdot n \mu^{0.2} Q^{0.4} L (\Delta P)^{-0.2}$$

$$= z_2 K (\Delta P)^{-0.2} \quad \dots\dots\dots (31)$$

上式中

$$z_2 = 0.959 \pi \left(\frac{\rho}{g_c}\right)^{0.2} S_d \quad \dots\dots\dots (32)$$

$$K = n \mu^{0.2} Q^{0.4} L \quad \dots\dots\dots (33)$$

其中 對圓管：  $n = 1$

對正方形管：  $n = 1.128$

對矩形管：  $n = \frac{1+r}{\sqrt{\pi r}}$ ， $r$  為寬高比  $\left(\frac{H}{W}$  或  $\frac{W}{H}\right)$

經過上述分析過程，我們可將初始建造成本與運轉（操作）成本轉成均以壓力損失為參數的方程式，亦即將式 (31) 代入式 (19) 中可得

$$E = z_1 (P_{fan} + z_2 K (\Delta P)^{-0.2}) \quad \dots\dots\dots (34)$$

上式即為風管系統最佳化設計的目標方程式，但此式乃針對單一風管所推得，即  $P_{fan} = \Delta P$ ；而一組風管系統是由多段單一風管系統銜接組合而成，故需將上式推演成整組風管系統之總成本目標方程式。推演的過程分為下列三個步驟：

(1) 系統收縮 (system condensing)

系統收縮的目的是將整個管路的分支樹狀系統收縮成具有某種流力特徵值的單段虛擬風管。一般風管的連接風式有下列兩種形式：

① 如圖 1(a)，對 1、2 管而言為兩管串聯，其所收縮之虛擬管 1-2 管之總成本可表示為

$$E = E_1 + E_2$$

$$= z_1 (\Delta P_1 + \Delta P_2) + z_2 [K_1 (\Delta P_1)^{-0.2} + K_2 (\Delta P_2)^{-0.2}]$$

$$= E(\Delta P_1, \Delta P_2) \quad \dots\dots\dots (35)$$

由上式可知總成本  $E$  為管 1 與管 2 中壓降  $\Delta P_1$ 、 $\Delta P_2$  之函數；而 T-Method 所使用的最佳化求解方法是將上式對各管的壓降作偏微分且使之為零，以求出各管的壓降；因此欲求出目標方程式的最佳解，必須符合下列聯立方程式：

$$\frac{\partial E}{\partial (\Delta P_1)} = z_1 - 0.2 z_2 K_1 (\Delta P_1)^{-1.2} = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial (\Delta P_2)} = z_1 - 0.2 z_2 K_2 (\Delta P_2)^{-1.2} = 0 \quad \dots\dots\dots (36)$$

由上式可推得最佳化之壓降比為

$$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2} = \left(\frac{K_1}{K_2}\right)^{0.833} \quad \dots\dots\dots (37)$$

當兩管串聯時，由 1、2 兩管所收縮而成之虛擬風管 1-2 必須滿足下列條件：

對流量而言：  $Q_{1-2} = Q_1 = Q_2 \quad \dots\dots\dots (38.a)$

對壓降而言：  $\Delta P_{1-2} = \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad \dots\dots\dots (38.b)$

對初始成本而言：  $E_{s1-2} = E_{s1} + E_{s2} \quad \dots\dots\dots (38.c)$

將式 (38.b) 代入式 (37) 中可得

$$\Delta P_1 = \Delta P_{1-2} \left[ \frac{K_1^{0.833}}{K_1^{0.833} + K_2^{0.833}} \right]$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_{1-2} \left[ \frac{K_2^{0.833}}{K_1^{0.833} + K_2^{0.833}} \right] \quad \dots\dots\dots (39)$$

再將上式代入式 (35) 中，合併可得

$$E_{s1-2} = E_s + E_{s2} = z_2 K_1 (\Delta P_1)^{-0.2} + K_2 (\Delta P_2)^{-0.2}$$

$$= z_2 (K_1^{0.833} + K_2^{0.833})^{1.2} (\Delta P_{1-2})^{-0.2} \quad (40)$$

對虛擬風管 1-2，其初始成本為

$$E_{s1-2} = z_2 K_{1-2} (\Delta P_{1-2})^{-0.2} \quad \dots\dots\dots (41)$$

比較式 (40) 與式 (41) 可得

$$K_{1-2} = (K_1^{0.833} + K_2^{0.833})^{1.2} \quad \dots\dots\dots (42)$$

② 如圖 1(b)，對 1、2 管而言為兩管並聯：

由 1、2 兩管所收縮而成之虛擬風管 1-2 必須滿足下列條件：

對流量而言：  $Q_{1-2} = Q_1 + Q_2 \quad \dots\dots\dots (43.a)$

對壓降而言：  $\Delta P_{1-2} = \Delta P_1 = \Delta P_2 \quad \dots\dots\dots (43.b)$

對初始成本而言：  $E_{s1-2} = E_{s1} + E_{s2} \quad \dots\dots\dots (43.c)$

故由與兩管串聯的相同過程可推導出

$$E_{s1-2} = E_{s1} + E_{s2} = z_2 [K_1 (\Delta P_1)^{-0.2} + K_2 (\Delta P_2)^{-0.2}]$$

$$= z_2 (K_1 + K_2) (\Delta P_{1-2})^{-0.2} \quad \dots\dots\dots (44)$$

對虛擬風管 1-2，其初始成本為

$$E_{s1-2} = z_2 K_{1-2} (\Delta P_{1-2})^{-0.2} \quad \dots\dots\dots (45)$$

比較式 (44) 與式 (45) 可得

$$K_{1-2} = K_1 + K_2 \quad \dots\dots\dots (46)$$

綜合上述兩種風管連接形式對圖 1(c) 之三管系統作分析，收縮一樹狀分支 (Condensing a Tee)，收縮後的單一虛擬管  $K$  值之求法為

$$K_{1-3} = (K_1^{0.833} + K_2^{0.833})^{1.2}$$

$$= [K_1 + K_2]^{0.833} + K_3^{0.833}]^{1.2} \dots\dots\dots(47)$$

(2) 風機選擇 (Fan Selection)

由上述的收縮步驟，可將整個風管系統收縮成一根單段虛擬根管 (root section)，其總風量即為風機所應提供之風量；而風機所應提供的總壓，則由式 (35) 對各管中壓降微分等於零後而得之式 (36) 中解出各管之壓降，將各管之壓降加總可得知，如下所示：

$$P_{fan} = \Delta P^{(opt)} = 0.26 \left( \frac{Z_2}{Z_1} K_{root} \right)^{0.833} + \Delta P_z \dots\dots(48)$$

其中  $\Delta P_z$  為管路中因一些固定的管路附件或預先設定管徑之風管所造成的額外壓降 (Additional Loss)，其為固定值，並不因管路之最佳化分析而有所改變，因此在最後計算風機需提供之總壓時才予以列入計算； $\Delta P^{(opt)}$  代表虛擬管中所得之壓強的最佳解，而  $K_{root}$  則代表收縮後單段虛擬根管之 K 值。

(3) 系統擴張 (system expansion) 與疊代：

將所算出的風機總壓依第一步所收縮的單段風管反向擴張分配回系統原先各段管路之壓降，

計算各路徑之總全壓降，並與風機選擇所算出之總壓做比較；若各路徑經擴張過程計算出的總全壓降與風機總壓相差過大，則將此次計算出的各段風管壓降代回式 (28) 求出新的風管路徑，然後由式 (21) 開始依本文所編排之方程式順序重新計算各種性質 (壓力、風速、管徑等) 之值後，進行系統收縮、風機選擇、系統擴張等步驟，反覆疊代至各路徑經擴張過程計算出的總全壓降與真實全壓降接近相等時，此時所算出的風機總壓、各管管徑即為風管設計所求。至於擴張過程之計算，以圖 1(d) 之五管系統為例，由式 (37) 可得

$$\frac{\Delta P_5}{\Delta P_{1-4}} = \left( \frac{K_5}{K_{1-4}} \right)^{0.833} \dots\dots\dots(49)$$

而由式 (42) 可知

$$K_{1-5} = (K_1^{0.833} + K_2^{0.833})^{1.2} \dots\dots\dots(50)$$

將上式代入式 (49) 可得

$$\frac{\Delta P_5}{\Delta P_{1-4}} = \frac{K_5^{0.833}}{K_{1-5}^{0.833}} = K_5^{0.833} \dots\dots\dots(51)$$

又風機所提供的總壓相當於虛擬根管 1-5 之總全壓降，亦即

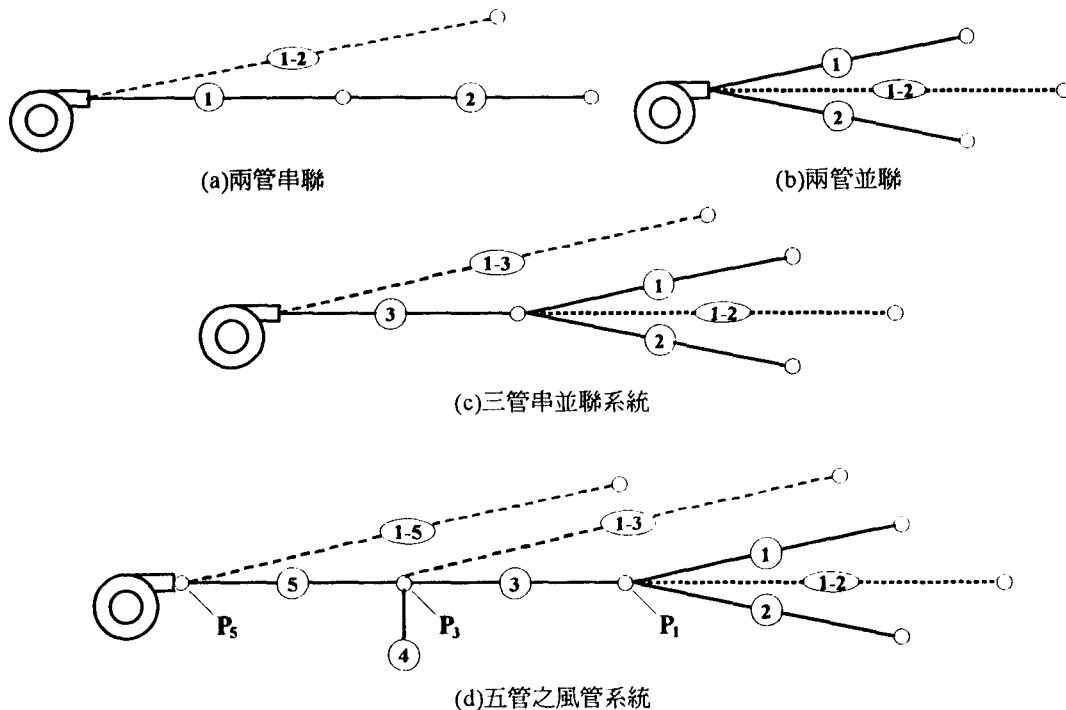


圖 1. 各種風管系統連接法



$$P_{fan} = \Delta P_{1-5} = \Delta P_{1-4} + \Delta P_5 \dots\dots\dots(52)$$

將上述兩個式子合併整理後可得

$$\Delta P_5 = (P_{fan})T_5 \dots\dots\dots(53)$$

其中  $T_5 = (\frac{K_5}{K_{1-5}})^{0.833}$

而剩餘之壓力關係式如下：

$$\Delta P_{1-4} = \Delta P_4 = \Delta P_{1-3} = P_3 = P_{fan} - \Delta P_5 \quad (54)$$

由前述之相同步驟可推得

$$\Delta P_3 = (P_3)T_3 \dots\dots\dots(55)$$

其中  $T_3 = (\frac{k_3}{k_{1-3}})^{0.833}$

經由相同之步驟可推得整個風管系統中各段風管之壓降，再以此壓降進行前述之疊代過程以求得整個系統最後真正之總全壓降。運用此法計算ASHRAE(Anonymous, 1985)書中的例子，可發現成本明顯減少，且需計算的疊代次數極少便可算出結果；但因此法之疊代過程頗為繁複，故需發展一方便計算的軟體以供使用。

### 3-6 風管系統模擬原理

風管系統模擬的目的是將設計出來的風管尺寸代入模擬程式中以求模擬真實之送風量、壓降、風速是否與原先要求的條件一致。在模擬時必須滿足3-1節風管系統分析中所提到之條件：

1. Kirchoff 第一定律：對於管路中的每個節點流體流入與流出的量必須相等。
2. 壓降平衡：在每條路徑上的總全壓降必須等於風機所提供的總壓力，而各個節點亦需滿足此限制條件一即對於每個節點，在節點上所交會的所有子路徑之總全壓降必須相同。
3. 風機與系統特性：風機的送風量與所需提供的壓力須由風機的性能曲線與計算風管系統的阻抗所得的系統曲線兩者相互配合來決定。

由式(27)與假設以D代表圓形風管之D與矩形風管之D<sub>v</sub>可推導出

$$Q = 1.1107(\frac{g_c}{\mu P})^{0.5} D^{0.5} (\Delta P)^{0.5} \dots\dots\dots(56)$$

定義  $K_s = 1.1107(\frac{g_c}{\mu P})^{0.5} D^{2.5} \dots\dots\dots(57)$

故單段風管中的全壓降為

$$\Delta P = (Q/s)^2 \dots\dots\dots(58)$$

而流量為

$$Q = K_s \Delta P^{0.5} \dots\dots\dots(59)$$

因次在風管系統中各段風管之係數K<sub>s</sub>，就如同電路中的阻抗一樣，為風管的傳導係數(duct conductance)。

與3-5節中風管最佳化設計T-Method方法發展觀念相同的風管系統模擬方法，在1990年由Tsal等人提出，稱為T-method風管模擬。其步驟分為：

#### (1)系統收縮

①如圖1(a)，當兩管串聯時，由1、2兩管所收縮而成之虛擬風管1、2必須滿足下列條件：

對流量而言： $Q_{1-2} = Q_1 = Q_2 \dots\dots\dots(60.a)$

對壓降而言： $\Delta P_{1-2} = \Delta P_1 + \Delta P_2 \dots\dots\dots(60.b)$

將式(60.a)與(60.b)代入式(59)後可得

$$K_{s1-2} = (K_{s1}^{-2} + K_{s2}^{-2})^{-0.5} \dots\dots\dots(61)$$

(b)圖1(b)，當兩管並聯時，由1、2兩管採並聯時，由1、2兩管所收縮而成之虛擬風管1-2必須滿足下列條件：

對流量而言： $Q_{1-2} = Q_1 + Q_2 \dots\dots\dots(62.a)$

對壓降而言： $\Delta P_{1-2} = \Delta P_1 = \Delta P_2 \dots\dots\dots(62.b)$

將式(62.a)與(62.b)代入式(59)後可得

$$K_{s1-2} = K_{s1} + K_{s2} \dots\dots\dots(63)$$

(c)如圖1(c)，由1、2兩管並聯與3管串聯之T型管系統所收縮而成之虛擬風管1-3

$$K_{t1-3} = K_{s1-3} = [(K_{s1} + K_{s2})^{-2} + K_{s3}^{-2}]^{-0.5} \dots\dots\dots(64)$$

其中以K<sub>t</sub>代表其為管路中某一子樹狀分支(subtree)所收縮的虛擬管之k<sub>s</sub>，有別於(a)與(b)中單段風管的k<sub>s</sub>，以利將來計算一具有多層樹狀分支的風管系統時，能迅速將各單段風管之K<sub>s</sub>化成一單段虛擬風管的K<sub>t</sub>值。

對於較複雜的風管系統而言，依上述(a)、(b)、(c)所說明之方法，由各風管系統中各路徑的最末管開始向上收縮回來，便可求出收縮後單段風管之K<sub>t</sub>值。

#### (2)作業點選擇

經過收縮步驟後，我們可得

$$Q_{sys} = K_{t,sys} \Delta P_{sys}^{0.5} \dots\dots\dots(65)$$

其中Q<sub>sys</sub>、K<sub>t,sys</sub>、ΔP<sub>sys</sub>代表由整個風管系統收縮至最後所得到的一根單段虛擬風管之Q、K<sub>t</sub>與ΔP。但由於

$$Q_{sys} = Q_{fan} \dots\dots\dots(66)$$

$$\text{且 } \Delta P_{sys} = P_{sys} = P_{fan} \dots\dots\dots(67)$$

其中  $Q_{fan}$  代表風機之送風量， $P_{fan}$  代表風機所提供之總壓， $P_{sys}$  為整個風管系統所需之壓力，等於最後所得到的單段虛擬風管之全壓降  $\Delta P_{sys}$ 。由式 (65) 所畫出的曲線，此曲線與風機之性能曲線交點，即為作業點。

### (3) 系統擴張

系統擴張是將計算出的風機送風量適切的分配至原先之風管系統的各段風管上。系統擴張依系統收縮之反方向倒算回去，即從根管 (root section) 開始，持續擴張至出風管 (terminal)。將  $Q_1$  與  $Q_{1-2}$  代入式 (59) 中，兩式相比可得下式

$$\frac{Q_1}{Q_{1-2}} = \frac{K_s \Delta P_1^{0.5}}{K_{s1-2} \Delta P_{1-2}^{0.5}} \dots\dots\dots(68)$$

對於如圖 3-4 的並聯系統而言，將式 (60.a) 與式 (63) 代入式 (68) 中可得

$$\text{對管 1 而言 } Q_1 = Q_{1-2} \cdot T_1 \dots\dots\dots(69)$$

$$\text{其中 } T_1 = \frac{K_{s1}}{K_{s1} + K_{s2}}$$

$$\text{對管 2 而言 } Q_2 = Q_{1-2} \cdot T_2 \dots\dots\dots(70)$$

$$\text{其中 } T_2 = \frac{K_{s2}}{K_{s1} + K_{s2}}$$

對根管與出風管或串聯之風管而言，T 值永遠等於 1。

由於使用 T-Method 模擬法時，一開始只知道風管系統中各段風管的風量，欲從式 (27) 算出各段風管的全壓降開始進行模擬時，必須先假設一個相等的空氣初速於各段風管上 (建議值為 7.5m/s) 才能算出各段全壓降，此步驟稱為資料初始化 (data initiation)；然後依各路徑之總全壓降與風機提供之風壓相等與否進行疊代，重算系統收縮等過程至壓力相等為止。

由於上述的模擬方法所計算者為最後只有一根根管接風機的單送風或單回風風管系統，對於風機兩端均接有的送一回風系統，則依下列所述方法進行模擬：

① 將送風側之風管視為一子系統，回風側之風管也視為一子系統，對兩個子系統分別進行收縮步驟。

② 將兩個子系統收縮後的兩根虛擬風管視

為串聯風管，故整個系統的傳導係數  $K_{t_{sys}}$  為

$$K_{t_{sys}} = (K_{t_r}^{-2} + K_{t_s}^{-2})^{-0.5} \dots\dots\dots(71)$$

其中  $K_{t_r}$ 、 $K_{t_s}$  各代表回風 (return) 側、送風 (supply) 側經收縮後虛擬風管的 Kt 值，因此可導出系統曲線，選擇作業點。

③ 在系統釋出過程中，經過兩個子系統的總風量  $Q_r$ 、 $Q_s$  與風機供給的風量  $Q_{fan}$  相同；然而風機供給送風與回風兩個子系統之總壓卻不同，需將  $K_{t_r}$  與  $K_{t_s}$  值代入式 (58) 才能求出送風側總壓與回風側總壓。

## 四、軟體結構設計

### 4-1 軟體設計步驟

軟體設計所依循之步驟及發展概念如下：

1. 將 T-Method 計算法的前三步驟及所需疊代計算部份，以 C 程式語言寫成輔助設計軟體。

2. 將等摩擦法依其原理也寫成程式的一部份，以供使用者選擇比較；但因等摩擦法之改良法—全壓法能改進其缺點，為較佳之方法，故在寫程式時是應用全壓法之演算原理發展而成，但仍稱其為等摩擦法；故以下章節中討論到之等摩擦法，代表使用方法或理論為全壓法；本論文所發展的軟體中所稱之等摩擦法即為全壓法。

3. 根據 1985 年 ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS 等 33 章後所附之管路配件資料，將部份常用的管路附件資料 (型態、編號及局部阻抗係數等) 以 dBASE IV 軟體建立儲存在兩個資料庫檔案中，一組資料庫檔案描述管路型態及計算局部阻抗係數 C 值所需用到的變數 (如寬度比為)、各種編號的管路配件資料總數以利程式執行時快速搜尋等資料，另一組資料庫檔案則記錄了所有管路配件的局部阻抗係數 C 值，此為真正在計算管路配件壓降時，所需搜尋之資料庫。

4. 使用者以文字檔案輸入方式將基本的設計資料各出風口的出風量、管路配置情形、管路長度、預先設計之風管管路尺寸、預先所知各管的額外壓降、以電腦輸入成檔案，此檔即為欲設計系統之原始資料；再將管路中各段風管之管路配件如彎管、歧管、擋板與欲求出局部阻抗所需的資料 (如寬高比) 等資料，以電腦輸入成檔案，此

檔即為欲設計系統之管路配件 (FITTINGS) 原始資料。

5. 將所發展之 T-Method 程式加以修改，以同樣步驟寫成模擬程式。

疊代計算至各路徑總全壓降平衡相等為止，程式即可結束其運算工作。

#### 4-2 軟體設計流程

本文發展之風管系統設計與模擬程式中，等摩擦法的程式設計流程圖與設計與 T-Method 設計與模擬程式設計流程圖如圖 2 與圖 3 所示：

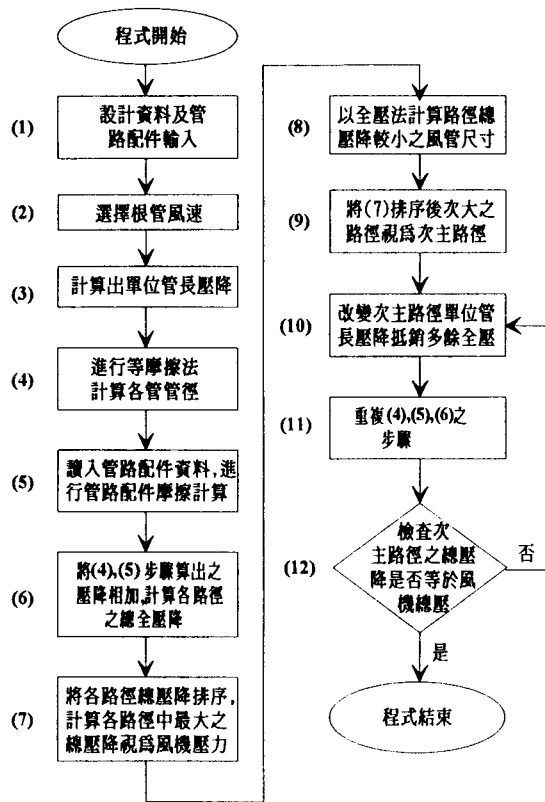


圖 2. 程式中等摩擦法之設計流程圖

### 五、結果與討論

#### 5-1 設計實例資料分析

本文以等摩擦法及 T-Method 設計同一例子來作比較，且用設計出來的風管尺寸代入模擬程式中模擬，分析設計與模擬之風速、設計風量與模擬之風量、各路徑之總全壓降、以及設計與模擬

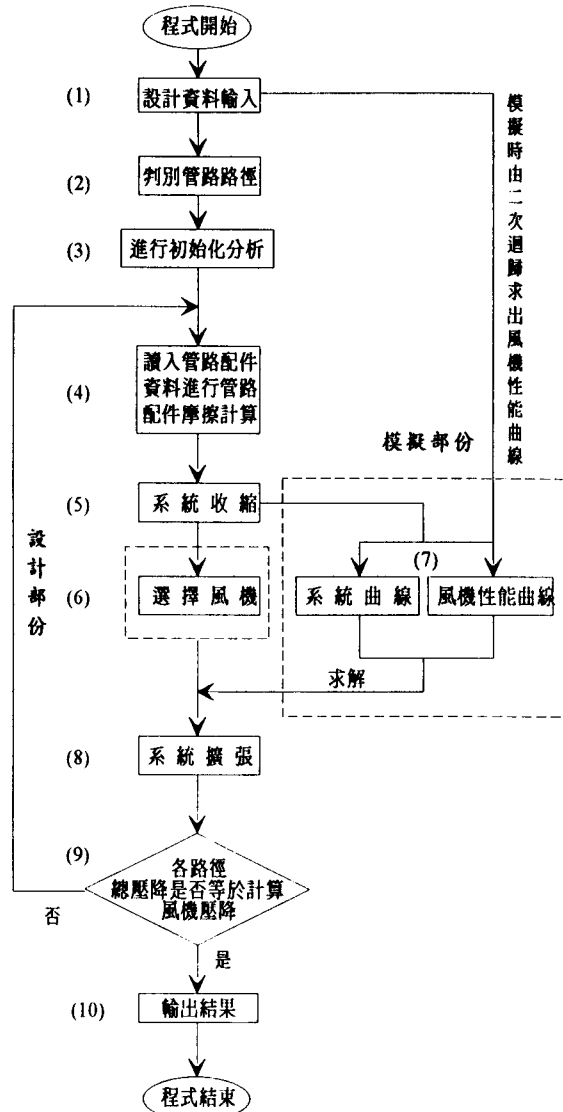


圖 3. 程式中 T-Method 之設計與模擬流程圖

風機所需供給之壓力。設計例 1 為 ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS (Anonymous, 1985) 第 33 章風管設計篇之例，其管路分配簡圖如圖 4，在此例中運用 T-Method 所需之管路性質及經濟分析如下 (Tsal, 1988)：

絕對粗糙度 ( $\epsilon$ )：鍍鋅鐵皮， $0.00015\text{m}$

動黏滯係數 ( $\nu$ )： $154 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$

管中空氣密度 ( $\rho$ )： $1.2\text{kg}/\text{m}^3$

風機效率 ( $\eta_f$ )：0.75

風機驅動馬達效率 ( $\eta_e$ )：0.8

風機送風量 ( $Q_{fan}$ )： $1.88\text{m}^3/\text{s}$

單位電力價格( $E_c$ )：2.03cent/kWh

風管單位成本( $S_d$ )：43.27\$/m<sup>2</sup>

系統年運轉時間(Y)：4400hr/yr

現值增加因子(PWEP)：8.61

由上述資料可計算出應用 T-Method 所需使用的兩個常數 $z_1$ 及 $z_2$ 。由於設計風管系統時，最重要的是由送(回)風管管口，即各路徑所連接的各段風管之第一段風管，是否有達到良好的設計狀況來判別設計之優劣，故在 T-Method 及等摩擦法的設計例 1 圖 4 中，我們將此 19 管風管系統，由送(回)風管至連接風機的根管分為 9 個路徑；而在此 19 管風管系統中，回風管 4 及送風管 7、8 預設管徑；因此根據上述路徑資料，經由本文所發展的程式計算與模擬分析此系統。

運用等摩擦法設計比例時，連接風機的根管風速選擇甚為重要，文中先以 ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTAL 1985 年書中以等摩擦法計算此例時所用的風速 14m/s 設計。

由於在作風管系統模擬時，需要知道風機的性能曲線，本文中採用與 Tsal(1990) 發表之 T-Method 同樣的風機，並將文中所列風機性能曲線上之五個風機風量對風機全壓的運轉額定點作迴歸分析，以求出風機性能曲線之方程式。但真正在進行模擬運算時，因每個風機之性能曲線方程式並不相同，無法一一輸入各種不同之風機性能曲線方程式於程式中，所以本文所發展之程式以圖形相近於一般之風機性能曲線的二次迴歸曲線代替之；只要輸入幾個風機運轉額定點於檔案中，程式會讀入這些額定點，自行求出二次迴歸風機性能曲線以利模擬計算。

設計例 2 則為 HVAC SYSTEM DUCT DESIGN 中的例子 (Anonymous, 1990)，由於書中並無經濟分析資料，故除風機是由兩種設計法計畫出來的結果選擇適當的風機(本例用台灣出產的順光牌風機)算出風機性能曲線及風機效率、風機驅動馬達效率外，其餘資料均與設計例 1 相同。

由圖 5 可知設計例 2 為一較複雜的 25 管風管系統，共有 13 個送(回)風口，13 個路徑。各管的高度受限於設計樓層的高度，均為固定(預設)值，能變動設計的風管條件只有風管的寬度；同樣選擇合理的根基風速 14m/s 做等摩擦法的設計。

根據上述路徑資料及條件，由本文所發展的程式計算與模擬分析此系統。

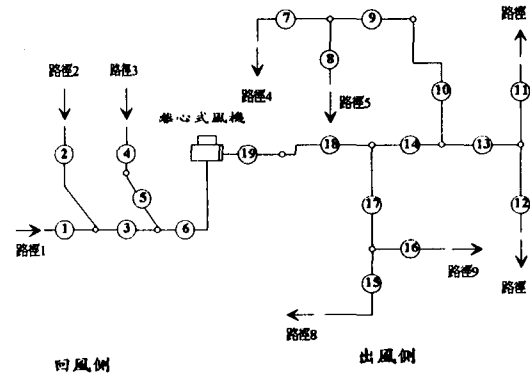


圖 4. T-Method 及等摩擦法之設計例 1  
(Anonymous, 1985)

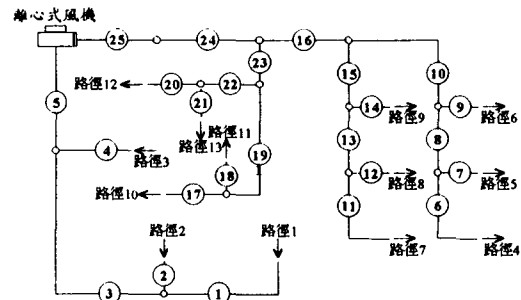


圖 5. T-Method 及等摩擦法之計算例 2

## 5-2 設計結果與討論

經由本論文所發展的 T-Method 與等摩擦法程式，計算上述設計實例所得之設計結果所作之分析如下：

### 1. 風量分析：

將等摩擦法及 T-Method 模擬風量與原始所需風量作比較後，由圖 6 可知 T-Method 設計後之系統實際送出的風量(模擬風量)較等摩擦法更接近原始所需之風量，故應用 T-Method 設計之風管系統能達到原先之需求，為較佳之設計法；而圖 6 下圖例 2 中的 1、2 兩管由於管長過短，難以達到平衡，故算出之風量誤差較大；由等摩擦法設計出來之風管系統，從圖 6 中可知各出風口的風量與模擬結果與 T-Method 比較，差異較大，因此應用等摩擦法設計的風管系統，在建造完成後所能供給

原先送(回)風空間之風量,有若干部分不能完全達到原先所要求,需用擋板等管路配件調整才能有所改進,增加初始建造成本。至於圖中送風量誤差較大之出風口,因其為路徑所包含的風管數較多,送風時所走之路徑距離遠,此時應用等摩擦法單位長摩擦相等之假設所產生的誤差便愈來愈大,導致累積之誤差較路徑距離較短所產生者大;因此應用“單位管長摩擦為定值”之原理,會因風管系統送風所走距離增大而變得不合理。

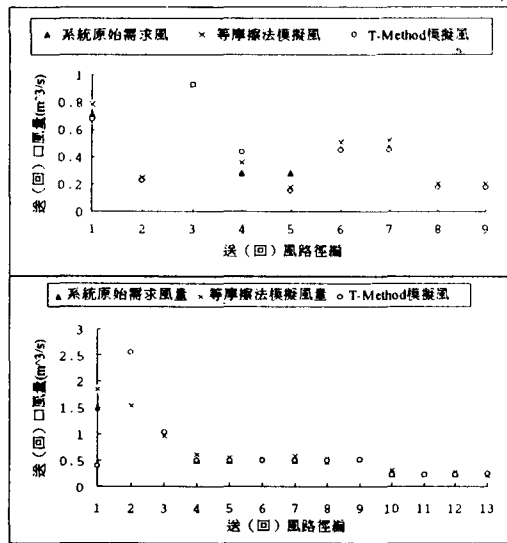


圖 6. 等摩擦法及 T-Method 模擬風量與原始所需風量比較(上圖:設計例 1 下圖:設計例 2)

## 2. 壓降分析:

(1)探討總全壓降的關係可由圖 7 看出 T-Method 設計出來之風管系統中,各路徑之總全壓降與模擬結果均相當吻合,且回風側路徑與送風側路徑之總全壓降均達到幾近相等的能量平衡結果;故應用設計 T-Method 設計出來之風管系統,不必再加任何管路配件如擋板等就可達到原先要求之狀況,減少初始建造成本。原先設計之  $P_{fan} = 853.81 \text{ Pa}$ ,  $Q_{fan} = 1.88 \text{ m}^3/\text{s}$ ; 模擬出來之  $P_{fan} = 856.67 \text{ Pa}$ ,  $Q_{fan} = 1.85 \text{ m}^3/\text{s}$ , 兩者亦相當接近,設計後無需擔心選擇較大之風機,導致風運轉效率偏低而耗費電能,增加操作成本。圖 7 上圖 7, 8 兩管稍有誤差,由於此兩管為預設管徑及第 8 管為總全壓

降最大之路徑出口,在設計及模擬時管路多餘(或不足)之壓差經程序疊代無法收斂至零之故。至於設計例 2 雖稍有誤差,但均不超過 40Pa,比以下分析的等摩擦法的誤差值小很多,故其設計與模擬結果大致相符。

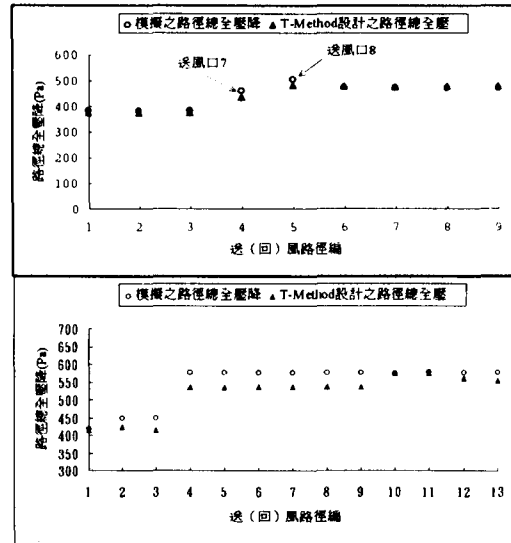


圖 7. T-Method 設計與模擬總全壓降比較

(上圖:設計例 1 下圖:設計例 2)

(2)由圖 8 可知等摩擦法設計出來之風管系統中,各路徑之總全壓降在回風側路徑與送風側路徑之總全壓降均達到幾近相等的能量平衡結果,模擬結果情形也相同;但設計出來之各路徑總全壓降與模擬總全壓降則有著相當的差異,可看出運用等摩擦法設計會高估風機所需提供全壓。原先設計  $P_{fan} = (62.13 \text{ Pa})$ ,  $Q_{fan} = 1.88 \text{ m}^3/\text{s}$ ; 模擬出來之  $P_{fan} = 704.11 \text{ Pa}$ ,  $Q_{fan} = 1.97 \text{ m}^3/\text{s}$ , 設計時因全壓太高,由設計後所選出風機過大,總送風量亦稍多,上述情形將導致建設完此系統真正運轉時,風機運轉效率並不能落在原先預定的範圍而使效率變低,因此也需用擋板等管路配件調整才能達到原先之要求,選擇過大風機及使用管路配件兩個因素會增加初始建造成本。由於前述等摩擦法設計與模擬風量的差異並非很大,多餘的風壓會轉換成動壓而表現在出風口的風速上,使模擬出的風速比原先設計風速過高,在以下的風速分析中可看出,設計例 2 也為同樣之情形,也因系統較

大，誤差更大。至於設計出之各路徑總全壓降接近一致，並不像 T-Method 總全壓降稍有誤差，等因等摩擦法在計算時係以各路徑全壓相同之條件來改變某些總全壓降較小路徑之單位管長摩擦，疊代至平衡為止，故計算程式中可收斂至零而較無誤差發生。

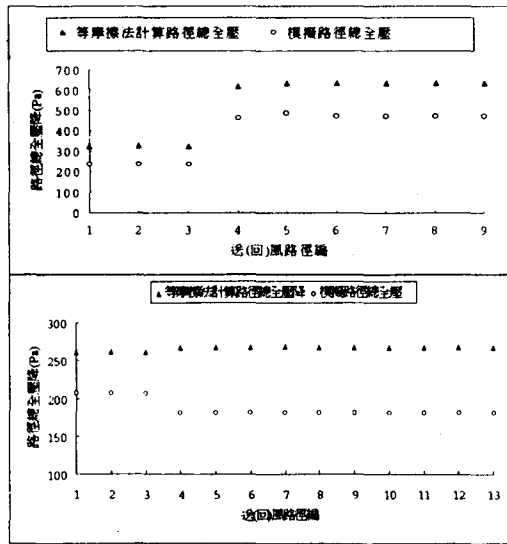


圖 8. 等摩擦法設計與模擬總全壓降比較  
(上圖：設計例 1 下圖：設計例 2)

### 3. 風速分析：

(1) 探討風速關係可由圖 9 看出 T-Method 設計出來之風管系統送(回)風管的風速與模擬結果均相當吻合；故應用設計 T-Method 設計出來之風管系統，風速在設計完成後即可確定，不必等到施工完成後才能量測出來(即模擬值)；若送(回)風口風速不合設計者條件時，可稍加更改設計條件重新設計，或稍加使用管路配件如擋板、消音器、注流孔等達到要求之風物狀況，至於例 1(上圖)的 7、8 兩管與例 2(下圖)的 1、2 兩管有誤差原因如前所述。

(2) 由圖 10 可知等摩擦法設計出來之風管系統送(回)風管的風速與模擬結果也有著相當的差異；故應用設計等摩擦法設計出來之風管系統，風速在設計完成後之值並不準確，與施工完成後量測出來的值(即模擬值)不同，而風速誤差的原

因如前所述來自於風機供給風壓過大，因此模擬風速多大於實際風速。若送(回)風口風速不合設計出之結果時，風速過低則送風所達範圍較小，風速過高則有噪音問題需要考慮，這些都必須在建造完成風管系統後更改管路或以擋板等管路附近加以調整因此需增加人力與材料成本；而風管路徑距離愈長，風速差異愈大之原因如前所述與風量之差異的原因相同。

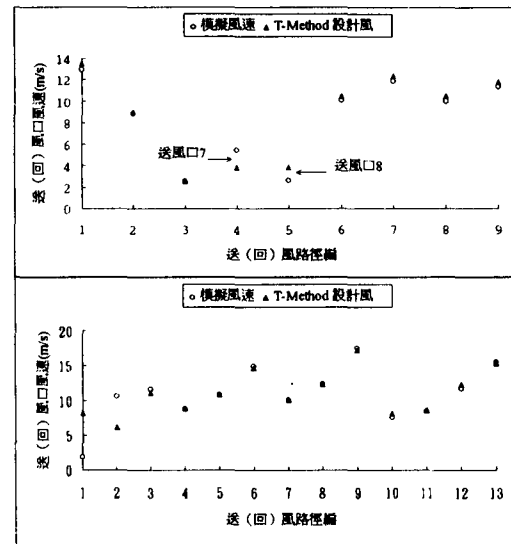


圖 9. T-Method 設計與模擬風速比較  
(上圖：設計例 1 下圖：設計例 2)

(3) 由圖 11 可知各管風速，除預設回(送)風管因風量及管徑相同導致風速相等外，T-Method 設計之風管風速均大於等摩擦法，而風速高會產生噪音，需加裝消音器解決，因此增加成本；且因 T-Method 設計出來之風管系統自行平衡之故，各風管風速並不能事先預測，所產生之成本增加問題無法計算，此為應用 T-Method 之缺失。

### 4. 管材消耗與成本分析：

建造風管所需的管材總表面積，為風管周長乘以風管管長，由圖 12 上圖可知此表面積即為圖中線段下方之總面積，經計算後可知等摩擦法設計之風管系統所需的管材總表面積為 208.5 m<sup>2</sup>，而 T-Method 設計後只需 181.1 m<sup>2</sup>，以等摩擦設計者因所使用之風機全壓較低，故風管的產生之摩擦阻

力需靠較大的風管系統來降低，較耗費初始建造成本。

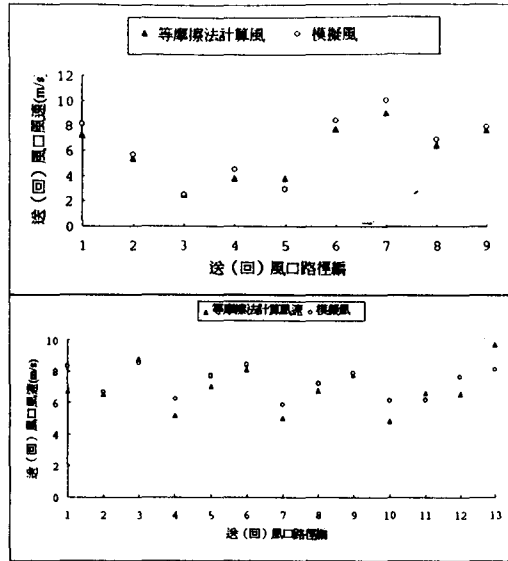


圖 10. 等摩擦法設計與模擬風速比較  
(上圖：設計例 1 下圖：設計例 2)

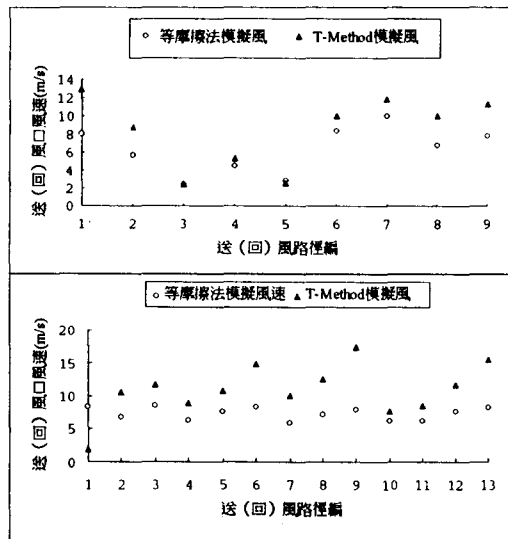


圖 11. 等摩擦法與 T-Method 設計風速比較  
(上圖：設計例 1 下圖：設計例 2)

結合前述之風機提供壓力與建造風管所需的管材總面積，及本節所述此系統之經濟分析原始資料算出操作成本及初始建造成本，再由兩者求出風管系統生命週期成本(總成本)可知運用 T-Method 設計的風管系統成本為 990.3.1 US\$，而等摩擦法設計者則需 10720.2 US\$，由總成本之比較可知 T-Method 設計的風管系統的確能由最佳化的分析而節省成本。

至於圖 12 下圖例 2 的成本分析，應用兩法總成本差不多，但等摩擦法的成本關係到根管風速的選擇，初速高時風機需較大但所需風管較小，增加運轉成本減少初始建造成本，因此使用等摩擦法的成本分析無法確定，難以選擇。

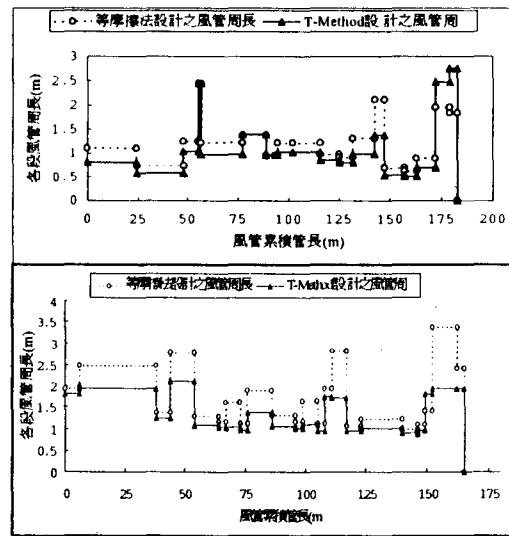


圖 12. 等摩擦法與 T-Method 設計所需風管材料面積比較(上圖：設計例 1 下圖：設計例 2)

## 六、結 論

綜合以上討論，我們可知風管設計方法，可運用已知的壓降理論或成本分析，作成電腦輔助軟體，而不用像舊有的風管設計，需以經濟估算或一一查表才能得出結果；因此採用具快速性，準確性及可重複性操作之微電腦風管設計，可獲得事半功倍之效，讓風管設計不再如以往空調業

者所言是「一門藝術」；而成爲真正的科學。根據本文的分析可得知如下之結論：

1.雖然今日空調界慣用之摩擦法早已於數十年前發表，且有許多文獻對其予以推演、改良，但經仔細討論，可發現舊有之等摩擦法(全壓法)由模擬結果與原先設計出來之風量與風速有差異，需用擋板調整才能達到所求，增加初始建造成本，因此較不經濟；且單位管長摩擦相等對送風距離較遠之路徑並不適用，如何適當選擇根管初速以節省成本也是其問題所在。

2.由新發展的最佳化風管設計 T-Method 所設計之結果總成本值較低者，且設計結果與模擬結果相當符合，可達到原先所要求風量與最適之總全壓降，爲風管設計法中較佳之設計法，但設計之系統中某些管路風速過高引發的噪音問題未能考慮，是否因此需加裝消音器產生之成本增加問題，爲此法不夠周延之處；而各種風管系統差異甚大，並不能預先判斷風速過高及產生噪音，爲此問題難解之處。

## 七、誌 謝

本研究承蒙農委會 83 科技 -2.22- 輔 04(3)「產地小包裝蔬菜低溫運銷設備改善」提供經費資助及高雄市冷凍空調工程技術公會理事長丁木敏先生提供資料及協助，在此敬申謝忱。

## 八、參考文獻

- 1.王洪鑑。1990。冷凍空調工程，pp.243-332。台北：大中國圖書公司。
- 2.柯宗榮。1994。通風管路之電腦輔助設計。台北：國立台灣大學農業機械工程研究所碩士論文。
- 3.張樂法。1970。冷凍空調工程實務。pp.437-464。台北：徐氏基金會。
- 4.賴秋勳。1992。風管施工便覽。初版。台北：中華冷凍空調雜誌社。
- 5.蘇崇輝。1990。空調風管系統之微電腦輔助設計與最佳化分析。高雄：國立中山大學機械工程研究所熱流組碩士論文。
- 6.井上宇市。1956。空氣調和設計手冊(日文)。

第三版第6刷，pp.195-227。日本東京：丸善株式會社。

- 7.井上宇市、井上嘉雄、今村量昭。1980。風管計算便覽(日文)。日本東京：完善株式會社。
- 8.池本弘。1981。風管設計(日文)。初版，pp.15-137。日本東京：理工圖書株式會社。
9. Anonymous. 1965. Handbook of Air Conditioning System Design. pp.2-17-2-65. Carrier Air Conditioning Company.
10. Anonymous. 1981. ASHRAE Handbook-1985 Fundamentals. Chapter 33, "Duct Design". Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineering, Inc.
11. Anonymous. 1985. ASHRAE Handbook-1985 Fundamentals. Chapter 33, "Duct Design". Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineering, Inc.
12. Anonymous. 1989. ASHRAE Handbook-1989 Fundamentals. Chapter 32, "Duct Design". Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineering, Inc.
13. Anonymous. 1990. HVAC Systems Duct Design. 3rd ed., Virginia: Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.
14. Anonymous. 1993. ASHRAE Handbook-1993 Fundamentals. Chapter 32, "Duct design". Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineering, Inc.
15. DeGarmo, E. P., W. G. Sullivan and J. A. Bontadell 1989, Engineering Economy, 8th ed. pp.24-36, New York: Macmillan.
16. Degelman, L. O. 1986. A Bibliography of Available Computer Programs in the Area of Heating, Ventilating, Air Conditioning, and Refrigeration. pp.37-49. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineering, Inc.
17. Ferrira, F. 1978. A Practical Approach to Computer-Aided Duct Design ASHRAE Transactions, Vol.84, Part1, pp.617-623.
18. Shieh, Chun-Lun 1983. Simplified static-regain duct

(文轉第 94 頁)