

行政院國家科學委員會

88年度電力科技產業學術合作研究計畫

# 脈衝式袋式集塵器之理論與實驗研究 期末報告

計畫編號：NSC88-TPC-E-009-005

執行時間：88年1月1日至88年12月31日

計畫主持人：傅武雄

共同主持人：

## 中文摘要

關鍵詞：集塵器、流量特性、膜片閥

袋式集塵器為一種極為有效的粒狀污染物控制設備，已廣泛的被應用於工業界的各行業中。對一袋式集塵器而言，清洗系統設計及操作的良窳，攸關其能否持續的正常運轉，而不致影響整個製程。在眾多不同設計的清洗系統中，脈衝式清洗系統為一種性能十分優越的清洗系統，其可在不停止過濾的情況下，利用所噴出的脈衝空氣，有效的將附著於濾袋外側的塵餅清除，降低操作時的壓損。

脈衝式清洗系統的清洗效率除與濾袋的尺寸及塵餅的特性有關外，由噴氣管上的噴嘴所噴出的脈衝空氣則扮演一決定性的角色。然而由於脈衝空氣的產生為一暫態可壓縮流的過程，脈衝空氣的溫度、流量等性質難以直接量測；再者由於影響脈衝空氣性質的參數眾多，包含儲槽容積、儲槽內空氣的壓力、溫度、膜片閥的流量特性及開啟的時間長短、噴氣管的尺寸、及在一噴氣管上噴嘴的數目及噴嘴的尺寸等等；以致過去對脈衝式清洗系統所作的研究，大都以實驗的方式進行，針對某些特定設計的清洗系統操作在不同的情況下，探討其清洗的效果，因此僅能得到定性的結果，並無法有效的釐清每一參數對清洗效果的影響程度。

本研究針對脈衝式清洗系統作了一系列的探討。首先利用國科會輔助之研究案（NSC85-2212-E-009-004）所提出簡易的方法以量測膜片閥的流量特性；此一方法有別於一般傳統穩態的方法，不需一流量計即可在暫態可壓縮流的情況下，得出由一儲槽所流出的流體質量流量，進而得出被測試閥件的流量特性。其次，

本研究分析了影響清洗脈衝空氣的各種參數，提出了一數學模式，此一模式可模擬脈衝式清洗系統在噴氣過程中，儲槽內及噴氣管內空氣性質的變化，及由噴氣管所噴出之脈衝空氣的性質；實驗的結果顯示此一模式的預估相當的準確。最後，本研究針對同一噴氣管上的各個噴嘴，探討噴嘴位置對所噴出脈衝空氣性質的影響；研究結果顯示脈衝空氣的特性會因噴嘴的位置不同而有所不同，由本文所提出的數學模式可準確的預估所噴出脈衝空氣的溫度、壓力、流量及傾斜角等各種性質。

本研究的成果包含了發展出一暫態可壓縮流閥流量特性的測試方法，此一方法可提供工業界在無法用傳統穩態方法測試閥件流量特性時，另一方便有效的選擇；另外本研究針對脈衝式清洗系統所建立的數學模式，可深入了解每一參數對所噴出脈衝空氣的影響，可有效的提供脈衝式袋式集塵器的設計者及操作者在設計及操作清洗系統時的參考。

## ABSTRACT

Pulse-jet bag filters have found extensive industrial applications in particularly separating fine dust from dust laden gas stream. The mechanisms of a pulse-jet cleaning system have been experimentally studied as well. According to those results, some important parameters heavily influence the cleaning performance, among which include the volume of the reservoir, the pressure of air in the reservoir, the valve flow coefficient of the diaphragm valve, the size of the blow pipe and the size and number of the jet nozzles on the blow pipe.

During the cleaning processes, the air pulse discharged from the cleaning system plays an important role and significantly affects the cleaning efficiency. As generally known, the discharge processes are transient processes and no available instrument can be used to directly and accurately measure the properties of the air pulse. As a results, the effects of the cleaning parameters to the air pulse is seldom explored and no mathematical model has been proposed for predicting the properties of the air pulse.

The sequential studies presented herein investigate the mechanisms of air discharged from a pulse-jet cleaning system in detail. First, a novel

method is proposed for determining the transient mass flow rate of compressible gas discharged from a reservoir. By employing the method, the valve flow characteristics of the diaphragm valve can be obtained efficiently and feasibly. Then a two-reservoir model is proposed to simulate processes of air discharged from an air reservoir via a diaphragm valve to a blow pipe and finally into atmosphere of a pulse-jet cleaning system. Experiments are also conducted to validate the model. The experimental results indicate the accuracy of the model predictions is very good. Finally, a study which numerically and experimentally investigates the properties of the air pulses discharged from the nozzles on the blow pipe is performed. According to the results, the mass flow rate of the air pulse discharged from a nozzle depends on the size of the nozzle and the nozzle's position on the blow pipe. Furthermore, the direction of the discharged air pulse is not perpendicular to the blow pipe and has an inclined angle which also depends on the position of the nozzle on the blow pipe.

This study investigates the air pulses discharged from a pulse-jet cleaning system in detail and the results allows us to design and operate a pulse-jet cleaning system effectively.

## 目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
目錄	III
表目錄	V
圖目錄	VI
符號說明	X
一、緒論	I
1.1 研究背景	1
1.2 文獻回顧	4
1.3 研究目的	8
二、膜片閥流量特性之研究	13
2.1 前言	13
2.2 數學模式	17
2.3 實驗設備及實驗程序	24
2.4 結果與討論	27
2.5 結論	34
三、脈衝式清洗系統的數學模擬	48

3.1 前言	49
3.2 數學模式	51
3.3 實驗設備及實驗程序	59
3.4 結果與討論	61
3.5 結論	75
四、脈衝空氣性質之研究	95
4.1 前言	95
4.2 數學模式	96
4.3 實驗設備及實驗程序	103
4.4 結果與討論	104
4.5 結論	112
五、總結與建議	126
5.1 膜片閥流量特性之研究	126
5.2 二儲槽模式的應用	129
5.3 脈衝空氣性質之研究	131
誌謝	132
參考文獻	133

## 表目錄

表 3-1	比較在實際情況下與絕熱情況下噴氣過程中由儲槽所流出的 空氣質量量 .....	77
表 3-2	比較由式(3-16)所計算出來的質量流量 $m_{1,j}$ 與二儲槽模式計算結 果間的差異 .....	78
表 4-1	噴嘴直徑 $d_n = 8.0$ mm 的情況下，各噴嘴所噴出的脈衝空氣其質 量流量 $m_{n,j,t}$ 及傾斜角 $\theta_{n,j,t}$ .....	113
表 4-2	噴嘴直徑 $d_n = 11.7$ mm 的情況下，各噴嘴所噴出的脈衝空氣其 質量流量 $m_{n,j,t}$ 及傾斜角 $\theta_{n,j,t}$ .....	114
表 4-3	使所有噴嘴所噴出的質量流量皆相同的情況下，各噴嘴直徑 $d_{n,i}$ 及傾斜角 $\theta_{n,i,t}$ ；(原噴嘴直徑 $d_n = 8.0$ mm) .....	115
表 4-4	使所有噴嘴所噴出的質量流量皆相同的情況下，各噴嘴直徑 $d_{n,i}$ 及傾斜角 $\theta_{n,i,t}$ ；(原噴嘴直徑 $d_n = 11.7$ mm) .....	116



## 圖目錄

圖 1-1	脈衝式袋式集塵器示意圖 .....	11
圖 1-2	清洗過程中，濾袋內外側壓力差及濾袋變形示意圖[1] .....	12
圖 2-1	美國國家標準閥流量特性測試系統示意圖[15] .....	36
圖 2-2	暫態可壓縮流閥流量特性測試系統示意圖 .....	37
圖 2-3	物理模式 .....	38
圖 2-4(a)	測試球閥實驗設備的示意圖 .....	39
圖 2-4(b)	測試膜片閥實驗設備的示意圖 .....	40
圖 2-5	測試球閥時的各點壓力變化；( $P_{r,t}$ ：儲槽， $P_{u,t}$ ：閥上游， $P_{d,t}$ ：閥下游) .....	41
圖 2-6	球閥 $Y_C$ ， $G_t$ 及 $x_t$ 與時間的關係 .....	42
圖 2-7	球閥 $Y_C$ 與 $x_t$ 間的關係 .....	43
圖 2-8	球閥 $G_t$ 與 $x_t$ 間的關係 .....	44
圖 2-9	膜片閥 $Y_C$ 與 $x_t$ 間的關係 .....	45
圖 2-10	膜片閥 $G_t$ 與 $x_t$ 間的關係 .....	46
圖 2-11	準確度評估實驗的結果 .....	47
圖 3-1	物理模式 .....	79
圖 3- 2	實驗設備示意圖 .....	80

圖 3-3(a)	在噴氣過程中各點壓力變化; ( $P_{r1,t}$ : 儲槽內, $P_{u,t}$ : 膜片閥上游, 噴嘴數目=12) .....	81
圖 3-3(b)	在噴氣過程中各點壓力變化; ( $P_{d,t}$ : 膜片閥下游, $P_{r2,t}$ : 噴氣管末端, 噴嘴數目=12) .....	82
圖 3-4	儲槽內空氣的質量對時間的變化; ((a) : 絕熱狀況, (b) : 等溫狀況) .....	83
圖 3-5	流出儲槽的空氣質量流量對時間的變化; ( $m_{1,t}$ : 空氣儲槽, $m_{2,t}$ : 噴氣管, 噴嘴數目=12) .....	84
圖 3-6	模擬儲槽 1 出口摩擦效應之等效摩擦管示意圖 .....	85
圖 3-7	等效摩擦管上下游空氣的馬赫數及摩擦管的摩擦因子; ( $M_{1,t}$ : 摩擦管上游馬赫數, $M_{2,t}$ : 摩擦管下游馬赫數, $\frac{4fL_e}{D_h}$ : 摩擦管的摩擦因子, 噴嘴數目=12) .....	86
圖 3-8	由噴氣管上噴嘴所流出的空氣其質量流量及噴嘴的噴嘴係數; ( $(\dot{m}_{2,t})_{real}$ : 實際噴嘴的質量流量, $(\dot{m}_{2,t})_{isen}$ : 理想噴嘴的質量流量, $C_{dn}$ : 噴嘴的噴嘴係數, 噴嘴數目=12) .....	87
圖 3-9(a)	在噴氣過程中各點壓力變化( $P_{r1,t}$ : 儲槽內, $P_{u,t}$ : 膜片閥上游噴嘴數目=12) .....	88
圖 3-9(b)	在噴氣過程中各點壓力變化; ( $P_{d,t}$ : 膜片閥下游, $P_{r2,t}$ : 噴氣管末端, 噴嘴數目=12) .....	89

圖 3-9(c)	流出儲槽的空氣質量流量對時間的變化; ( $\dot{m}_{1,t}$ : 空氣儲槽, $\dot{m}_{2,t}$ : 噴氣管, 噴嘴數目=12).....	90
圖 3-10(a)	在噴氣過程中各點壓力變化; ( $P_{r1,t}$ : 儲槽內, $P_{u,t}$ : 膜片閥上游, 噴嘴數目=8) .....	91
圖 3-10(b)	在噴氣過程中各點壓力變化; ( $P_{d,t}$ : 膜片閥下游, $P_{r2,t}$ : 噴氣管末端, 噴嘴數目=8) .....	92
圖 3-10(c)	流出儲槽的空氣質量流量對時間的變化; ( $\dot{m}_{1,t}$ : 空氣儲槽, $\dot{m}_{2,t}$ : 噴氣管, $\dot{m}_{2,t}$ : 噴嘴數目=8) .....	93
圖 3-11	在不同噴嘴數的情況下, 由儲槽流出空氣的質量流量; ((a): 噴嘴數目=12, (b): 噴嘴數目=8, (c): 噴嘴數目=4, (d): 噴嘴數目=2, (e): 噴嘴數目=1).....	94
圖 4-1.	物理模式 .....	117
圖 4-2	實驗設備示意圖 .....	118
圖 4-3	噴氣過程中儲槽內空氣的壓力 $P_{r,t}$ ; (噴嘴數=12, 噴嘴直徑: (a) $d_n = 8.0 \text{ mm}$ , (b) $d_n = 11.7 \text{ mm}$ ) .....	119
圖 4-4	噴氣過程中儲槽空氣的質量流量 $\dot{m}_{r,t}$ ; (噴嘴數=12, 噴嘴直徑: (a) $d_n = 8.0 \text{ mm}$ , (b) $d_n = 11.7 \text{ mm}$ ) .....	120

圖 4-5	噴氣過程中膜片閥上游空氣的靜壓力 $P_{u,t}$ ; (噴嘴數=12 , 噴嘴直徑 : (a) $d_n = 8.0$ mm, (b) $d_n = 11.7$ mm )	... .. 121
圖 4-6	噴氣過程中膜片閥下游空氣的靜壓力 $P_{d,t}$ ; (噴嘴數=12 , 噴嘴直徑 : (a) $d_n = 8.0$ mm, (b) $d_n = 11.7$ mm )	... .. 122
圖 4-7	噴氣過程中噴氣管內空氣的停滯壓力 $P_{d0,t}$ ; (噴嘴數=12 , 噴嘴直徑 : (a) $d_n = 8.0$ mm, (b) $d_n = 11.7$ mm )	..... 123
圖 4-8	噴氣過程中的脈衝空氣; (噴嘴數=12, 噴嘴直徑 : $d_n = 8.0$ mm , 噴嘴位置 : $i=1\sim 7$ )	..... 124
圖 4-9	噴氣過程中的脈衝空氣; (噴嘴數=12, 噴嘴直徑 $d_n = 11.7$ mm , 噴嘴位置 : (a) $i = 1 \sim 6$ , (b) $i = 7 \sim 12$ . )	... .. 125

## 符號說明

$A$  = 截面積,  $\text{m}^2$

$A_b$  = 噴氣管的截面積,  $\text{m}^2$

$A_n$  = 噴嘴的截面積,  $\text{m}^2$

$C_1, C_2$  = 常數

$C_{dn}$  = 噴嘴的流量係數, 由一實際噴嘴所流出的質量流量與一理想噴嘴的所流出的質量流量的比值,  $= \frac{(\dot{m})_{real}}{(\dot{m})_{isen}}$ , 無因次

$c_p$  = 定壓比熱,  $\text{kJ}/(\text{kg K})$

$c_v$  = 定容比熱,  $\text{kJ}/(\text{kg K})$

$C_v$  = 閥的流量係數, 無因次

$d$  = 直徑,  $\text{m}$

$D_h$  = 等效直徑,  $\text{m}$

$d_i$  = 內徑,  $\text{m}$

$e$  = 比內能,  $\text{kJ}/\text{kg}$

$F$  = 比熱因子,  $(= \gamma / 1.4)$ , 無因次

$f$  = 磨擦係數, 無因次

$G$  = 無因次質量流量, 無因次

$h$  = 比焓,  $\text{kJ}/\text{kg}$

- $H$  = 對流熱傳係數，kJ/ (m<sup>2</sup> K s)
- $M$  = 馬赫數，無因次
- $\Delta m$  = 由儲槽流出的空氣質量，kg
- $m$  = 質量，kg
- $\dot{m}$  = 質量流量，kg/s
- $N$  = 噴氣管上的噴嘴數
- $P$  = 壓力，kPa
- $P_{atm}$  = 大氣壓力，kPa
- $q$  = 在壓力為 101.3 kPa 及溫度為 15.6 C 時的容積流量，m<sup>3</sup>/hr
- $R$  = 理想氣體常數，(=287.04)，m<sup>2</sup>/(s<sup>2</sup> K)
- $T$  = 溫度，K
- $V$  = 儲槽容積，m<sup>3</sup>
- $v$  = 速度，m/s
- $x$  = 上下游壓力差與上游壓力的比值，(=( $P_u - P_d$ )/ $P_u$ )，無因次
- $x_T$  = 壓差因子，無因次
- $Y$  = 膨脹因子，在相同雷諾數下，氣體流量係數與液體流量係數間的比例，  
無因次
- $\gamma$  = 定壓比熱與定容比熱的比值，(= $c_p/c_v$ )，無因次
- $\theta$  = 脈衝空氣的傾斜角，脈衝空氣中心線與噴嘴法線間的夾角，度

### 上標

$n$  = 反復計算的次數

$*$  = 回歸分析結果

$\bar{\quad}$  = 平均值

### 下標

$0$  = 空氣停滯性質

$b$  = 噴氣管

$d$  = 膜片閥下游

$i$  = 噴嘴位置

$n$  = 噴嘴

$r$  = 空氣儲槽

$1$  = 儲槽 1, (空氣儲槽)

$2$  = 儲槽 2, (噴氣管)

$t$  = 時間

$t=e$  = 噴氣剛結束時

$t=i$  = 噴氣開始前

$t=f$  = 噴氣結束且溫度已穩定後

$u$  = 膜片閥上游

## 一、緒論

### 1.1 研究背景

由於環境保護越來越受到重視，對於空氣品質的要求也越來越高，所制定的環保法規於是日趨嚴格。因此，為達淨化空氣的目的，對於一般工業製程或因燃燒所產生的廢氣，必先經過一定的處理，將廢氣中有害的物質予以捕集分離，達到環保法規的要求後，再排放至大氣環境之中。

一般工業製程或燃燒廢氣中含有多種污染物，大致可分為氣態污染物與粒狀物污染物兩種。為將廢氣在排放前能將其中的污染物有效的加以捕集去除，近年來各界致力於各種空氣污染防治設備的開發，而袋式集塵器(bag filter/baghouse)即為一種極為有效的粒狀污染物控制設備。由於袋式集塵器具有造價低廉，構造簡單，高的除塵效率及無廢水二次污染的問題等優點，已被工業界廣泛的應用於捕集含塵廢氣中的塵粒，近年來有逐漸取代靜電集塵器(electrostatic precipitator)的趨勢，成為粒狀污染物排放控制設備的主流。

袋式集塵器依其清洗方式大致可分為脈衝式(pulse-jet)袋式集塵器、振動式(shaker)袋式集塵器及逆洗式(reverse-air)袋式集塵器三類；其中脈衝式袋式集塵器因其可操作在較高的過濾速度(filtration velocity)或氣布比(air to cloth ratio)，以較小的過濾面積處理較大的廢氣流量，及可在不中斷過濾進行的情況下進行濾袋的清洗，因此逐漸取代了較傳統的振動式及逆洗式袋式集塵器，廣泛的被應用於各行業，而相關的研究也越來越受到重視。



脈衝式袋式集塵器的主要裝置包含：如圖 1-1 所示，濾袋(bag)、支撐架(cage)、清洗系統(cleaning system)及儲灰斗(hopper)等。而脈衝式清洗系統的主要元件則包含高壓空氣儲槽(air reservoir)、連接管(connecting pipe)、膜片閥(diaphragm valve)及噴氣管(blow pipe)等；在空氣儲槽上有若干連接管，每一連接管後端接有一膜片閥連接著一噴氣管，在噴氣管上鑽有若干個噴嘴(jet nozzle)，每一噴嘴對準著其下方的濾袋，負責此一濾袋的清洗。

袋式集塵器的集塵機構略述於下：含塵的氣體由集塵器入口處進入，再由濾袋外側經過濾材進入濾袋內側，此時塵粒即被阻隔於濾袋外側形成塵餅(dust cake)，清淨後的氣體則由集塵器上方的出口處排出，而達到使粒狀汙染物與氣體分離的目的。

在過濾的過程中，被阻隔於濾袋外側的塵粒會逐漸的累積，厚度逐漸的增加，使得氣體流經濾袋時的壓力損失(pressure drop)逐漸的升高。逐漸升高的壓損，不僅易造成濾袋的破損，也加重了誘引風機的負荷，增加了能源的耗損。此時若無法有效的降低此一壓損，終會使得誘引風機超過其額定負載，而使得製程必須降載，以降低誘引風機的負荷，因而會影響到整個製程。因此，若要使整個製程得以正常的操作，必須有一清洗系統，能有效的將過厚的塵餅從濾袋外側表面移除，降低氣體流經濾袋時的壓損，使得過濾的過程得以持續的進行而不會有誘引風機超過其額定負載的情況發生。由此可知，袋式集塵器清洗系統其清洗效果的良窳，攸關著集塵器及整個製程能否持續正常的運轉，不至因壓損過高而導致製

程降載甚至停擺的現象發生。

脈衝式清洗系統(pulse-jet cleaning system)為一種十分有效的清洗裝置，其可在不中斷過濾進行的情況下，進行濾袋的清洗。清洗的過程，係利用一計時器(timer)或一可程式邏輯控制器(programmable logic controller)產生一預定脈寬(pulse duration)的電壓脈衝(electric pulse)，開啟控制膜片閥開關的電磁閥(solenoid valve)，電磁閥開啟後，藉由流過電磁閥的導引空氣(pilot air)，膜片閥隨即會被開啟；一旦膜片閥開啟後，儲存於空氣儲槽的高壓清洗空氣便快速的流過膜片閥，注入噴氣管內，使噴氣管內空氣的壓力升高；壓力升高後的噴氣管內空氣再經由噴氣管上的噴嘴噴出脈衝空氣(air pulse)，混合乾淨側的空氣注入其下方濾袋的內側。瞬間注入濾袋內側的清洗空氣，除使濾袋向外變形外，並使濾袋內側的壓力升高，因而使氣流反向由濾袋內側流向濾袋外側，進而使附著於濾袋外側的塵粒有效的與濾袋分離，掉落於其下方的儲灰斗中。其過程如圖 1-2 所示[1]，縱軸為濾袋內側與外側的壓力差 $\Delta P_f$ ，橫軸則為時間；而在座標圖下方的是在相同時間下濾袋截面的示意圖。在清洗過程進行之前， $\Delta P_f$ 為一負值，亦即濾袋外側壓力高於濾袋內側，此時氣體由濾袋外側流入濾袋內側進行過濾，塵粒逐漸附著於濾袋外側形成塵餅；在膜片閥開啟後，由噴氣管上的噴嘴所噴出的脈衝空氣在注入濾袋內側後，濾袋內側的壓力急速的升高， $\Delta P_f$ 大於零，使得濾袋向外變形，振落附著於濾袋外側的塵餅，而一旦塵餅振落後，因濾材的透氣度(permeability)的增加，而使 $\Delta P_f$ 略為降低，而持續注入

的脈衝空氣會使氣流反向由濾袋內側流向濾袋外側，直到膜片閥關閉後，噴氣管上的噴嘴不再噴出脈衝空氣為止，此時 $\Delta P_f$ 逐漸降低，而回復至一負值。經清洗過後的濾袋其內外壓力差 $\Delta P_f$ 的絕對值已要較清洗過程進行前的 $\Delta P_f$ 的絕對值要小，亦即氣體流經濾袋的壓損已被有效的降低了。

由上述的清洗過程可知，清洗的效率除與濾袋的尺寸及塵餅的特性有關外，最主要的是受到注入濾袋內側脈衝空氣的影響。檢視整個清洗的過程，高壓空氣由空氣儲槽注入噴氣管再由噴氣管噴出的過程，對濾袋的清洗效率有著直接的關係，而由噴氣管所噴出的脈衝空氣，其溫度、壓力與質量流量等性質則扮演著一決定性的角色。然而由噴嘴所噴出的脈衝空氣，其性質明顯的受到空氣儲槽的體積、儲槽內空氣的溫度、壓力、膜片閥的構造、噴氣管的體積、噴氣管上噴嘴的數目及大小等因素的影響。因此，若要對脈衝式清洗系統有一深入的了解，必先對這些影響脈衝空氣性質的因素作一探討，使所產生的脈衝空氣得以發揮有效的清洗功能。

本文即針對脈衝式清洗系統產生脈衝空氣的過程作了一深入的研究，以了解影響脈衝空氣性質的各種因素，期能提供脈衝式袋式集塵器設計者及操作者在進行設計及操作時的參考。

## 1.2 文獻回顧

有關於脈衝式袋式集塵器清洗系統的研究報告於 1970 年代後期陸續的被提

出，其中以理論的方法直接模擬此一清洗過程的文獻確相當的少見。主要是因為整個清洗的過程過於複雜，除了所被清洗的濾袋其尺寸及所過濾的塵粒為一個案而異的情況外，因整個脈衝空氣噴出的過程為一暫態的過程，要以理論直接模擬或以實驗直接量測出所噴出的脈衝空氣的性質，都將十分的困難。因此，過去針對脈衝式清洗系統的相關文獻，大都以實驗的方法，對一特定的脈衝式清洗系統及塵粒特性，改變清洗系統的操作參數，以探討這些操作參數對清洗效率的影響程度，而有關於脈衝式清洗系統的數學模式則甚少被提出。過去相關的研究簡述於下：

Bakke[2]在文獻中指出：要有效的清洗濾袋外測的塵餅，脈衝式清洗系統所產生的脈衝空氣需能對所清洗的濾袋達到(1)暫時阻止其正常的過濾；(2)有效的使濾袋產生振動及(3)造成濾袋內側壓力高於外側壓力，使得氣流得以逆過濾方向流動。

Leith 等人曾針對脈衝式集塵器作了一系列的研究[3, 4]，其以實驗的方法檢視了脈衝式清洗系統在清洗時塵粒的再附著(redeposition)現象。研究結果指出：若袋式集塵器操作在一較高的過濾速度的情況下，脈衝清洗進行時，因振落於濾袋外側表面的塵餅在掉下方儲灰斗前，會再度被吸附於鄰近的濾袋表面，而大大的降低了清洗的效果，因此若要使脈衝式袋式集塵器能有效的操作在高過濾速度及合理的壓損下，此一塵粒再附著的效應必須加以克服。

Dennis[5]等人的研究報告指出：附著於濾袋表面塵餅的黏滯性及清洗的脈

衝空氣扮演清洗過程中最重要的兩個角色；而脈衝空氣的量、壓力及時間等性質與袋式集塵器的壓損有直接的關係。研究報告亦指出：濾袋內外側壓力的變化  $d(\Delta P_s)/dt$  與空氣儲槽的壓力  $P_r$ 、噴嘴的面積  $A_n$  及濾袋的體積  $V_b$  間可表示成一半經驗式：

$$\frac{d(\Delta P_s)}{dt} = 211 \frac{P_r A_n}{V_b} \quad (1-1)$$

然而，在推導此一結果的過程中，曾假設脈衝空氣的質量流量為一理想噴嘴的一半，此一假設恐與事實有所差距，導致式(1-1)的結果亦可能有誤。因此若能得知脈衝空氣的質量流量，再改寫式(1-1)則可獲得較準確的結果。

Kingel, Löffler 及 Sievert 等人以實驗的方法針對脈衝式袋式集塵器的清洗效果研究作了一系列的研究[6, 7, 8]，其中包含量測脈衝空氣強度對清洗效果的影響，脈衝式袋式集塵器清洗系統的參數對其清洗效果的影響等，其研究報告指出：清洗空氣的壓力、膜片閥之機構、脈衝的時間、噴氣管的直徑及噴嘴的直徑等，皆對清洗效果有顯著的影響。

Humphries 及 Madden 等人以實驗的方法研究了脈衝空氣的壓力與塵餅清除效果間的關係[9]，報告中指出：由噴嘴所噴出的脈衝空氣所造成濾袋內部的最高壓力(peak pressure)不僅與空氣儲槽的起始壓力有關，並與噴氣管與噴嘴的構造有關。

Morris 曾以實驗的方法，針對脈衝清洗系統中有關於脈衝噴嘴之大小與能量需求間的關係做一研究[10]，研究報告指出：清洗過程中能量的需求與脈衝噴嘴之大小無關，較大的噴嘴需要較多的低壓清洗空氣，較小的噴嘴則需要較少的高壓清洗空氣。

Bouillize 的研究報告[11]指出：在清洗過程中最重要的影響因素為注入濾袋內側的逆氣流量(reverse gas flow)及其持續的時間，此一逆氣流必須能有效的使濾袋向外變形，並維持一定的時間，以利濾袋表面的塵餅分離。

Ravin 及 Humphries 亦以實驗的方法對脈衝式袋式集塵器的清洗效率做一研究[12]，其報告指出：清洗效率主要取決於清洗過程中濾袋向外變形加速度的大小、空氣儲槽內的空氣壓力大小及噴嘴的大小。

Peukert 對高溫陶瓷濾材的清洗效率以實驗的方法做一研究[13]，其報告指出：在空氣儲槽容量固定的情況下，若增加噴氣管上噴嘴的數目，將會降低濾材內部逆洗的最高壓力及減少逆氣流的持續時間，而此一逆氣流持續時間的減少，對清洗效率有顯著的影響。其結論為：一個設計良好的清洗系統必須能產生足量的高壓清洗空氣及能維持足夠長的逆氣流時間，以分離濾袋上的塵粒及以利已分離的塵粒有足夠的時間落於下方的儲灰斗中。

從上述的文獻中可知，由噴氣管所噴出的脈衝空氣在脈衝式清洗過程中扮演一十分重要的角色，脈衝空氣的性質直接影響到清洗系統的清洗效率。然而，由噴氣管所噴出的脈衝空氣其溫度、壓力及質量流量等性質與清洗系統的設計參數

及操作參數有密切的關係。其中與設計有關的參數包括：空氣儲槽的體積、膜片閥的流量特性、噴氣管的尺寸及每一噴氣管上噴嘴的數目及大小等；而與操作有關的參數包括：儲槽內空氣的起始壓力及溫度、清洗脈衝的時間等。其中任一參數的改變均會導致由噴嘴所噴出的脈衝空氣其性質的改變，因此要對脈衝式清洗系統有一深入的了解，所要探討的參數不僅繁多且複雜，以至於無論要以實驗或理論的方法研究各參數對脈衝空氣性質的影響程度，都將十分的困難；因此，對清洗系統的理论分析相當的少見，相關的數學模式亦甚少被提出。

### 1.3 研究目的

本研究的主要目的係針對脈衝式清洗系統作一分析，並提出相關的數學模式能預估在不同的設計及操作條件下，由噴嘴所噴出的脈衝空氣其溫度、壓力及質量流量等性質，藉由本研究所提出的數學模式，能提供使用者及設計者一有效的工具來操作或設計脈衝式清洗系統。

為對整個脈衝空氣噴出的過程有一深入的了解，在本研究中，首先對高壓空氣由空氣儲槽流出後，在經過膜片閥時，流量與壓力損失間的關係作一探討；再進一步分析當高壓空氣注入噴氣管後，由噴氣管上的噴嘴噴出的過程；最後則針對由噴嘴所噴出的脈衝空氣其性質與噴嘴在噴氣管上的位置間的關係作一研究。因此，本研究的範疇大致可細分為下列三個部分：

#### (1) 膜片閥流量特性之研究

膜片閥的構造複雜，當高壓空氣流經膜片閥時，因摩擦等因素，造成高壓空氣壓力的損失，此一壓力損失的大小與流經膜片閥的流量有關，然而此一關係很難由理論直接計算出來，必須藉由實驗以量測的方法來得到。

在尋求量測膜片閥流量特性的過程中發現，要以傳統的測試方法進行膜片閥流量特性的測試時，因其要求量測進行時，工作流體必須在一穩態(steady state)的情況下；然而，若工作流體為一可壓縮流體，而所要測試的閥又是具有大流量特性的閥件時，若無夠大的空氣儲槽或空氣壓縮機，要使工作流體保持在一穩定的狀態下是十分的困難的，以至於一般研究室的設備無法滿足此一要求。為使研究得以順利的進行，本研究利用研究室現有的設備，發展出一個簡易的方法，應用此一方法，亦可得出高壓空氣流經膜片閥時的流量特性，進而找出適合膜片閥的流量方程式(flow equation)及流量方程式中的實驗常數(empirical constant)。此一簡易的方法有別於一般傳統的方法，其係在暫態的情況下，藉由壓力的量測及理論的推導，不需要任何的流量計即可得到流經測試閥的質量流量。對一般閥件的使用者及製造商而言，在傳統穩態測試方法之外，提供了另一方便有效的選擇。

## (2) 脈衝式清洗系統的數學模擬

此一研究應用了上述膜片閥流量特性研究的成果，以理論的分析配合實驗的量測，進一步的研究了高壓空氣在注入噴氣管後，由噴氣管上的噴嘴噴出的過程，所提出的“二儲槽”(two-reservoir)數學模式可模擬在清洗過程中，空氣儲槽



及噴氣管內空氣性質的變化。藉由此一研究結果，可深入了解各種設計參數及操作參數對所噴出脈衝空氣的影響。

### (3) 脈衝空氣性質之研究

此一研究應用了上述兩個研究的成果，提出了一個數學模式，用以模擬高壓空氣流經噴氣管及由噴氣管上的噴嘴噴出的過程；此一模式可預估所噴出脈衝空氣的壓力、溫度及質量流量等性質；研究的過程中發現，由噴嘴所噴出的脈衝空氣其中心線並不垂直於噴氣管的軸向方向，而與噴嘴的法線間存在一傾斜角；此一傾斜角的大小與噴嘴在噴氣管上的位置有直接的關係。藉由所提出的數學模式，可有效的計算出由噴氣管上每一噴嘴所噴出脈衝空氣的傾斜角。

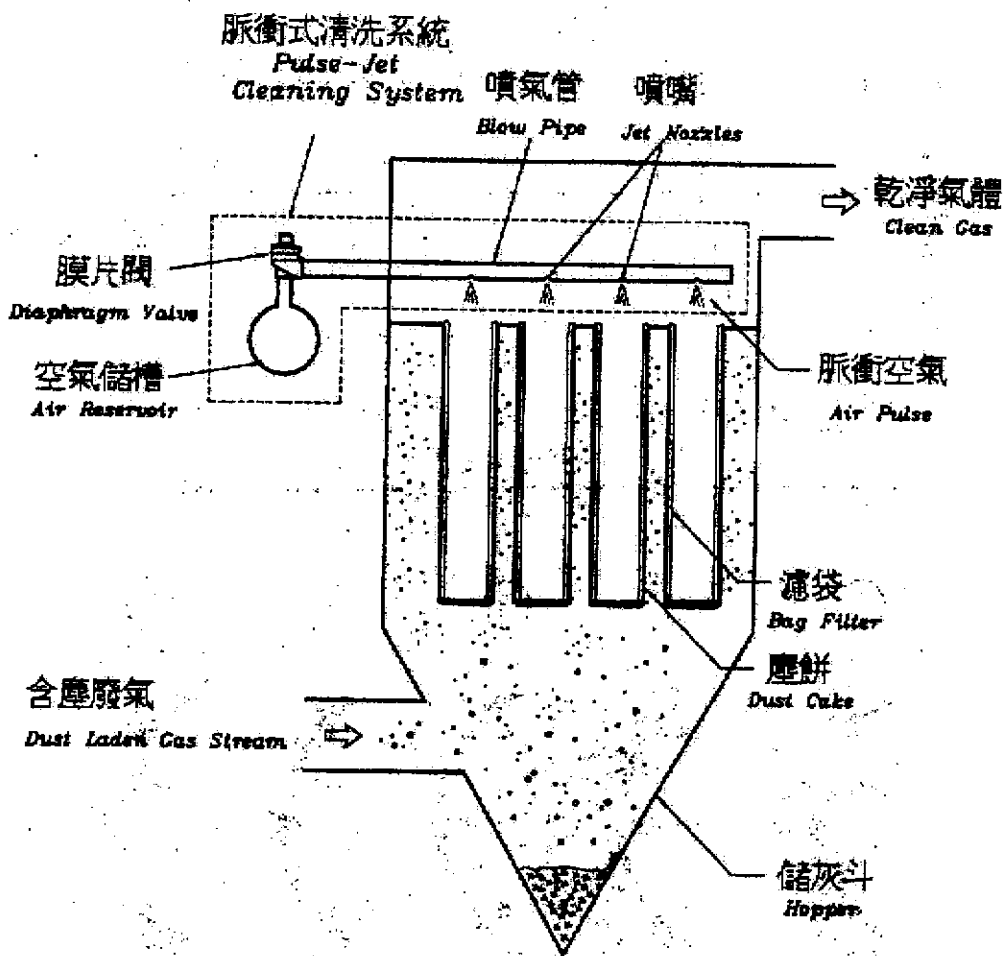


圖 1-1 脈衝式袋式集塵器示意圖

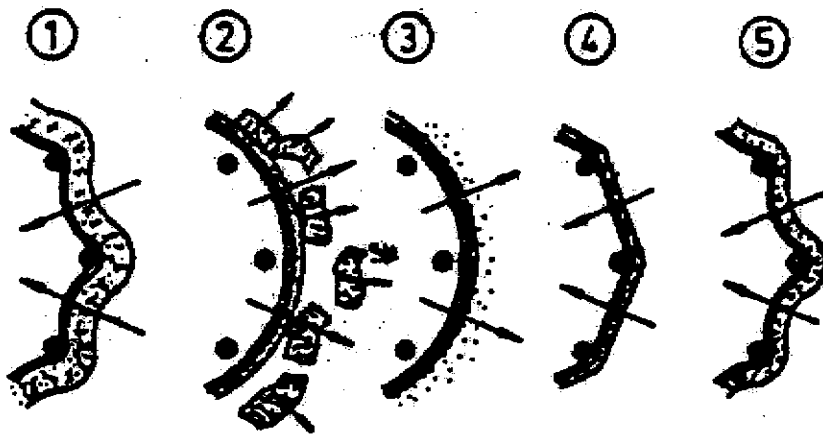
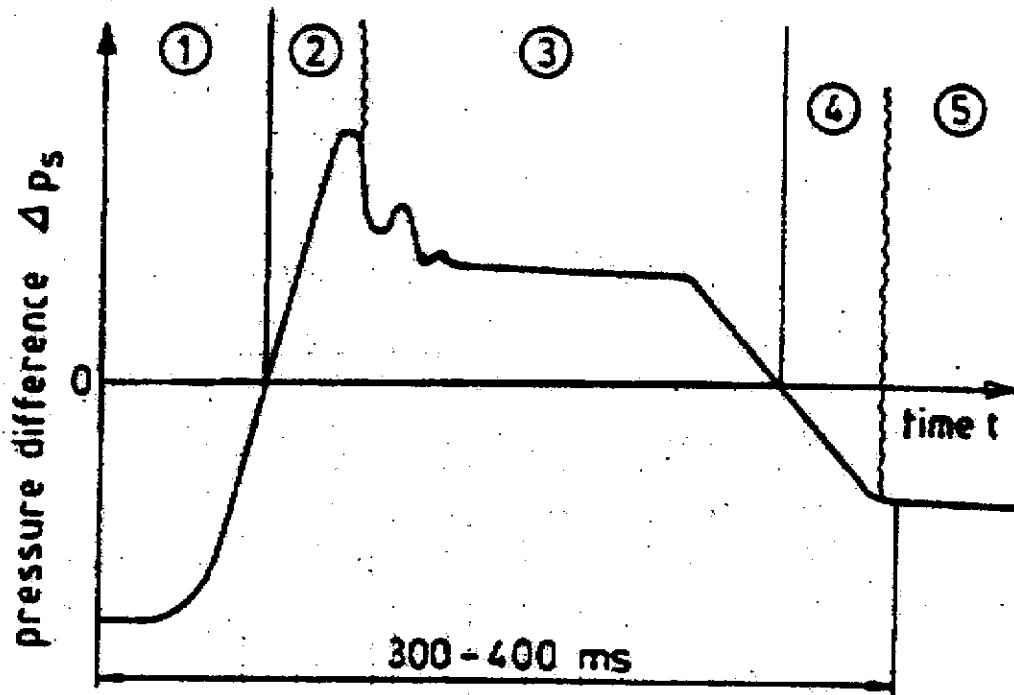


圖 1-2 清洗過程中，濾袋內外側壓力差及濾袋變形示意圖[1]

## 二、膜片閥流量特性之研究

### 2.1 前言

膜片閥在脈衝式清洗系統中扮演一十分重要的角色，藉由膜片閥的開啟，儲存於空氣儲槽內的高壓空氣得以流入噴氣管內，再由噴氣管上的噴嘴噴出脈衝空氣以進行濾袋的清洗。因此，若欲對脈衝式清洗系統有一深入的了解，必先對高壓空氣流經膜片閥時，其空氣性質的變化有所了解。

當流體流經一閥時，因摩擦等因素，會造成流體壓力的損失，而此壓力損失的大小與閥的構造、閥的開度與流體的流量有關。對某一特定的閥，在某一特定的開度下，流經閥的流體其流量與壓損間有一特定的關係，亦即此閥在此一開度下的流量特性(flow characteristics)。在工程應用時，閥的流量特性十分的重要及實用，設計工程師得據以計算出在某一特定流量下，流體流經閥時的壓損；或據以計算出在某一特定上下游壓差下，流經閥體的流體流量。

一般而言，由於閥的構造複雜，很難以理論直接計算出流體流經閥時壓力的變化，故閥的流量特性通常必須經由實際測試來得出。在進行閥流量特性的測試時，為求測試數據的準確性與可靠性，必須以一標準的測試設備並在一標準的測試程序下進行，而所得到的閥流量特性再以一流量方程式(flow equation)來表示。常用的流量方程式其形式不下十數種，例如由 ANSI/ISA 所建議用於可壓縮流體的流量方程式[14]，即為一十分常用的流量方程式。在流量方程式中，通常包含了一個或數個常數，例如閥流量係數  $C_v$  (valve flow coefficient)，而

這些常數會因閥的構造不同或操作在不同的開度下，而有所不同。

在研究脈衝式清洗系統的過程中，因膜片閥的供應商不能提供膜片閥的流量方程式及相關的流量特性常數，為使整個研究得以順利的進行，本研究首先針對所使用的膜片閥作一測試，期能得出膜片閥的流量特性。然而在研究的過程中發現，若按照一般的標準測試方法來測試本研究中所使用的膜片閥，有其困難，因此本文在此提出另一方法，有別於一般傳統的方法，可在暫態的情況下進行閥流量特性的測試。為能說明本文提出的方法與傳統的方法其間的差異，首先以 ANSI/ISA 所建議的標準測試方法[15]為例，作一簡單的敘述，而後再針對本文所提出的方法作一詳述。

圖 2-1 為 ANSI/ISA 標準測試設備的示意圖，在圖的左側為一工作流體的產生源，此一產生源須於量測進行間，提供足量而穩定的工作流體，當工作流體為空氣時，其可為一穩定的空氣壓縮機或一足夠大的空氣儲槽；在工作流體產生源的後端有一管路系統，此一管路包含了流量調節閥、測試區間及一些量測設備；流量調節閥用於調整測試區間進出口流體的性質，測試區間安裝了被測試的閥，而量測設備主要包含了兩個壓力計、一個流量計及一個溫度計，用以量測所需要的數據。在量測工作進行時，工作流體由產生源流入其後端的管路系統，在一穩定的情況下，利用位於測試閥上游的溫度計及流量計可量測流經測試閥工作流體的流量及溫度，再加上測試閥上下游的壓力計所量測到的在測試閥上下游工作流的體壓力，因而可得到此閥在此一上下游壓力差下的質量流量。藉由改變流量調節閥的開度，可得到不同操作條件下的流量，進而可得到此一測試閥的流量特性。

以 ANSI/ISA 主張的標準測試方法而言，測試時所需要量測的數據包括壓力、溫度及流量等；而為要準確的量測這些數據，尤其是在量測工作流體的溫度及流量時，工作流體的性質若無法維持在一穩定的情況下，則將導致量測數據的誤差，所以，保持工作流體的穩定是 ANSI/ISA 標準測試方法的必要條件。

若要按照 ANSI/ISA 的測試方法來測試本研究中所採用的膜片閥，因所採用的膜片閥其公稱直徑(nominal diameter)雖僅為 1.5 英吋，但因其具有高的流量特性，在測試時要維持工作流體流量及性質的穩定，若無一大型穩定的空氣壓縮機或一巨大的空氣儲槽是不可能達到的。一般而言，若非專業的測試機構，很少會擁有這些設備，也因此若非專業的測試機構，一般的機構是無法直接按 ANSI/ISA 的標準測試方法，以可壓縮流體來測試此一膜片閥。另外，由於脈衝式清洗的過程是一暫態的過程，並且因膜片閥的開度會受到其上下游壓力的影響，並不固定，以致於膜片閥的流量特性不同於一般固定開度的閥件，其流量特性並不能用一般常用的流量方程式來表示。因此，ANSI/ISA 所主張的流量方程式亦不適用於描述膜片閥的流量特性。

為使本研究得以順利的進行，必先解決上述困難，得出暫態膜片閥的流量特性。然而又礙於實驗設備的限制，無法依 ANSI/ISA 的標準測試方法對膜片閥進行測試；因此本研究在此利用現有的設備，提出不同於 ANSI/ISA 標準測試方法的方法，此一方法藉由理論的分析及實驗的量測，可在一暫態的情況下進行閥流量特性的測試。

圖 2-2 為本方法測試設備的示意圖，其中包含了空氣儲槽、測試閥、快速開

啟閥及流量調節閥等主要構件，並由連接管串聯這些主要構件。空氣儲槽用於儲存測試時所需的高壓空氣；在空氣儲槽上有一壓力計及溫度計，用以量測儲槽內空氣壓力及溫度的變化；在空氣儲槽的下游為測試區間，除安裝了被測試的閥件外，在測試閥兩端的連接管上，各有一壓力計用以量測測試閥上下游空氣的壓力；在測試閥的下游為一流量調節閥，用以調整流經測試閥的流量；最後，位於管路末端的是快速開啟閥，用於啟動及停止工作流體的流動。在快速開啟閥開啟的過程中，其開度的變化會影響到流經測試閥的流量，故所選用的快速開啟閥其由開啟到全開的時間越短越好，以縮短工作流體的流量受快速開啟閥開度影響的時間。

當與 ANSI/ISA 的標準測試設備做一比較時，本研究所發展出來的暫態方法，其使用的量測設備並不包含一流量計，流經測試閥的流量及溫度等空氣性質，係藉由量測儲槽內空氣壓力的變化，經由理論的分析所計算出來的，再配合所量測到的測試閥上下游的壓力，進而可得出測試閥的流量特性。換言之，此一方法是由理論及實驗共同配合來達成的。有別於一般傳統的方法，應用本文所提出的方法，只要所使用的壓力計其應答速度夠快，並不需要任何的流量計及溫度計來量測測試閥上下游的空氣性質，即可在一暫態可壓縮流的情況下進行閥流量特性的測試，無論何種類型的閥，都能藉由此一方法合理及方便的決定其流量特性及流量方程式中相關的流量特性常數。

在本研究中，除針對兩種型式的膜片閥作一測試外，亦測試了一公稱直徑 1.5 英吋的標準球閥。測試此一球閥的目的在於，此一球閥的用途廣泛，一般閥的工

具書及 ANSI/ISA 的測試標準中都可找到其流量特性，因此可與本方法所得到的結果作一比較。測試的結果顯示，膜片閥及球閥的流量特性大不相同，一般用於表示閥流量特性的  $C_v$  流量方程式可適用於球閥但並不適用於膜片閥。因此，為能描述膜片閥的流量特性，本文另外提出一實驗方程式，此一方程式為一無因次質量流量  $G_f$  為壓力差比  $x_f$  的函數，可較  $C_v$  流量方程式更為精確的描述空氣流經膜片閥的流量特性。

為了評估本文所提出方法的準確性，除量測各閥流量特性的實驗外，亦進行了多次的評估實驗。在評估實驗中，準確的量測出在快速開啟閥開啟前儲槽內空氣的起始質量，及在快速開啟閥關閉後儲槽內空氣的最終質量，此二質量的差異即為在快速開啟閥開啟期間由儲槽所流出空氣的質量，將此一流出質量與理論計算的結果作一比較顯示，流出質量的量測值與理論值十分的吻合，在所有的數據中，二者的差異皆小於 6%，由此可驗證由理論計算所得到的流出儲槽空氣的質量其結果為準確的，進而可認定由理論計算所得到質量流量亦為準確的，因此也間接的驗證了本方法的準確性。

## 2.2 數學模式

圖 2-3 為高壓空氣由儲槽流出，經由連接管及測試閥釋放至大氣環境過程的物理模式。其中儲槽的體積為  $V$ ；儲槽內空氣的壓力、溫度及質量分別以  $P_{r,t}$ 、 $T_{r,t}$  及  $m_{r,t}$  來表示；流出儲槽空氣的質量流量以  $m_f$  來表示；而位於測試閥上下游的空氣其壓力、溫度及馬赫數(Mach number)則分別以  $P_{u,t}$ 、 $T_{u,t}$ 、 $M_{u,t}$  及  $P_{d,t}$ 、 $T_{d,t}$ 、 $M_{d,t}$



來表示。

在本研究中所使用的工作流體為空氣，在此假設其為理想氣體；再者，測試所需的時間極為短暫，約為 500 msec，為使分析得以順利的進行，此一極短暫的過程將視為一絕熱過程；另外，由於連接管的體積遠小於空氣儲槽的體積，為簡化計算的過程，在此假設位於空氣儲槽出口與測試閥下游壓力量測點間的空氣停滯溫度及質量流量為相同的，亦即此一高壓空氣由儲槽釋放至大氣環境中的過程可近似為一準穩態(quasi-steady)過程；而在不考慮壓力波的情況下，空氣儲槽的壓力將視為停滯壓力(stagnation pressure)。

在一絕熱情況下，若要計算流出一儲槽空氣的質量流量 $\dot{m}_t$ ，亦即儲槽內空氣質量 $m_{r,t}$ 的變化率，必先得知儲槽內空氣壓力 $P_{r,t}$ 或溫度 $T_{r,t}$ 的變化；由於測試的過程為一暫態的過程，要準確的量測出這些數據，所用的感測器其應答(response)必須十分的快速，否則所量測到的數據將會落後於實際的物理現象，導致誤差的產生。在本研究中，雖然所使用的熱電偶其直徑僅為 0.003 英吋，但所使用的壓力傳送器其應答速度仍遠較所使用的熱電偶為快。因此本研究中所量測到的壓力能較所量測到的溫度更接近真實的現象。因此，在計算流出儲槽空氣的質量流量時，以所量測到的壓力 $P_{r,t}$ 代入統御方程式所得到的結果將遠較於以所量測到的溫度 $T_{r,t}$ 代入統御方程式所得到的結果要來得正確；為此，模擬過程中，在推導流出儲槽空氣的質量流量的方程式時，將以壓力 $P_{r,t}$ 代入質量流量的方程式而捨棄代入溫度 $T_{r,t}$ ，而統御方程式中若需用到儲槽內空氣的性質時，在此均將其轉換成槽內空氣的壓力 $P_{r,t}$ 來表示。

基於上述的假設，空氣由儲槽流出的過程可以表示如下：

首先將理想氣體方程式對時間  $t$  微分可得出：

$$V \frac{dP_{r,t}}{dt} = m_{r,t} R \frac{dT_{r,t}}{dt} + RT_{r,t} \frac{dm_{r,t}}{dt} \quad (2-1)$$

其中  $\frac{dm_{r,t}}{dt}$  代表在時間  $t$  時儲槽內空氣質量的變化率，其值與流出儲槽空氣的質量流量大小相等但符號相反。

由於清洗的過程被視為一絕熱過程，儲槽內空氣內能的變化等於流出儲槽空氣所具有的焓，因此：

$$\frac{d}{dt}(m_{r,t} e_{r,t}) = \frac{dm_{r,t}}{dt} h_{r,t} \quad (2-2)$$

其中  $de_{r,t} = c_v dT_{r,t}$ ， $h_{r,t} = c_p T_{r,t}$  及  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ 。由式(2-2)，在時間  $t$  時儲槽內

空氣質量的變化率  $\frac{dm_{r,t}}{dt}$  可表示成：

$$\frac{dm_{r,t}}{dt} = \frac{1}{\gamma - 1} \frac{m_{r,t}}{T_{r,t}} \frac{dT_{r,t}}{dt} \quad (2-3)$$

將式(2-3)積分，可得儲槽內空氣在時間  $t$  時的質量  $m_{r,t}$ ，以同一時間的儲

槽空氣溫度  $T_{r,t}$  及其起始溫度  $T_{r,t=i}$  表示之：

$$m_{r,t} = m_{r,t=i} \left( \frac{T_{r,t}}{T_{r,t=i}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2-4)$$

將式(2-3)代入式(2-1)，在時間  $t$  時儲槽內空氣壓力的變化率  $\frac{dP_{r,t}}{dt}$  可表示成：

$$\frac{dP_{r,t}}{dt} = \frac{\gamma P_{r,t}}{m_{r,t}} \frac{dm_{r,t}}{dt} \quad (2-5)$$

同理，將式(2-5)積分，儲槽內空氣的質量  $m_{r,t}$  可以同一時間儲槽內空氣的壓力  $P_{r,t}$  及儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r,t=i}$  表示之：

$$m_{r,t} = m_{r,t=i} \left( \frac{P_{r,t}}{P_{r,t=i}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (2-6)$$

將式(2-6)代入式(2-4)，在時間  $t$  時儲槽內空氣的溫度  $T_{r,t}$  可表示成：

$$T_{r,t} = T_{r,t=i} \left( \frac{P_{r,t}}{P_{r,t=i}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2-7)$$

最後，將式(2-6)及式(2-7)代入式(2-5)，可得到流出儲槽空氣的質量流量

$\dot{m}_t$ ：

$$\dot{m}_t = -\frac{dm_{r,t}}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{V}{RT_{r,t=i}} \left( \frac{P_{r,t}}{P_{r,t=i}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \frac{dP_{r,t}}{dt} \quad (2-8)$$

因此，若儲槽內空氣的起始溫度  $T_{r,t=i}$  及起始壓力  $P_{r,t=i}$  已知，則流出儲槽空氣的質量流量  $\dot{m}_t$  可由式(2-8)代入由實驗量測到之儲槽內空氣的壓力  $P_{r,t}$  及其變化率  $\frac{dP_{r,t}}{dt}$  來得到。

另外，根據 Saad [16] 指出，當一可壓縮流體流經一等截面積的管路時，其質量流量可以以其所在位置流體的靜壓 (static pressure)、停滯溫度 (stagnation temperature)、馬赫數及管的截面積來表示之。因此，當空氣流經測試閥上游時，其質量流量  $\dot{m}_t$  可以以其所在位置空氣的靜壓  $P_{u,t}$ 、停滯溫度  $T_{r,t}$ 、馬赫數  $M_{u,t}$  及連接管的截面積  $A$  而表示成：

$$\dot{m}_t = \frac{P_{u,t}}{\sqrt{T_{r,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A M_{u,t} \sqrt{\left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2 \right)} \quad (2-9)$$

在式(2-9)中的靜壓  $P_{u,t}$  可由實驗量測得到，停滯溫度  $T_{r,t}$  可由式(2-7)得到，將靜壓  $P_{u,t}$  及停滯溫度  $T_{r,t}$  代入式(2-9)，便可得到馬赫數  $M_{u,t}$ 。於是在閥上游空氣的溫度  $T_{u,t}$  便可由下式得出：

$$T_{u,t} = \frac{T_{r,t}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2} \quad (2-10)$$

同理，在閥下游空氣的馬赫數  $M_{d,t}$  及其溫度  $T_{d,t}$  亦可利用相同的方法得出。

在實際工業應用時，流體流經一閥時其流量與壓力間的關係一般都將其以流量方程式來表示，其中常被工業界所使用的流量方程式是由 ANSI/ISA 所提出的  $C_v$  流量方程式[14]：

$$q = 4.17YC_v P_{u,t} \sqrt{\frac{x_t}{T_{u,t}}} \quad (2-11)$$

其中  $q$  是在壓力 101.3 kPa 及溫度 15.6 C. 時的容積流量，而  $x_t$  為閥上下游壓差與上游絕對壓力的比例，其定義可表示成：

$$x_t = \frac{P_{u,t} - P_{d,t}}{P_{u,t}} \quad (2-12)$$

根據 Driskell [17] 的研究指出，方程式(2-11)中之膨脹因子(expansion factor)  $Y$  可表示成  $x_t$  的線性方程式：

$$Y = 1 - \frac{x_t}{3Fx_T} \quad (2-13)$$

其中  $x_T$  稱之為壓差因子 (pressure drop ratio factor)，為  $x_t$  的極限值，亦即當  $x_t \geq x_T$  時，容積流量  $q$  並不會因壓差比  $x_t$  的增加而增加。另外，當工作流體為空氣時， $F$  等於 1。

由式(2-13)可知，當壓差比  $x_t$  趨近 0 時，膨脹因子  $Y$  趨近於 1。因此，若得知流體在閥上游的性質 ( $P_{u,t}$  及  $T_{u,t}$ )，下游的壓力  $P_{d,t}$  及當時的容積流量  $q$ ，閥的流量係數  $C_v$  便可由式(2-11)、(2-12)及(2-13) 求出。

在本文中，流體流經閥的流量特性除以傳統的  $C_v$  流量方程式(式(2-11))來表示外，亦將其以一無因次的質量流量 (dimensionless mass flow rate)  $G_t$  與壓差比  $x_t$  的關係式來表示；其中無因次的質量流量  $G_t$  的定義如下：

$$G_t = \frac{\dot{m}_t \sqrt{RT_{u,t}}}{AP_{u,t}} \quad (2-14)$$

利用上述方程式，配合量測到的各點壓力變化，可計算出測試閥的流量特性；

計算的程序簡述如下：

- (1) 應用理想氣體方程式計算在空氣儲槽內空氣的起始質量  $m_{r,t=i}$ ；
- (2) 由量測到的儲槽內空氣壓力隨時間的變化值  $P_{r,t}$  計算其壓力變化率  $dP_{r,t}/dt$ ；
- (3) 利用式(2-7)計算空氣儲槽內空氣的溫度  $T_{r,t}$ ；

- (4) 利用式(2-8)計算流出空氣儲槽空氣的質量流量  $\dot{m}_t$  ；
- (5) 利用式(2-9)計算空氣在測試閥上游及下游的馬赫數  $M_{u,t}$  及  $M_{d,t}$  ；
- (6) 利用式(2-10)計算空氣在測試閥上游及下游的溫度  $T_{u,t}$  及  $T_{d,t}$  ；
- (7) 分別利用式 (2-12), (2-11) 及 (2-14) 計算  $x_t$ 、 $YC_v$  及  $G_t$  的值；
- (8) 最後畫出  $YC_v$  與  $G_t$  對  $x_t$  的關係圖。

### 2.3 實驗設備及實驗程序

當流體流經一閥件時，流體的流量與流體位於閥上下游的性質有關。由於閥的構造複雜，無法以理論直接計算出此一關係，必須以實驗的方法，在不同的操作條件下，經由測試得出流經測試閥流體的流量與流體在閥上下游性質間的關係，方能得出此閥的流量特性。

一般傳統的測試方法，在進行閥流量特性的測試時，為量測工作流體的溫度及流量等性質，工作流體流經測試閥的狀態，必須為穩定的；有別於一般傳統的方法，本文所提出的方法，可在暫態的情況下進行閥流量特性的測試。為說明如何應用此一方法，在此以一個球閥及兩個膜片閥為例進行測試，配合前述的理論分析，得出閥的流量特性。

在本研究中所使用的工作流體為空氣，實驗設備的示意圖如圖 2-4(a)所示，其中包含了一空氣儲槽，體積為  $0.1065 \text{ m}^3$ 。在空氣儲槽上有一壓力計及溫度計，因測試的過程為一暫態的過程，為求量測的準確性，所採用的壓力計其應答必須要十分的快速，使得所量測到的壓力變化能顯示真實的現象。在此所使

用的壓力計為一壓力傳送器，由 TRANSBAR<sup>®</sup>陶瓷感應元件製成，量測的範圍為 0 到 10 bar，誤差為± 0.2% F.S.，而應答時間(response time)小於 3 msec。所使用的溫度計為一 J Type 的熱電偶，直徑為 0.003 英吋；因其應答時間遠較壓力傳送器為長，在暫態的情況下，所量測到的溫度並不能真實的反應實際的情況，所以只有在穩態狀況下由此一熱電偶所量測到的溫度可視為準確的，而在暫態時所量測到的溫度於計算時並不採用。

在空氣儲槽的出口有連接管。連接空氣儲槽、測試閥、流量調節閥及快速開啟閥。連接管的內徑為 43.0 mm；測試閥為一公稱直徑為 1.5 英吋的球閥。在連接管上，各有一壓力計。位於測試閥的兩端，用以量測測試閥上下游空氣的壓力，為求量測的準確性，所採用的壓力計與位於儲槽上的壓力傳送器相同。而所有壓力傳送器及熱電偶的訊號都連接至一數據擷取器，此一數據擷取器的擷取速度亦必須夠快，以使所擷取到的數據能反應實際的物理現象，在本研究中，數據擷取器的擷取頻率設定為 500 Hz。

在測試閥的下游為一流量調節閥，利用改變此一調節閥的開度，得以改變空氣流經測試閥的質量流量，在此所採用的流量調節閥與測試閥相同，為一公稱直徑 1.5 英吋的球閥。

最後，位於管路末端的快速開啟閥，其目的在於控制空氣由空氣儲槽流出的時間。因其開啟或關閉過程中，其開度會影響空氣流經測試閥的流量，此時空氣的流動處於一加速或減速的狀態，並不穩定，因此此一快速開啟閥須能快速的開啟或關閉，以縮短此一不穩定的過程。在此所用的快速開啟閥，其型式與脈衝



式清洗系統所用的膜片閥相同，其開啟的應答時間小於 30 msec。而膜片閥的開啟及關閉是由一可程式邏輯控制器(11)來控制的，此一可程式邏輯控制器可產生一預先設定脈寬的電壓脈衝，激發附於膜片閥上的電磁閥，間接的使膜片閥開啟或關閉，因而空氣得以在膜片閥開啟的時間內，流經測試閥釋放至大氣環境之中。在可程式邏輯控制器產生開啟膜片閥電壓脈衝的同時，亦會產生另一電壓訊號，此一電壓訊號可激發(trigger)數據擷取器，而使其開始擷取訊號。

在本研究中，實驗量測的主要目的是在提供計算過程中所需要的必要數據，其中包含儲槽內空氣的起始壓力及起始溫度，及在快速開啟閥開啟後儲槽內及測試閥上下游空氣的壓力變化；另外當快速開啟閥關閉後，量測儲槽內剩餘空氣的壓力及溫度可計算出剩餘空氣的質量，再將儲槽內空氣的起始質量減去此一剩餘質量，即為實驗過程中由儲槽所釋放出的空氣質量，比較此一釋放出的空氣質量的實驗值與理論值間的差異，可用來檢驗此一方法的準確度。

實驗的程序簡述如下：

- (1) 設定流量調節閥的開度；
- (2) 在一穩定的狀態下，量測及記錄儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r, t=i}$  及起始溫度  $T_{r, t=i}$ ；
- (3) 執行可程式邏輯控制器的程式，於一預設的時程  $\Delta t$  內使膜片閥(快速開啟閥)開啟；
- (4) 量測及記錄位於儲槽內空氣( $P_{r, t}$ )及測試閥上下游( $P_{u, t}$  及  $P_{d, t}$ )的壓力隨時間變化值；

- (5) 在膜片閥關閉後，待儲槽內空氣的壓力及溫度穩定後，量測及記錄儲槽內空氣的最後壓力  $P_{r, t=f}$  及最後溫度  $T_{r, t=f}$ ；及
- (6) 改變調節閥的開度及重復上述程序，直到得到足夠的數據。

圖 2-4(b)為測試膜片閥的實驗設備，與前述用以測試球閥的實驗設備類似，在圖 2-4(a)中的測試閥(球閥)以膜片閥取代，在此一情況下，膜片閥同時扮演測試閥及快速開啟閥的角色，而量測的程序與上述測試球閥的相同。

在量測進行前，所有的壓力傳送器都曾與一 WIKA 製造的標準壓力錶校驗過，此一標準壓力錶量測的範圍介於 0 至 10 kg/cm<sup>2</sup>，最小刻度為 0.05 kg/cm<sup>2</sup>，其誤差為± 0.5% F.S.D.。校驗的結果指出，所有壓力傳送器與標準壓力錶二者間的差異都小於± 0.5%。

## 2.4 結果與討論

隨著高壓空氣由空氣儲槽流出，儲槽內空氣的壓力及溫度會逐漸的降低，經由前述的數學模式，代入所量測到的儲槽內空氣壓力的變化，可計算出由儲槽流出空氣的質量流量及溫度等性質，再經由量測可得出測試閥上下游的壓力變化，進而可得出此一測試閥的流量特性。

為闡明如何應用本文所提的方法，本章節首先針對測試一球閥所量測到的數據做一說明，得出此一球閥的流量特性，再利用相同的方式得出兩個膜片閥的流量特性，最後針對評估此一方法準確度的實驗，做一討論。

#### 2.4.1 球閥的流量特性

圖 2-5 為測試一球閥過程中的各點壓力變化，測試設備如圖 2-4(a)所示。所量測到的各點壓力變化以符號表示之；其中  $P_{r,t}$  為儲槽內空氣的壓力變化， $P_{u,t}$  及  $P_{d,t}$  分別為測試閥上游及下游空氣的壓力變化。此一實驗，用於開啟膜片閥(快速開啟閥)的電壓脈衝的脈寬為 500 msec，電壓脈衝的訊號亦示於圖 2-5 中；儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r,t=i}$  及起始溫度  $T_{r,t=i}$  分別為 620 kPa 及 301 K。由圖 2-5 所示，明顯的可看出各點壓力開始變化的時間較電壓脈衝訊號開始的時間為慢，二者相差約 30 msec；因所使用的壓力傳送器其應答時間小於 3 msec，儲槽壓力開始變化的時間可視為快速開啟閥開啟的時間，因此可推論此一時間延遲大約與快速開啟閥的應答時間相同。

在快速開啟閥開啟後，因為高壓空氣流出空氣儲槽，因此儲槽內空氣的壓力  $P_{r,t}$  隨開啟時間的增加而降低。由式(2-8)可知，若要計算出由空氣儲槽流出的空氣其質量流量  $m_t$ ，須先計算出儲槽內空氣壓力的變化率  $dP_{r,t}/dt$ ；然而由於實驗所用的數據擷取器所擷取到的壓力數據為不連續的，再者因為電磁干擾等因素的影響，所擷取到的壓力數據  $P_{r,t}$  常會有一些雜訊夾雜於其中，因此若以所擷取到的壓力數據，直接來計算其對時間的斜率  $\Delta P_{r,t}/\Delta t$ ，所得到的數據亦會是不連續的，且會因為所取的時間間隔  $\Delta t$  的不同而造成不同的結果。為避免此一現象的產生，在此將  $P_{r,t}$  的數據平滑化，考慮將空氣儲槽後的管路視為一截面積為  $A$  的非理想噴嘴，而此一非理想噴嘴具有一噴嘴流量係數(nozzle discharge coefficient)  $C_d$ ，此一噴嘴流量係數可視為在相同儲槽空氣性質的條件下，由此

實際噴嘴流出空氣儲槽的質量流量與一具有相同截面積的理想噴嘴所流出的質量流量的比值。在這種情況下，參考在 Saad[16]書中的方程式，此一方程式描述當高壓氣體由一儲槽上的理想噴嘴流出時儲槽內空氣壓力的變化，並將其改寫成：

$$P_{r,t}^* = P_{r,t} \left[ 1 + \frac{(\gamma - 1)C_d A \sqrt{\gamma R T_{r,t} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}}}{2V} (t - t_i) \right]^{\frac{2\gamma}{1 - \gamma}} \quad (2-15)$$

其中  $t_i$  為空氣儲槽開始流出空氣的時間。

在進行計算  $dP_{r,t}/dt$  前，首先將所量測到的壓力數據  $P_{r,t}$  對式(2-15)的連續的方程式以最小二乘方法(least squares method)做一回歸分析，再以此一連續的方程式  $P_{r,t}^*$  來取代所擷取到的壓力數據  $P_{r,t}$ 。在此例中， $C_d$  及  $t_i$  二者分別等於 0.388 及 0.413，而所得到的實驗方程式  $P_{r,t}^*$  亦以實線繪於圖 2-5 中。所擷取到的壓力數據  $P_{r,t}$  與所得到的實驗方程式  $P_{r,t}^*$ ，其二者的差異小於 0.6%，另外因為所使用的壓力傳送器其相對準確度約在 0.5%，因此可推估在信心程度 (confidence level) 95% 的情況下， $P_{r,t}^*$  的不確定性 (uncertainty) 約在  $\pm 1.6\%$ 。因此，在式(2-7)及式(2-8)中的  $P_{r,t}$  及  $dP_{r,t}/dt$  將以  $P_{r,t}^*$  及  $dP_{r,t}^*/dt$  來取代，因而可得出由空氣儲槽流出的空氣其停滯溫度  $T_{r,t}$  及質量流量  $m_t$ 。

當  $T_{r,t}$  及  $m_t$  為已知時，配合所量測到的測試閥上下游空氣壓力的變化  $P_{u,t}$  及  $P_{d,t}$ ，藉由前述的數學模式便可得出差壓比  $x_t$ ， $YC_v$  及無因次質量流量  $G_t$  等有用的數據。圖 2-6 為  $x_t$ ， $YC_v$  及  $G_t$  等隨時間的變化，從  $t=400$  msec 到  $t=900$  msec 間(扣除由  $t=400$  到  $t=500$  msec，因膜片閥未完全開啟或因膜片閥剛開啟時流量不穩定的期間，此時流體由靜止逐漸增加至一似穩定狀態)， $x_t$ ， $YC_v$  及  $G_t$  的值幾乎沒有變化，而與其時間平均值的差異僅分別為 5%，4% 及 1%。這是因為流出的空氣已達阻塞(choke)的情況所致。在此一情況下，僅有一組  $x_t$  對  $YC_v$  及  $x_t$  對  $G_t$  的關係存在，因此可將  $t=500$  msec 到  $t=900$  msec 間  $x_t$ ， $YC_v$  及  $G_t$  的數據分別對時間做平均，得出  $x_t$ ， $YC_v$  及  $G_t$  在此一情況下的時間平均值，分別為 0.328，29.9 及 0.283，亦即此一球閥操作  $x_t=0.382$  的條件下，其  $YC_v$  的值等於 29.9 而無因次質量流量  $G_t$  等於 0.283。所得到的這些時間平均值可視為一組有效的數據，利用改變圖 2-4(a) 中的流量調節閥，可針對此一球閥在不同  $x_t$  操作條件下進行相同的測試，得到多組不同的數據，便可進而得到此一球閥的流量特性。

圖 2-7 為所測試的球閥其  $YC_v$  與  $x_t$  間的關係，其中由每一符號點均代表一組測試的數據，將所有的數據以最小二乘方法作回歸分析可得到一實驗方程式  $YC_v = -57.6x_t + 48.4$  以實線來表示之，所有的數據與所得到的實驗方程式間的差異皆小於 10%。由式(2-13)可知，當  $x_t=0$  時  $Y=1$ ；而由實驗方程式可得到  $C_v=48.4$ ，亦即此一球閥閥流量係數。

由於球閥的供應商不能提供所測試球閥的閥流量係數，故無法與本文所得到

的結果作一比較。然而 ANSI/ISA[14]提出一估算球閥的閥流量係數  $C_v$  的簡單算式， $C_v=25d^2$ ，其中  $d$  為單位為英吋的球閥公稱直徑，因所測試的球閥其公稱直徑為 1.5 英吋，故由此一算式所得出的球閥的閥流量係數為 56.3，比較由本文所提出的方法所測得的閥流量係數，其值約 14% 小於 ANSI/ISA 所建議的估算值。另外，由文獻[18]及[19]中亦可查出此一標準球閥的閥流量係數分別為 240 及 260，此二  $C_v$  值與所測得的  $C_v$  值 48.4 及 ANSI/ISA 的建議值 56.3 相差甚多，此一差異可能是因一般的工具書所列出的閥流量係數，測試時所用的工作流體為不可壓縮的，因此所得到的結果與用可壓縮流體所得到的結果有極大的差異。由此可知，當應用流量方程式計算流體流經一閥的流量或壓損時，應辨明流量方程式及其閥流量係數係應用在可壓縮流體或不可壓縮流體。

圖 2-8 為所測試的球閥其  $G_t$  與  $x_t$  間的關係，每一符號點均代表一組測試的數據，將所有的數據以最小二乘方法作回歸分析可得到實驗方程式  $G_t = 0.0625 \ln(x_t) + 0.361$  以實線來表示之。所有的數據與所得到的實驗方程式間的差異皆小於 3%。故有別於一般傳統的流量方程式，閥的流量特性在此亦可表示成：

$$G_t = C_1 \ln(x_t) + C_2 \quad (2-16)$$

#### 2.4.2 膜片閥的流量特性

到目前為止，未見有文獻探討用於脈衝式清洗系統的膜片閥其流量特性，

這對工業應用而言，極為不方便，在此利用本文所提出的方法針對兩個常用於脈衝式清洗系統的膜片閥作一測試，以找出這兩個閥的流量特性；為簡便起見，分別以“閥 A”及“閥 B”代表被測試的兩個閥，此二閥的公稱直徑皆為 1.5 英寸，其中 閥 A 為一雙膜片的膜片閥，而閥 B 為一單膜片的膜片閥。

測試膜片閥的步驟與測球閥的步驟相同，測試的設備如圖 2-4(b)所示。圖 2-9 為所測試的膜片閥其  $Y_{C_v}$  與  $x_f$  間的關係，由圖可看出，在  $x_f < 0.15$  的情況下，膜片閥的流量特性與圖 2-7 所示的球閥流量特性大不相同，膜片閥的流量特性並無法以一般傳統的  $C_v$  流量方程式來表示，這是由於膜片閥操作在較小  $x_f$  的情況下，膜片閥的開度會受  $x_f$  的影響而有所不同。當  $x_f$  趨近於 0 時，膜片閥因其上下游的壓差過小而無法開啟，因此造成流量亦為 0，此一特性與一般的閥大不相同。在此一情況下，所測試的兩個膜片閥其流量特性均無法以 ANSI/ISA 的  $C_v$  流量方程式來表示。

圖 2-10 為所測試的膜片閥其  $G_f$  與  $x_f$  間的關係，將所有的數據以最小二乘法作回歸分析，可得到所測試的膜片閥 A 及膜片閥 B 的流量方程式表示成式 (2-15) 的形式，分別為  $G_f = 0.1012 \ln(x_f) + 0.3933$  及  $G_f = 0.1185 \ln(x_f) + 0.4622$ ；在信心水準 95% 的情況下，閥 A 及閥 B 所得到的數據與其流量方程式的誤差分別約為  $\pm 0.0047$  及  $\pm 0.0064$ 。由此可知，式(2-16)相較於 ANSI/ISA 的  $C_v$  流量方程式較能準確的表示膜片閥的流量特性。

#### 2.4.3 準確性的評估

由於目前尚無法找到適用的流量計，能在一暫態的情況下，準確的直接量測流經閥的質量流量，因此無法以直接的方式證明此一方法的準確性。為此，本研究進行了多次的評估實驗，以一間接的方法來證明由式(2-8)所計算出來的質量流量是準確的。

評估實驗中量測了在不同的儲槽空氣起始壓力  $P_{r, t=i}$  (由 400 kPa 到 800 kPa) 及不同的電壓脈衝時間(由 100 msec 到 1200 msec)的情況下，由儲槽所流出的空氣質量  $m$ 。每次的實驗，在快速開啟閥開啟前，在一穩定的狀態下，經由量測及記錄儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r, t=i}$  及起始溫度  $T_{r, t=i}$ ，再應用理想氣體方程式，可計算出實驗進行前儲槽內空氣的起始質量  $m_{r, t=i}$ ；在快速開啟閥關閉後，儲存於儲槽內的空氣其質量不再減少，待儲槽內空氣的溫度穩定後，同樣經由量測及記錄儲槽內空氣的最終壓力  $P_{r, t=f}$  及最終溫度  $T_{r, t=f}$ ，及應用理想氣體方程式，可計算出實驗結束後儲槽內空氣的最終質量  $m_{r, t=f}$ ；起始質量  $m_{r, t=i}$  與最終質量  $m_{r, t=f}$  間的差異即為實驗進行中由儲槽所流出空氣的質量，以  $\Delta m_{i, f}$  表示之，此一流出質量因量測係在一穩定狀態下進行的，因此可視為準確的。

另一方面，由實驗進行中所量測到的儲槽內空氣的壓力變化  $P_{r, t=i}$ ，由式(2-6)亦可計算出任一時間下的儲槽內空氣的質量  $m_{r, t}$ ，而當快速開啟閥處於開啟的狀態下，流出儲槽的空氣會使儲槽內空氣的壓力持續的降低，而在快速開啟閥完全關閉後，空氣不再流出儲槽，儲槽內空氣的壓力因而不再降低，並由於熱由外界環境逐漸傳入儲槽內的空氣，使得儲槽內空氣的壓力逐漸升高，因此若將所量測到的儲槽內空氣的最低壓力代入式(2-6)，即可計算出實驗結束後儲槽內剩餘



空氣的質量，而再將起始質量  $m_{r,t=i}$  減去此一剩餘質量亦可得出另一在實驗進行中由儲槽流出的空氣質量，由式(2-6)所計算得到的流出質量以  $\Delta m_{cal}$  表示之。因此，若能證明由實驗所得到的流出質量  $\Delta m_{i,f}$  與理論計算所得到的流出質量  $\Delta m_{cal}$  相同，即可證明式(2-6)的準確性。

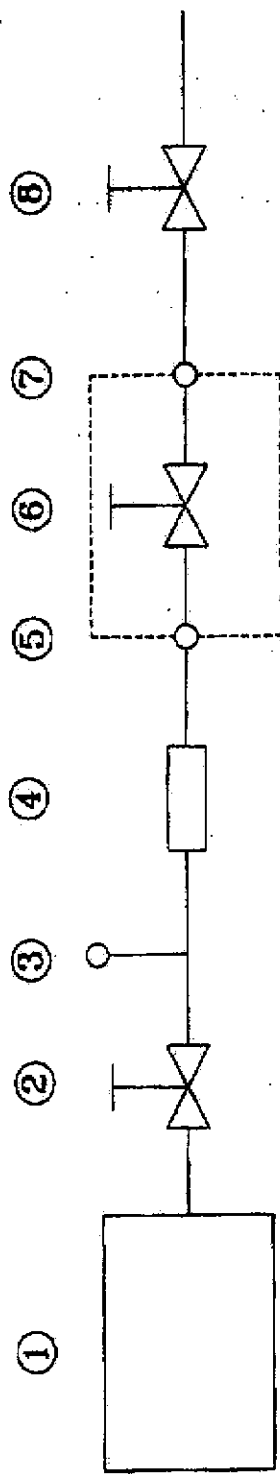
圖 2-11 為此一評估實驗的結果，其中縱軸為實驗流出質量與理論流出質量間的差異  $\Delta m_{i,f} - \Delta m_{cal}$  與實驗流出質量  $\Delta m_{i,f}$  的比值  $(\Delta m_{i,f} - \Delta m_{cal}) / \Delta m_{i,f}$ ，橫軸為實驗流出質量  $\Delta m_{i,f}$  與起始質量  $m_{r,t=i}$  的比值  $\Delta m_{i,f} / m_{r,t=i}$ ，由圖中所有的實驗數據顯示，實驗流出質量與理論流出質量間的差異皆小於 6%，且所有的差異都為正值，造成此一差異的原因除因量測所產生的誤差外，另外由於在實際的情況下，雖然實驗的過程十分的短暫，無可避免的仍會有少量的熱由外界傳入儲槽內，因此在數學模式中，將實驗的過程視為一絕熱過程的假設並不完全正確，若於數學模式中的式(2-2)中，將此一熱傳的效應納入考慮，則可說明為何所有的實驗流出質量與理論流出質量間的差異皆為正值，因此爾後進一步的研究可將熱傳效應納入考慮。

上述評估實驗的數據與理論值十分的接近，因此在測試過程中，由式(2-6)所計算出的儲槽內空氣的質量  $m_{r,t}$  可視為準確的；再者，因為式(2-8)是式(2-6)的微分，因此可推論由式(2-8)所計算出的質量流量  $m$  亦為正確的，由此可間接的證明由此一暫態量測方法所得到的結果亦為可靠的。

## 2.5 結論

本章在此提出了一個新的方法，此一方法藉由理論計算及實驗量測相互的配合，可在一暫態可壓縮流的情況下，準確的得出被測試閥的流量特性，本章的結論可簡述如下：

1. 不需任何的流量計，藉由本章所提出的方法可準確的得出由一儲槽流出的暫態質量流量；
2. 閥流量特性的量測可在一暫態的情況下進行；
3. 傳統的  $C_v$  流量方程式並不適用於描述膜片閥的流量特性。



測 試 區 間

說 明:

- |   |     |     |     |   |   |   |   |   |   |       |   |   |
|---|-----|-----|-----|---|---|---|---|---|---|-------|---|---|
| ① | 工 作 | 流 體 | 產 生 | 源 | ⑤ | 上 | 游 | 壓 | 力 | 感     | 測 | 器 |
| ② | 上   | 游   | 節   | 閥 | ⑥ | 測 | 試 | 元 | 件 | ( 閥 ) | 測 | 器 |
| ③ | 溫   | 度   | 調   |   | ⑦ | 下 | 游 | 壓 | 力 | 感     | 測 | 器 |
| ④ | 流   | 量   | 器   |   | ⑧ | 下 | 游 | 流 | 量 | 調     | 節 | 閥 |

圖 2-1 美國國家標準閥流量特性測試系統示意圖[15]

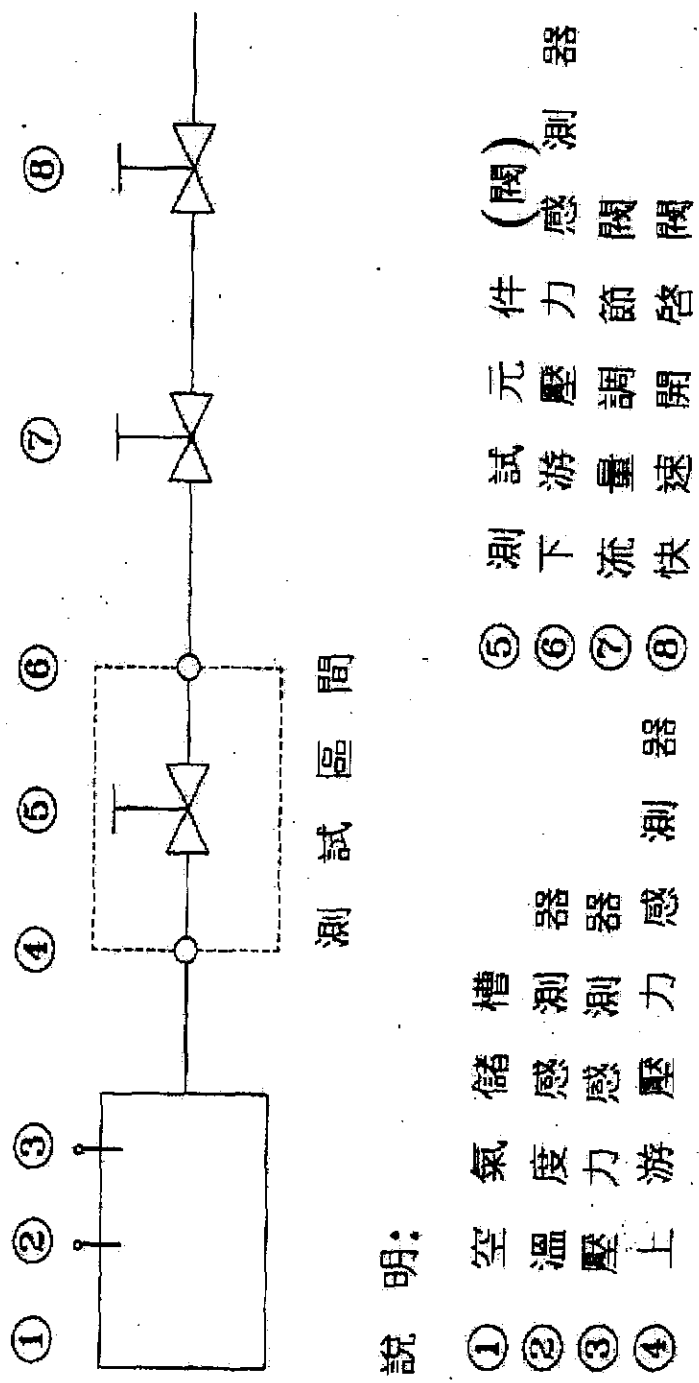
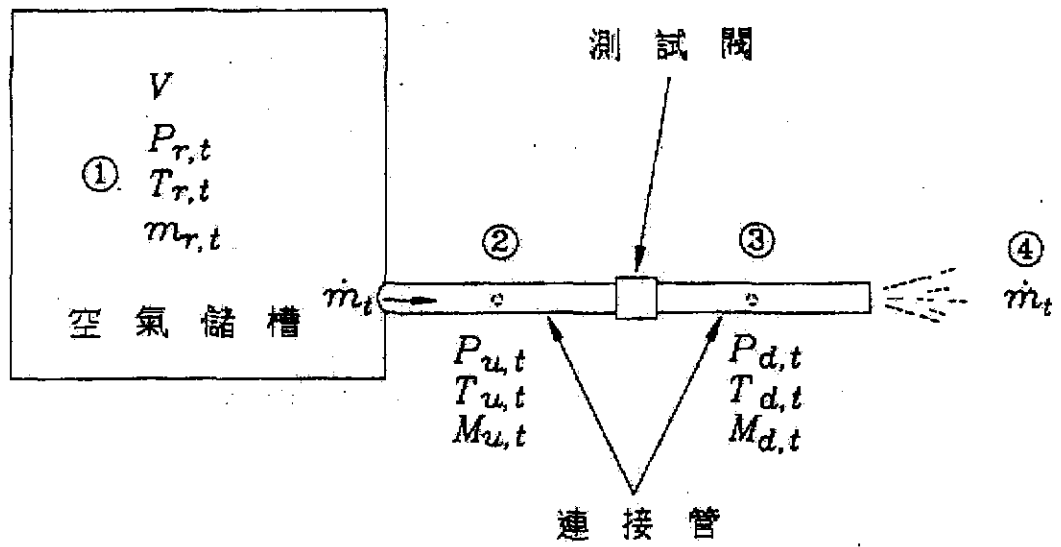


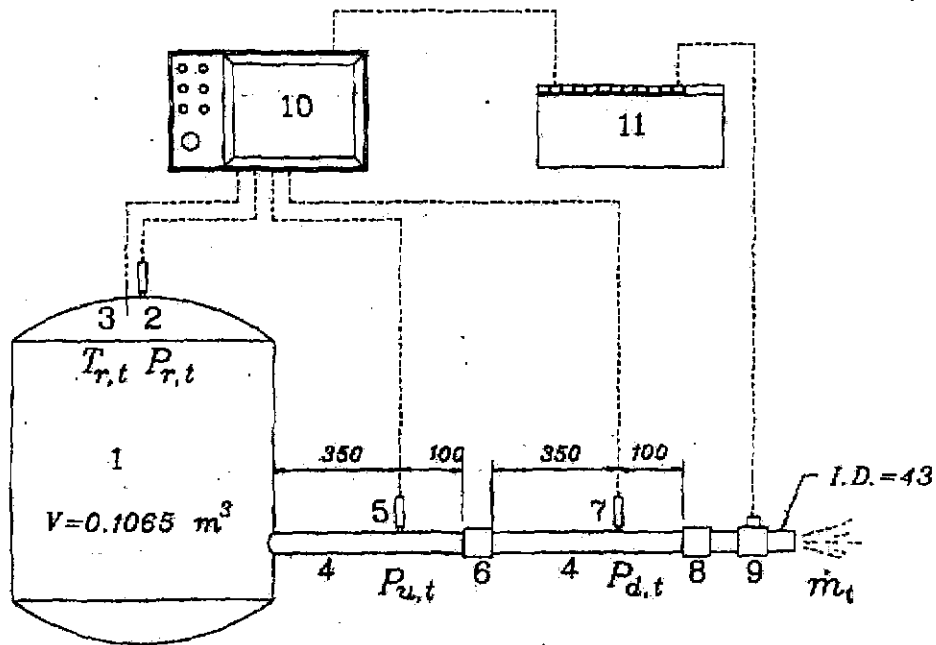
圖 2-2 暫態可壓縮流閥流量特性測試系統示意圖



說明:

- ① 儲槽內氣體性質
- ② 測試閥上游氣體性質
- ③ 測試閥下游氣體性質
- ④ 氣體質量流量

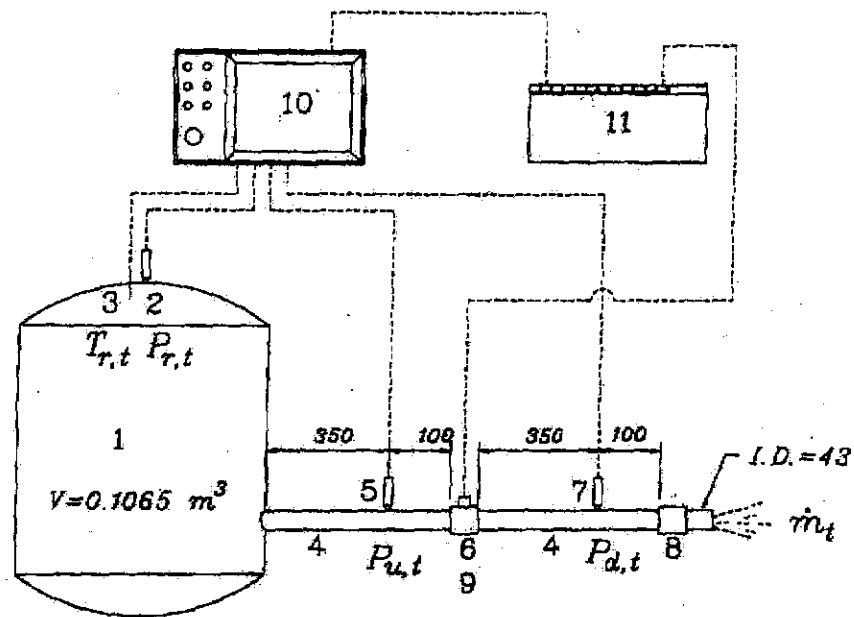
圖 2-3 物理模式



說明:

- |              |                 |
|--------------|-----------------|
| 1 : 空氣儲槽     | 7 : 下游壓力傳送器     |
| 2 : 壓力傳送器    | 8 : 流量調節閥 (球閥)  |
| 3 : 熱電偶      | 9 : 快速開閉器 (膜片閥) |
| 4 : 連接管      | 10 : 數據擷取器      |
| 5 : 上游壓力傳送器  | 11 : 可程式邏輯控制器   |
| 6 : 測試閥 (球閥) |                 |
- 單位: mm

圖 2-4(a) 測試球閥實驗設備的示意圖



說明:

- |               |               |
|---------------|---------------|
| 1 : 空氣儲槽      | 7 : 下游壓力調節器   |
| 2 : 壓力傳送器     | 8 : 流量調節器     |
| 3 : 熱電偶       | 9 : 快速開關      |
| 4 : 連接管       | 10 : 數據記錄器    |
| 5 : 上游壓力傳送器   | 11 : 可程式邏輯控制器 |
| 6 : 測試閥 (膜片閥) | 單位 : mm       |

圖 2-4(b) 測試膜片閥實驗設備的示意圖

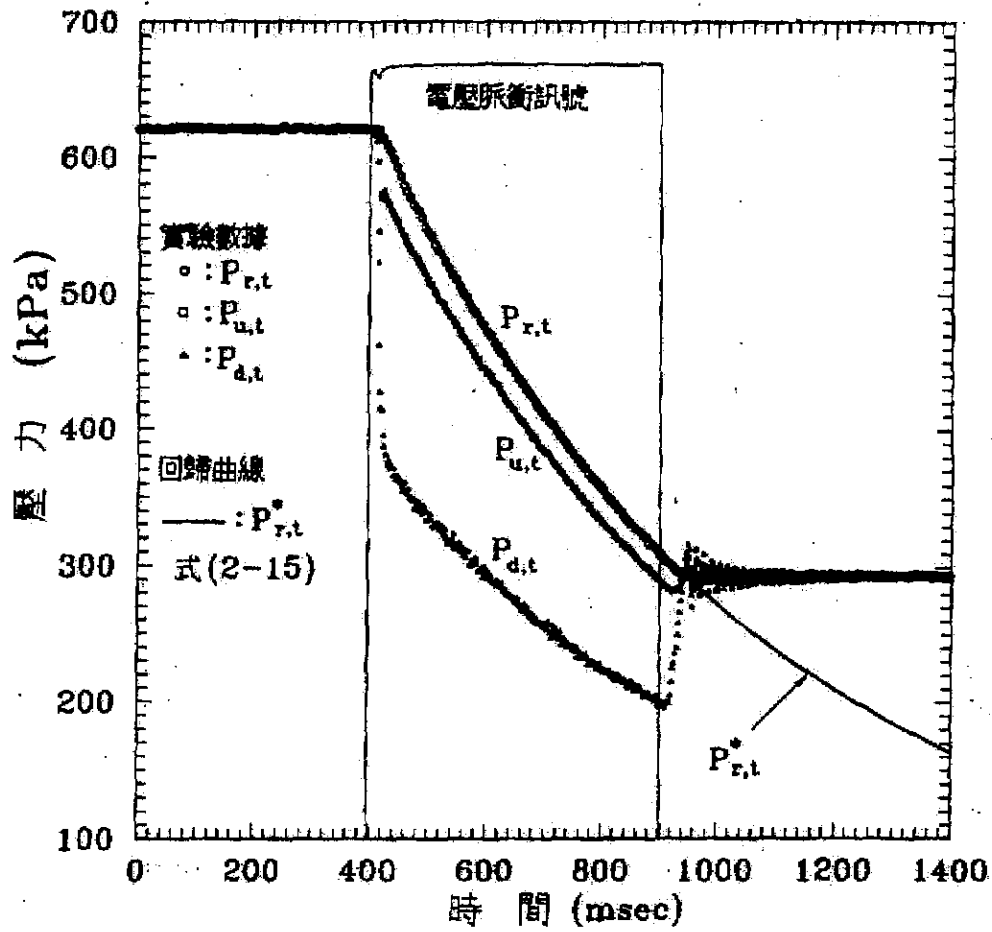


圖 2-5 測試球閥時的各點壓力變化；

( $P_{r,t}$ :儲槽,  $P_{u,t}$ :閥上游,  $P_{d,t}$ :閥下游)



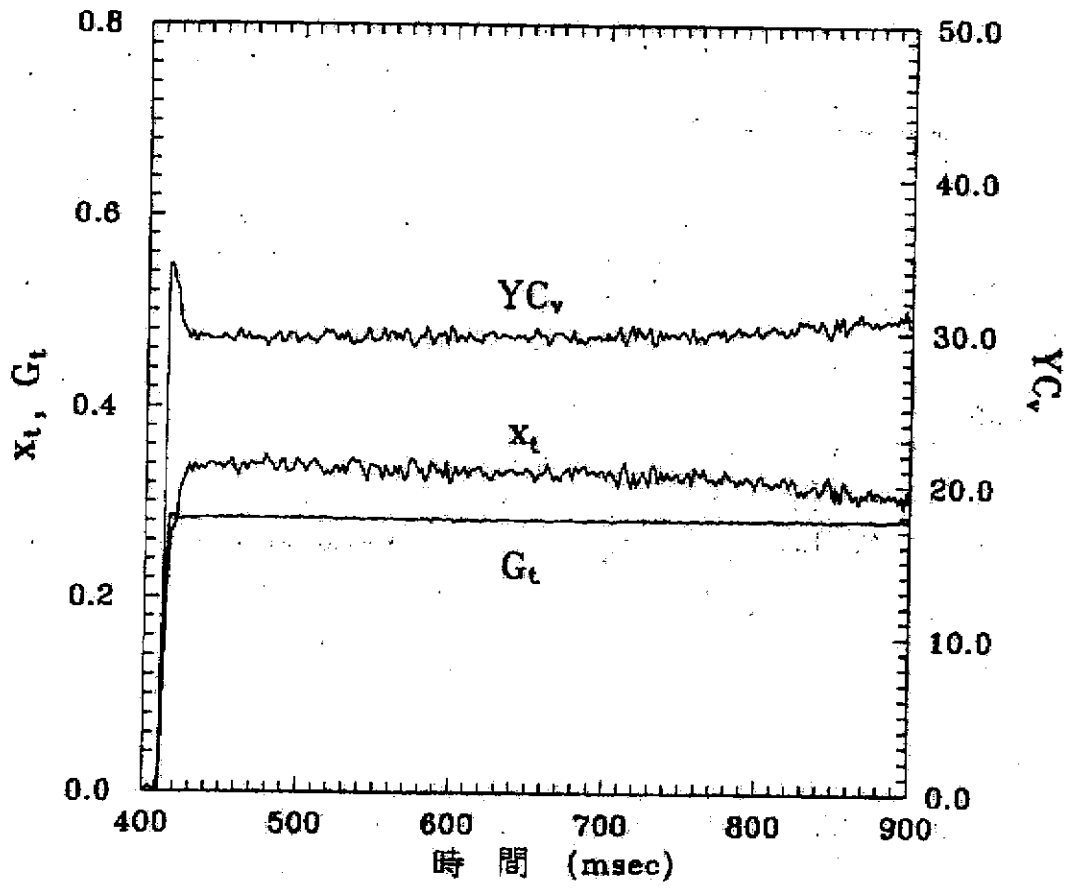


圖 2-6 球閥  $Y_{C_v}$ ,  $G_t$  及  $x_t$  與時間的關係

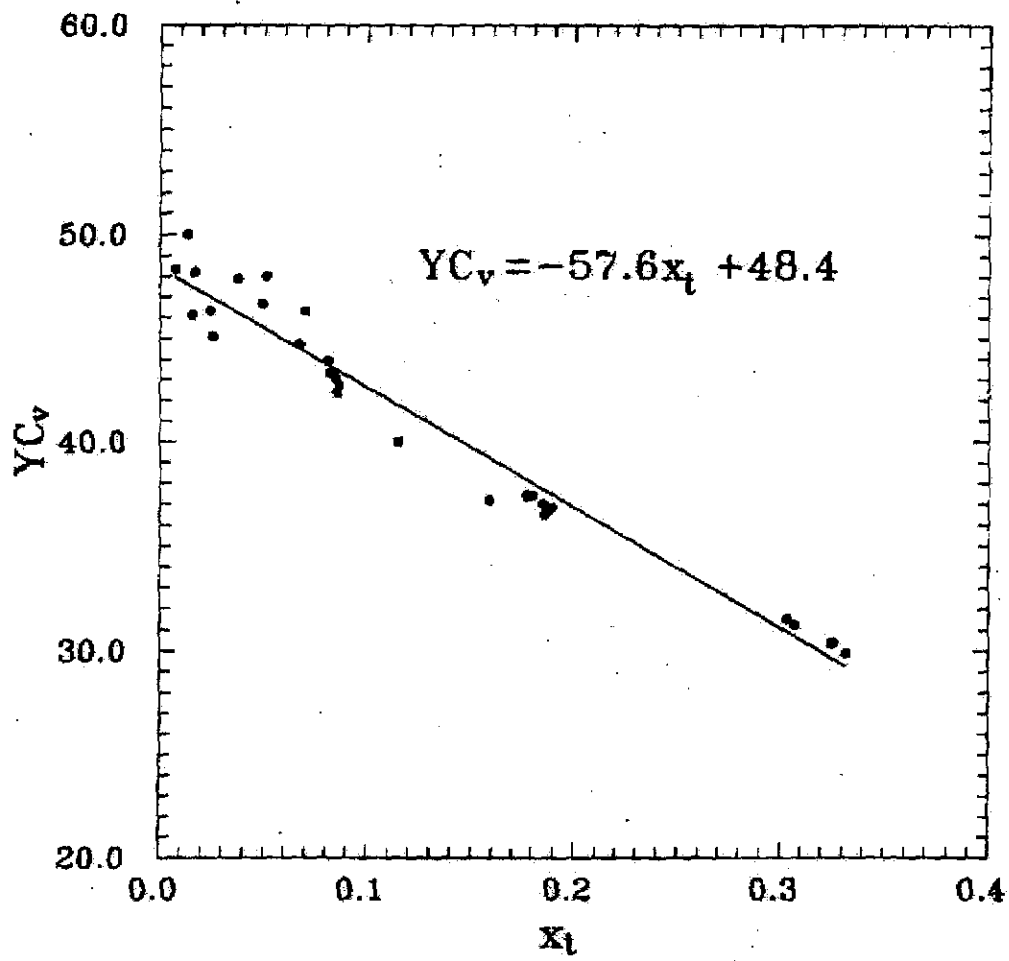


圖 2-7 球閥  $YC_v$  與  $x_1$  間的關係

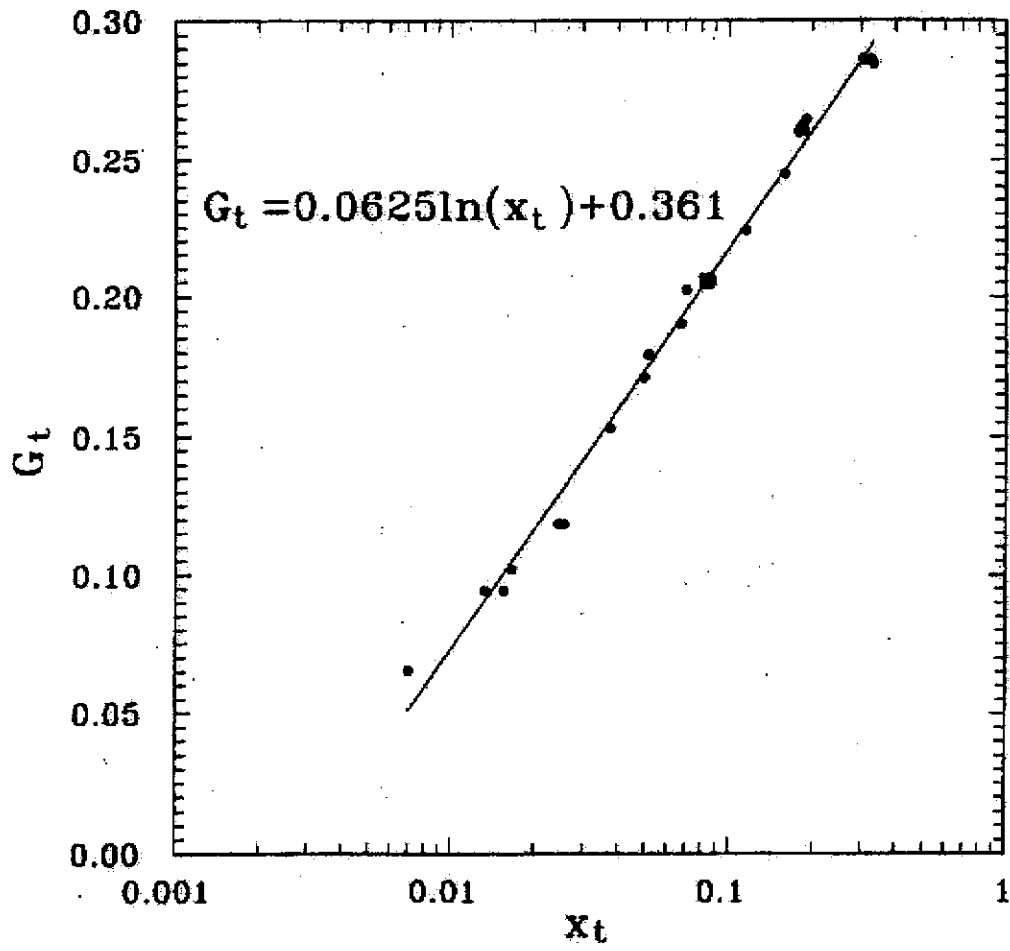


圖 2-8 球閥  $G_t$  與  $x_t$  間的關係

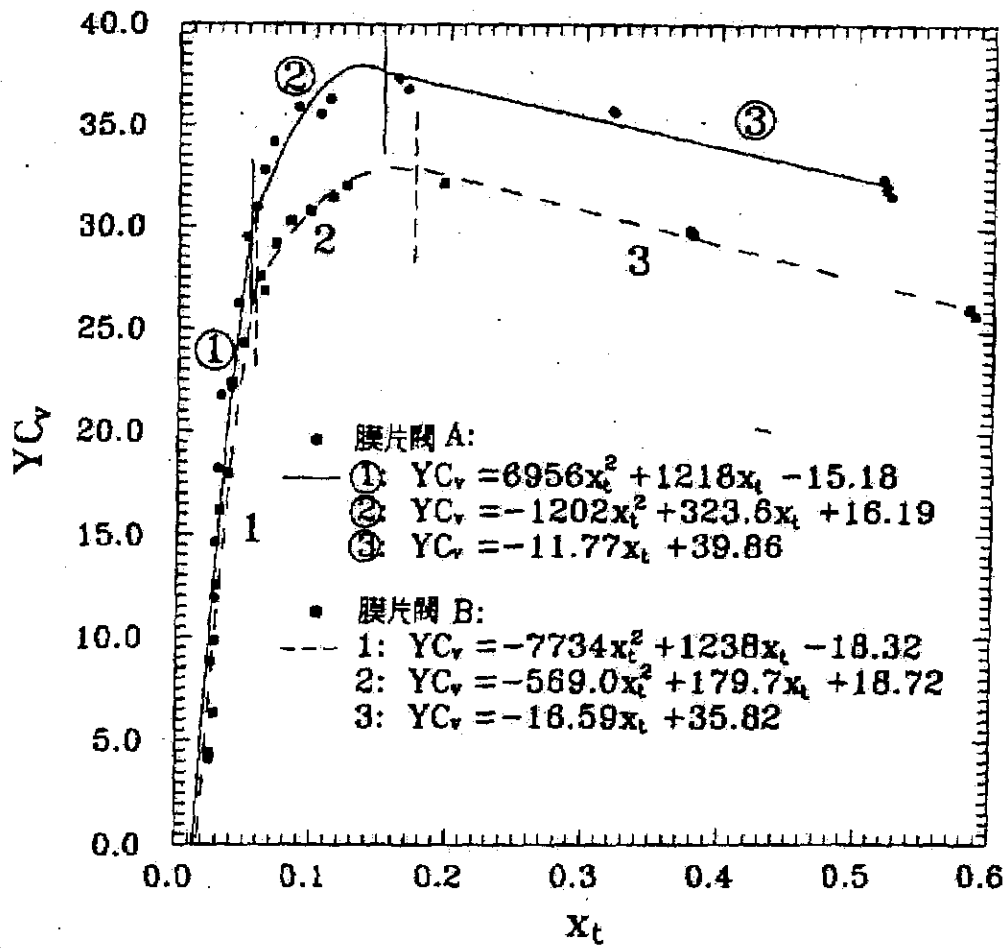


圖 2-9 膜片閥  $YC_v$  與  $x_t$  間的關係

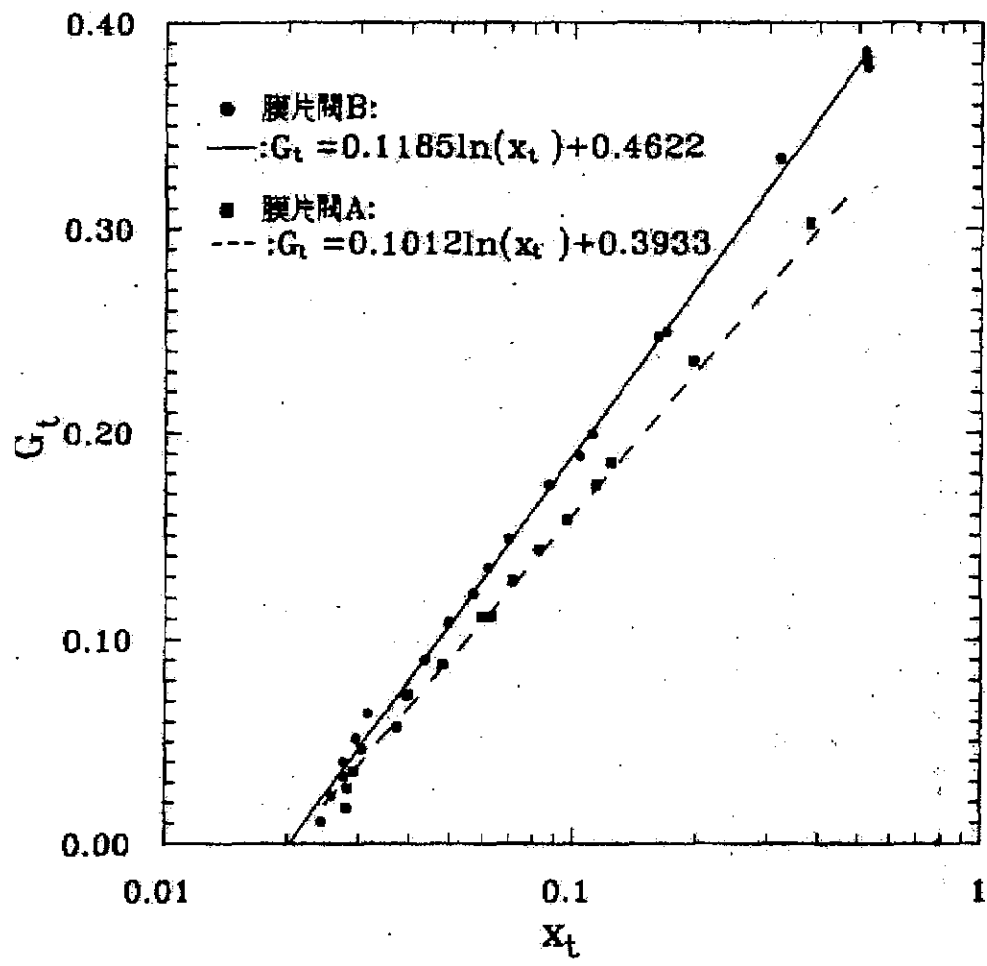


圖 2-10 膜片閥  $G_t$  與  $x_t$  間的關係

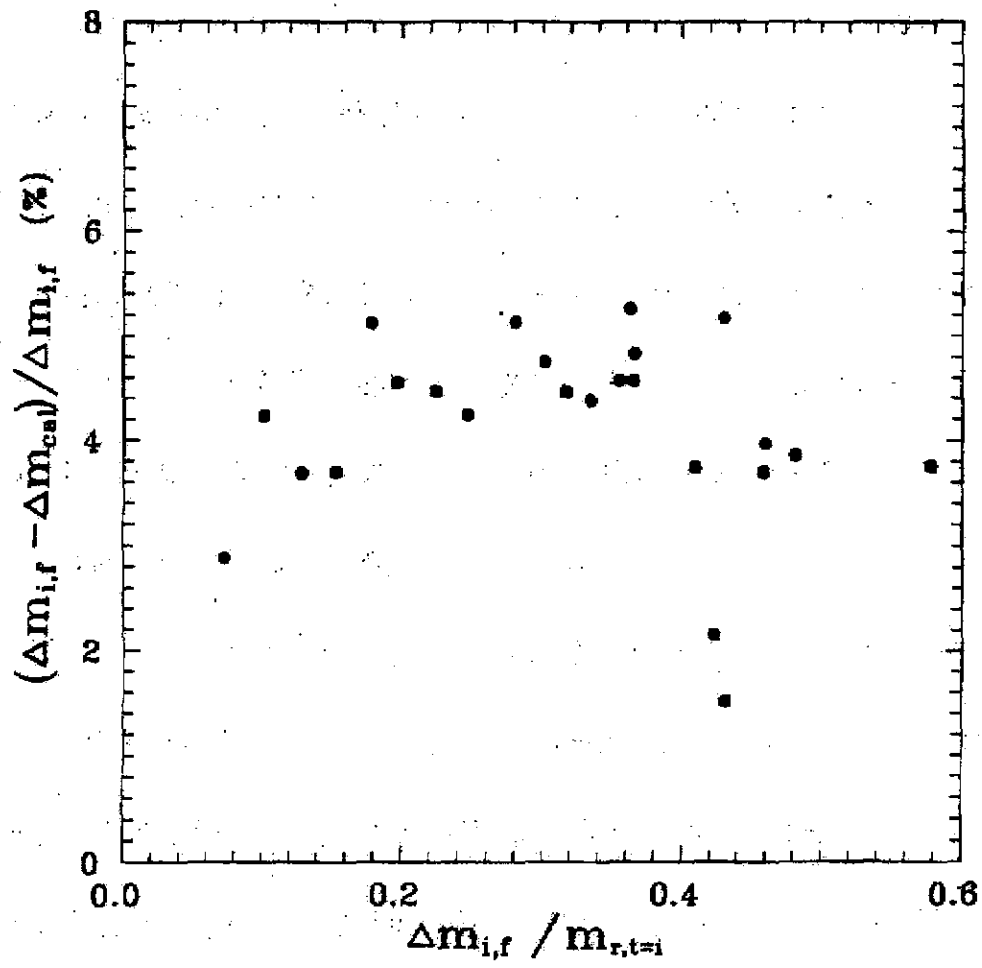


圖 2-11 準確度評估實驗的結果

### 三、脈衝式清洗系統的數學模擬

脈衝式清洗系統的示意圖如圖 1-1 所示，其主要構件包含了空氣儲存槽、膜片閥及噴氣管等；在垂直於噴氣管的軸向方向，鑽有若干個小孔對準其下方濾袋的中心，亦即噴嘴。

脈衝式清洗系統的清洗過程，係利用儲存於空氣儲槽內的高壓空氣，藉膜片閥的開啟，注入噴氣管使噴氣管內空氣的壓力升高，再藉由空氣管上對準濾袋的噴嘴，噴出脈衝空氣，造成濾袋內側瞬間正壓，達到去除濾袋外側塵餅的目的。檢視此一過程，濾袋清洗的效率，除受到濾袋本身的形狀及塵餅的特性等因素的影響外，主要取決於噴嘴所噴出的脈衝空氣其溫度、壓力及質量流量等性質的影響；由於脈衝空氣由空氣儲槽經由膜片閥及噴氣管，再由噴氣管上的噴嘴噴出的過程為一暫態可壓縮流的過程，再加上膜片閥的構造複雜，要以理論直接計算出脈衝空氣的性質將十分的困難。因此過去針對脈衝式清洗機構所作的研究[1-13]，都是以實驗的方式，以試誤法針對某一特定設計的脈衝式清洗系統來找尋其較佳的操作條件，因而所得到的結果僅有定性的參考價值，並無法有效的直接應用於不同設計的脈衝式清洗系統上。

本章的目的係針對脈衝式清洗系統，在膜片閥的流量特性已知的情況下，經由理論的分析，嘗試建立一數學模式，以模擬脈衝空氣產生的過程；此一數學模式可針對不同設計的脈衝式清洗系統，計算出在不同操作條件下由噴嘴所噴出的脈衝空氣其性質，不僅可供脈衝式袋式集塵器的使用者找尋最佳操作條件，亦可

提供設計者進行最適化設計時的依據。

### 3.1 前言

過去有許多針對脈衝式清洗機構所作的相關研究，這些研究大都是以實驗的方法，來找尋影響脈衝式清洗效果的因素。如 Morris [10]的研究報告指出，清洗過程中能量的需求與脈衝噴嘴之大小無關，較大的噴嘴需要較多的低壓清洗空氣，較小的噴嘴則需要較少的高壓清洗空氣；Bouillize [11]指出，在清洗過程中最重要的影響因素為注入濾袋內側的逆氣流量(reverse gas flow)，及其持續的時間，而此一逆氣流量的大小與持續時間的長短則取決於脈衝式清洗系統的設計及操作；Sievert 及 Löffler [6-8]則直接指出，清洗空氣的壓力、膜片閥之機構、脈衝的時間、噴氣管的直徑及噴嘴的直徑等，皆對清洗效果有顯著的影響；Ravin 及 Humphries [9,12]亦指出，清洗效率取決於清洗過程中濾袋向外變形加速度的大小、空氣儲槽內的空氣壓力大小及噴嘴的大小。Peukert [13]則針對高溫陶瓷濾材的清洗效率以實驗的方法做一研究，其報告指出，一個設計良好的清洗系統必須能產生足量的高壓清洗空氣及能維持足夠長的逆氣流時間，以有效的分離濾袋上的塵粒，及讓已分離的塵粒有足夠的時間落於下方的集灰斗中。

綜合上述的研究結果可知，脈衝式清洗系統的清洗效率與由噴嘴噴出的脈衝空氣的性質有直接的關係，而脈衝空氣的性質又決定於清洗系統的設計參數與操作參數；其中清洗系統的設計參數包含：空氣儲槽的體積、膜片閥的流量係數、噴氣管的尺寸及每一噴氣管上噴嘴的數目及大小等；而操作參數則包含：儲槽內



空氣的壓力及溫度，膜片閥開啟的時間等。然而由於過去的研究都是針對某一特定設計的脈衝式清洗系統，以實驗的方法進行的，因此其結果僅為一特殊情況下的結果，並無法預估不同情況下所產生的脈衝空氣的性質，因此不能直接應用於所有的設計；況且，不論改變任一設計參數或操作參數，都會直接影響到所產生脈衝空氣的性質。因此，若要深入了解各個設計參數及操作參數的影響程度，必須仰賴一適當的數學模式，能準確的模擬脈衝空氣產生的過程及所產生脈衝空氣的性質。

本章提出一個“二儲槽”的數學模式，此一模式可模擬脈衝空氣產生的過程。在膜片閥開啟後，高壓空氣由空氣儲存槽流經膜片閥注入噴氣管，因而使噴氣管內的空氣壓力升高，再經由噴氣管上的噴嘴噴出脈衝空氣。在模擬的過程中，空氣儲槽及噴氣管分別被視為儲槽 1 及儲槽 2，而一組統御方程式用來模擬高壓空氣由儲槽 1 流入儲槽 2，再由儲槽 2 上的噴嘴流出的物理現象；為使數學模擬更為精準，在空氣儲槽出口及噴嘴出口，因摩擦對空氣性質所造成的影響都將列入考慮；前者出口因摩擦對空氣所造成的壓力損失由一具有  $4fL_e/D_h$  的等效摩擦管來模擬，而後者出口因摩擦而降低了由噴嘴噴出的質量流量，此一降低的比率則由一流量係數  $C_{dn}$  來矯正；而空氣流經膜片閥時所造成空氣性質的變化則利用前一章所得出的膜片閥流量方程式來計算。在建立了數學模式後，應用有限差分法可解出空氣在此一噴出過程中的性質變化。

另外，為了解數學模式的準確性及可用性，在本研究中亦建立了一套實驗設備，以所量測到的實驗數據與數學模式的預測值作一比較；比較結果顯示，預測

值與量測值十分的吻合。

### 3.2 數學模式

二儲槽模式的物理模式如圖 3-1 所示。脈衝式清洗系統中的空氣儲槽視為儲槽 1①，噴氣管則視為儲槽 2②；其中儲槽 1 的體積以  $V_{r1}$  表示之，而其內空氣的溫度、壓力及質量則分別表示成  $T_{r1,t}$ 、 $P_{r1,t}$  及  $m_{r1,t}$ ；同理，儲槽 2 的體積以  $V_{r2}$  表示之，而其內空氣的溫度、壓力及質量則分別表示成  $T_{r2,t}$ 、 $P_{r2,t}$  及  $m_{r2,t}$ 。介於儲槽 1 與儲槽 2 間有一膜片閥 ●，當此一膜片閥開啟後，高壓空氣得以由儲槽 1 流出，經膜片閥注入儲槽 2，再由儲槽 2 上的噴嘴 ● 流出儲槽 2；在此由儲槽 1 及儲槽 2 流出的質量流量分別表示成  $m_{1,t}$  及  $m_{2,t}$ ；另外，在連接管 ● 上，膜片閥上游 ● 及下游 ● 位置的空氣性質分別以下標  $u$  及  $d$  表示之。儲槽 1 出口的截面積與連接管的截面積相同以  $A_b$  表示，而位於儲槽 2 上的噴嘴其截面積則表示成  $A_n$ ，此一截面積為噴氣管上所有噴嘴截面積的總合。

在清洗過程中，高壓空氣由儲槽 1 流入儲槽 2 再由儲槽 2 噴出的過程十分的短暫，此一短暫的過程將被視為一絕熱過程；再者，由於連接管的體積遠小於儲槽的體積，在連接管上不同位置的氣體，其質量流量可視為相同，並等於儲槽 1 出口的空氣質流量；另外，為簡化分析的程序，在此首先將儲槽 1 及儲槽 2 的出口假設為理想的噴嘴(ideal nozzle)，儲槽 2 的入口假設為理想的擴散口(ideal diffuser)。在上述假設下，整個過程可合理的推導如下：

首先針對儲槽 1 及儲槽 2 內的空氣，以理想氣體方程式對時間  $t$  微分可

得出：

$$V_{r1} \frac{dP_{r1,t}}{dt} = m_{r1,t} R \frac{dT_{r1,t}}{dt} + RT_{r1,t} \frac{dm_{r1,t}}{dt} \quad (3-1a)$$

$$V_{r2} \frac{dP_{r2,t}}{dt} = m_{r2,t} R \frac{dT_{r2,t}}{dt} + RT_{r2,t} \frac{dm_{r2,t}}{dt} \quad (3-1b)$$

其中  $\frac{dm_{r1,t}}{dt}$  及  $\frac{dm_{r2,t}}{dt}$  代表在時間  $t$  時在儲槽 1 及儲槽 2 內空氣質量的變化率，其中  $\frac{dm_{r1,t}}{dt}$  與流出儲槽 1 的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$  大小相同但符號相反，而  $\frac{dm_{r2,t}}{dt}$  則等於由儲槽 1 流出的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$  減去由儲槽 2 流出的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$ ；因此，儲槽

1 及儲槽 2 內空氣質量的變化率可分別以  $\dot{m}_{1,t}$  及  $\dot{m}_{2,t}$  表示成：

$$\frac{dm_{r1,t}}{dt} = -\dot{m}_{1,t} \quad (3-2a)$$

$$\frac{dm_{r2,t}}{dt} = \dot{m}_{1,t} - \dot{m}_{2,t} \quad (3-2b)$$

在一絕熱過程下，儲槽內空氣內能的變化率等於流入儲槽的空氣所具有的焓，因此儲槽 1 及儲槽 2 內空氣內能的變化率可分別表示成：

$$\frac{d(m_{r1,t} e_{r1,t})}{dt} = -\dot{m}_{1,t} h_{r1,t} \quad (3-3a)$$

$$\frac{d(m_{r2,t}e_{r2,t})}{dt} = \dot{m}_{1,t}h_{r1,t} - \dot{m}_{2,t}h_{r2,t} \quad (3-3b)$$

其中  $de_{r1,t} = c_v dT_{r1,t}$ 、 $h_{r1,t} = c_p T_{r1,t}$  及  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ ，因此，儲槽 1 及儲槽 2 內空氣

溫度的變化可分別推導為：

$$\frac{dT_{r1,t}}{dt} = (1-\gamma) \frac{RT_{r1,t}^2}{P_{r1,t}V_{r1}} \dot{m}_{1,t} \quad (3-4a)$$

$$\frac{dT_{r2,t}}{dt} = \frac{\gamma T_{r1,t} T_{r2,t} - T_{r2,t}^2}{P_{r2,t}V_{r2}} \dot{m}_{1,t} + \frac{(1-\gamma)T_{r2,t}^2}{P_{r2,t}V_{r2}} \dot{m}_{2,t} \quad (3-4b)$$

將式(3-4)代入式(3-1)，儲槽 1 及儲槽 2 內空氣壓力的變化可分別表示成：

$$\frac{dP_{r1,t}}{dt} = -\frac{\gamma RT_{r1,t}}{V_{r1}} \dot{m}_{1,t} \quad (3-5a)$$

$$\frac{dP_{r2,t}}{dt} = \frac{\gamma RT_{r1,t}}{V_{r2}} \dot{m}_{1,t} - \frac{\gamma RT_{r2,t}}{V_{r2}} \dot{m}_{2,t} \quad (3-5b)$$

從上述所推導出的方程式中可知，儲槽內空氣壓力及溫度的變化可以以流出

儲槽空氣的質量流量  $m_{1,t}$  及  $m_{2,t}$  來表示；再根據 Saad[16] 書中指出，流經一等截面積管的空氣其質量流量可以以其所在位置的停滯壓力，停滯溫度及馬赫數來表示；因此位於膜片閥上游及下游的質量流量  $m_{1,t}$  可分別表示成：

$$\dot{m}_{1,t} = \frac{P_{u0,t}}{\sqrt{T_{u0,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_b \frac{M_{u,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (3-6a)$$

$$\dot{m}_{1,t} = \frac{P_{d0,t}}{\sqrt{T_{d0,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_b \frac{M_{d,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{d,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (3-6b)$$

其中下標  $0$  表示空氣的停滯性質，而上標  $u$  及  $d$  則代表位置，亦即膜片閥的上游及下游。在一絕熱過程的情況下，位於膜片閥上游及下游空氣的停滯溫度  $T_{u0,t}$  及  $T_{d0,t}$  都會等於儲槽 1 內空氣的溫度  $T_{r1,t}$ ，另外在儲槽 1 的出口及儲槽 2 的入口為理想的噴嘴及擴散口的假設下，位於膜片閥上游空氣的停滯壓力  $P_{u0,t}$  會等於儲槽 1 內空氣的壓力  $P_{r1,t}$ ，而位於膜片閥下游空氣的停滯壓力  $P_{d0,t}$  會等於儲槽 2 內空氣的壓力  $P_{r2,t}$ 。

根據 Saad[16]，靜壓可由停滯壓力及馬赫數表示之，同樣溫度也可由停滯溫度及馬赫數表示之；因此，位於膜片閥上下游空氣的壓力 ( $P_{u,t}$  及  $P_{d,t}$ ) 與溫度 ( $T_{u,t}$  及  $T_{d,t}$ ) 可分別表示成：

$$P_{u,t} = P_{u0,t} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2 \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (3-7a)$$

$$P_{d,t} = P_{d0,t} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{d,t}^2 \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (3-7b)$$

及

$$T_{u,t} = \frac{T_{u0,t}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2} \quad (3-8a)$$

$$T_{d,t} = \frac{T_{d0,t}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{d,t}^2} \quad (3-8b)$$

另外，根據上一章的結果，一膜片閥的流量特性可以一無因次質量流量  $G_t$  的流量方程式表示成：

$$G_t = C_1 \ln(x_t) + C_2 \quad (3-9)$$

其中  $C_1$  及  $C_2$  為由實驗量測數據經回歸分析所得出的實驗常數，而壓差比  $x_t$  及無因次質量流量  $G_t$  定義如下：

$$x_t = \frac{P_{u,t} - P_{d,t}}{P_{u,t}} \quad (3-10)$$

$$G_t = \frac{\dot{m}_{1,t} \sqrt{RT_{u,t}}}{A_b P_{u,t}} \quad (3-11)$$

由上述的分析可知，若在二儲槽內空氣的性質  $P_{r1,t}$ 、 $P_{r2,t}$ 、 $T_{r1,t}$  及  $T_{r2,t}$  已知的情況下， $M_{u,t}$ 、 $M_{d,t}$ 、 $P_{u,t}$ 、 $P_{d,t}$ 、 $T_{u,t}$ 、 $T_{d,t}$ 、 $x_t$ 、 $G_t$  及  $\dot{m}_{1,t}$  等未知數可由解方程式(3-6)到式(3-11)來得到。

另外在計算由儲槽 2 上的噴嘴所噴出的空氣質量流量  $\dot{m}_{2,t}$  時，首先假設儲槽 2 上的噴嘴為理想的噴嘴，因此由儲槽 2 所噴出的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$  可表示成：

$$\dot{m}_{2,t} = \frac{P_{r2,t}}{\sqrt{T_{r2,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_n \frac{M_{n,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (3-12)$$

其中  $A_n$  代表噴嘴的截面積，而  $M_n$  代表位於噴嘴出口的氣流的馬赫數；當噴嘴上游的壓力  $P_{r2,t}$  及噴嘴下游的壓力  $P_{atm}$  已知時，此一馬赫數  $M_n$  可由下式求得：

$$\frac{P_{r2,t}}{P_{atm}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3-13)$$

將所得到的馬赫數  $M_{n,t}$  代入式(3-12)則可得出由儲槽 2 噴嘴所噴出空氣的質

量流量  $m_{2,t}$ 。

至此在式(3-4)及式(3-5)中的未知數  $m_{1,t}$  及  $m_{2,t}$  為已知後，則可由已知某一時間  $t$  的儲槽空氣性質  $P_{r1,t}$ 、 $P_{r2,t}$ 、 $T_{r1,t}$  及  $T_{r2,t}$  代入式(3-4)及式(3-5)中，以計算在此一時間儲槽空氣性質的變化率  $\frac{dT_{r1,t}}{dt}$ 、 $\frac{dT_{r2,t}}{dt}$ 、 $\frac{dP_{r1,t}}{dt}$  及  $\frac{dP_{r2,t}}{dt}$ ，再據以推估下一短暫時間  $\Delta t$  後儲槽內空氣的性質。

解上述方程式的計算程序可簡述如下：

- (1) 首先得到二儲槽內空氣的起始性質  $P_{r1,t=i}$ 、 $P_{r2,t=i}$ 、 $T_{r1,t=i}$  及  $T_{r2,t=i}$ ；
- (2) 任意假設一由儲槽 1 流出的質量流量  $m_{1,t}^{n=1}$ ，其中上標  $n$  代表重復計算的次數；
- (3) 令  $P_{u0,t}=P_{r1,t}$  及  $T_{u0,t}=T_{r1,t}$ ，將  $P_{u0,t}$ 、 $T_{u0,t}$  及  $m_{1,t}^n$  代入式(3-6a)以計算相對應之膜片閘上游空氣之馬赫數  $M_{u,t}^n$ ；
- (4) 將  $P_{u0,t}$  及  $M_{u,t}^n$  代入式(3-7a)以計算膜片閘上游空氣之壓力  $P_{u,t}^n$ ；
- (5) 將  $T_{u0,t}$  及  $M_{u,t}^n$  代入式(3-8a)以計算膜片閘上游空氣之溫度  $T_{u,t}^n$ ；
- (6) 將  $P_{u,t}^n$ 、 $T_{u,t}^n$  及  $m_{1,t}^n$  代入式(3-11) 以計算無因次之質量流量  $G_t^n$ ；
- (7) 將  $G_t^n$  代入式(3-9) 以計算壓差比  $x_t^n$ ；
- (8) 將  $P_{u,t}^n$  及  $x_t^n$  代入式(3-10) 以計算膜片閘下游空氣之壓力  $P_{d,t}^n$ ；
- (9) 將  $m_{1,t}^n$  及  $P_{d,t}^n$  分別代入式(3-6b) 及 (3-7b)，以計算膜片閘下游空氣之停滯壓力  $P_{d0,t}^n$  及其馬赫數  $M_{d,t}^n$ ；
- (10) 以實際的物理現象而言，馬赫數  $M_{d,t}^n$  應小於等於 1 且由步驟(9)所計算出來



的膜片閥下游空氣之停滯壓力  $P_{d0,t}^n$  應等於  $P_{r2,t}$ ；若所計算出來的馬赫數  $M_{d,t}^n$  大於 1 且  $P_{d0,t}^n \geq P_{r2,t}$ ，則將假設之質量流量  $m_{1,t}^n$  減小至  $m_{1,t}^{n+1}$  再重復計算步驟(3) 至步驟(9) 直到滿足  $|M_{d,t}^{n+1} - 1| < 10^{-6}$  的條件為止；除上述條件以外，則調整假設之質量流量  $m_{1,t}^n$  至  $m_{1,t}^{n+1}$ ，再重復計算步驟(3)至步驟(9) 直到滿足

$$\left| \frac{(P_{d0,t}^{n+1} - P_{r2,t})}{P_{r2,t}} \right| < 10^{-6} \text{ 的條件為止，此時 } M_{d,t}^n \leq 1。$$

(11) 將  $P_{r2,t}$  及  $P_{atm}$  代入式(3-13) 以計算在儲槽 2 噴嘴出口空氣脈衝的馬赫數  $M_{n,t}$ 。

(12) 將  $P_{r2,t}$ 、 $T_{r2,t}$  及  $M_{n,t}$  代入式(3-12) 以計算由儲存槽 2 流出的脈衝空氣質量流量  $m_{2,t}$ 。

(13) 將  $T_{r1,t}$ 、 $T_{r2,t}$ 、 $P_{r1,t}$ 、 $P_{r2,t}$ 、 $m_{1,t}^n$  及  $m_{2,t}$  分別代入式(3-4)及式(3-5)，以計算出在兩個儲槽內的空氣其溫度及壓力的變化率  $\frac{dT_{r1,t}}{dt}$ 、 $\frac{dT_{r2,t}}{dt}$ 、 $\frac{dP_{r1,t}}{dt}$  及  $\frac{dP_{r2,t}}{dt}$ 。

(14) 以前進差分法利用式(3-14)計算下一時間  $t + \Delta t$  時的儲槽空氣性質。

$$T_{r1,t+\Delta t} = T_{r1,t} + \frac{dT_{r1,t}}{dt} \Delta t \quad (3-14a)$$

$$T_{r2,t+\Delta t} = T_{r2,t} + \frac{dT_{r2,t}}{dt} \Delta t \quad (3-14b)$$

$$P_{r1,t+\Delta t} = P_{r1,t} + \frac{dP_{r1,t}}{dt} \Delta t \quad (3-14c)$$

$$P_{r2,t+\Delta t} = P_{r2,t} + \frac{dP_{r2,t}}{dt} \Delta t \quad (3-14d)$$

(15) 以  $P_{r1,t+\Delta t}$ 、 $P_{r2,t+\Delta t}$ 、 $T_{r1,t+\Delta t}$  及  $T_{r2,t+\Delta t}$  分別取代步驟(2) 中的  $P_{r1,t}$ 、 $P_{r2,t}$ 、 $T_{r1,t}$  及  $T_{r2,t}$ 。

(16) 重覆步驟(2)到步驟(15)，直到膜片閥關閉而空氣停止由儲存槽 1 流出為止，

此時  $\dot{m}_{1,t}$ 、 $\frac{dP_{r1,t}}{dt}$  及  $\frac{dT_{r1,t}}{dt}$  都等於 0。

(17) 重覆步驟(11)到步驟(15)，以計算儲槽 2 內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  及溫度  $T_{r2,t}$  及

流出儲存槽 2 空氣的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$ ，直到由儲存槽 2 流出的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$

等於 0 為止；此時儲槽 2 內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  等於外界的大氣壓力  $P_{air}$ 。

### 3.3 實驗設備及實驗程序

為評估二儲槽模式的準確性，本研究進行了相關的實驗以提供數據與數值計算的結果做一比較，實驗的設備如圖 3-2 所示。

一空氣儲槽●，用以儲存高壓空氣，其容積為  $0.1065 \text{ m}^3$ ；在空氣儲槽的出口有一連接管②，用以連接空氣儲槽及膜片閥；此一連接管的內徑為  $43.0 \text{ mm}$ ，長度為  $450 \text{ mm}$ ，而膜片閥的公稱直徑為直徑  $1.5$  英寸；在膜片閥下游有一噴氣管●，噴氣管的內徑為  $43.0 \text{ mm}$ ，長度為  $1750 \text{ mm}$ ；在噴氣管上鑽有  $12$  個圓形的噴嘴●，噴嘴的直徑為  $8.0 \text{ mm}$ ，這些噴嘴可用螺栓將其封閉以改變在噴氣管上嘴噴的數目。

用以量測的感測器包括四個壓力傳送器●及一組熱電偶●，在此所使用的壓力傳送器與前章所使用的相同，是由 TRANSBAR® 陶瓷感應元件所製成，量測的範圍為  $0$  到  $10 \text{ bar}$ ，誤差為  $\pm 0.2\% \text{ F.S.}$ ，而應答時間小於  $3 \text{ msec}$ ，所使用的熱電偶為 J Type 的熱電偶，直徑為  $0.003$  英寸；因熱電偶的應答時間遠較壓力傳

送器為長，在暫態的情況下，所量測到的溫度並不能真實的反應實際的情況，因此若在暫態的情況下，熱電偶所量測到的溫度將不具代表性。四個壓力傳送器分別裝在空氣儲槽上、膜片閥的上下游及噴氣管的末端，以量測在噴氣過程中，壓力傳送器所在位置空氣壓力的變化；熱電偶則安裝於空氣儲槽上，用以量測在噴氣進行前儲槽內空氣的起始溫度及完成噴氣後且當溫度穩定後的最終溫度。

所有的壓力傳送器及熱電偶的訊問都連接至一數據擷取器•，此一數據擷取器的擷取頻率為 500 次/秒，另外一可程式邏輯控制器(PLC)•用以產生一電壓脈衝以開啟膜片閥及啟動數據擷取器，而所產生的電壓脈衝其脈寬可由可程式邏輯控制器的程式來改變。

本研究實驗的程序可簡述如下：

- (1) 設定可程式邏輯控制器所產生的電壓脈衝之脈寬 $\Delta t$ ，在本研究中此一脈寬設為 500 msec；
- (2) 利用一空氣壓縮機將儲槽加壓至所要的壓力，待溫度穩定後，量測及記錄儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r,t=i}$  及起始溫度  $T_{r,t=i}$ ；
- (3) 執行可程式邏輯控制器的程式，藉所產生的電壓脈衝開啟膜片閥及啟動數據擷取器；
- (4) 噴氣過程中，量測及記錄儲槽內、膜片閥上下游及噴氣管末端空氣的壓力變化( $P_{r1,t}$ 、 $P_{u,t}$ 、 $P_{d,t}$ 及 $P_{r2,t}$ )；
- (5) 在噴氣過程完成後，待儲槽內空氣的溫度  $T_{r,t}$  穩定後，量測及記錄儲槽內

空氣的最終溫度  $T_{rl, t=f}$  及最終壓力  $P_{rl, t=f}$ ；

(6) 改變噴嘴的數目(將部分的噴嘴堵塞)，重複步驟(1)步驟(5)直到完成所有的實驗。

測進行前，所有的壓力傳送器都曾與一 WIKA 製造的標準壓力錶校驗過，此一標準壓力錶量測的範圍介於 0 至 10 kg/cm<sup>2</sup>，最小刻度為 0.05 kg/cm<sup>2</sup>，其誤差為± 0.5% F.S.D.。校驗的結果指出，所有壓力傳送器與標準壓力錶二者間的差異都小於± 0.5%。

### 3.4 結果與討論

圖 3-3 為在噴氣過程中各點的壓力變化，在此例中，在噴氣管上開啟的噴嘴數目為 12，圖中符號代表實驗量測的數據，而數值計算的結果則以線來表示；另外，用以開啟及關閉膜片閥的電壓脈衝亦同時繪於圖中，由圖可知，此一電壓脈衝開始於  $t=400$  msec 結束於  $t=900$ msec 而脈寬為 500 msec。圖 3- 3(a) 為儲槽(儲槽 1)內空氣的壓力  $P_{rl, t}$  及膜片閥上游空氣的壓力  $P_{u, t}$  對時間的變化；因儲槽的直徑遠大於連接管的直徑，所量測到的儲槽內空氣的壓力  $P_{rl, t}$  將視為停滯壓力，而閥上游空氣的壓力  $P_{u, t}$  則視為靜壓力。圖 3- 3(b)為膜片閥下游空氣的壓力  $P_{d, t}$  及噴氣管(儲槽 2)內空氣的壓力  $P_{r2, t}$  對時間的變化；所量測到膜片閥下游空氣的壓力  $P_{d, t}$  亦為一靜壓力，而所量測到的噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2, t}$ ，因量測的位置位於噴氣管的末端，故可視為停滯壓力。

在膜片閥開啟前，儲槽內空氣處於一穩定狀態，膜片閥上游空氣  $P_{u, t}$  與儲槽

內空氣  $P_{r1,t}$  的壓力相同，而膜片閥下游空氣  $P_{d,t}$  及噴氣管內空氣  $P_{r2,t}$  的壓力則與外界環境壓力  $P_{atm}$  相同；在膜片閥開啟後，高壓空氣經由膜片閥注入噴氣管內，使噴氣管內的壓力升高。因所使用的壓力傳送器，其應答的時間十分的迅速，因此由數據擷取器所擷取到的壓力數據與實際的物理現象十分的接近，因此可將所記錄到的噴氣管內空氣的壓力訊號開始升高的時間視為膜片閥開啟的時間。由圖 3- 3(b)可知，電壓脈衝開啟的時間在  $t=400$  msec，而膜片閥下游空氣  $P_{d,t}$  及噴氣管內空氣  $P_{r2,t}$  壓力開始升高的時間大約在  $t=430$  msec，此二時間相差約 30 msec，此一時間差可視為膜片閥因機械動作所造成的開起時間延遲；同理，電壓脈衝關閉的時間在  $t=900$  msec，而膜片閥下游空氣的壓力開始降低的時間大約在  $t=1050$  msec，故膜片閥關閉時間延遲大約為 150 msec。

在圖 3-3 中，空氣儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r1,t=i}$  及起始溫度  $T_{r1,t=i}$  分別為 630 kpa 及 294 K，而噴氣管內空氣的起始壓力  $P_{r2,t=i}$  及起始溫度  $T_{r2,t=i}$  則與大氣壓力  $P_{atm}$  及大氣溫度  $T_{atm}$  相同分別等於 101.3 kpa 及 293 K；在膜片閥開啟後，由於儲槽內空氣壓力高於膜片閥上游空氣的壓力，因此空氣便由儲槽經由膜片閥注入噴氣管，造成儲槽內空氣  $P_{r1,t}$  及膜片閥上游空氣  $P_{u,t}$  的壓力隨時間的增加而降低，另一方面，注入噴氣管內的空氣會使膜片閥下游及噴氣管內空氣的壓力急速的升高，一旦噴氣管內空氣的壓力高於外界的大氣壓力  $P_{atm}$  時，空氣便經由噴氣管上的噴嘴噴出，而使噴氣管的壓力降低，因此膜片閥下游空氣的壓力  $P_{d,t}$  及噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  在達到一最高值後，也會隨時間的增加而降低。

當膜片閥關閉後，因空氣不再流出儲槽，儲槽內空氣的質量  $m_{r1,t}$  便不再減

少而維持一定，因此儲槽內空氣的壓力  $P_{r1,t}$  及膜片閥上游空氣的壓力  $P_{u,t}$  便不再降低，並因熱逐漸傳入儲槽內的空氣而使其緩慢的升高，直到儲槽內空氣的溫度  $T_{r1,t}$  與大氣環境的溫度  $T_{atm}$  相同為止；另一方面，在膜片閥關閉之初，因為噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  仍高於外界大氣壓力  $P_{atm}$ ，空氣會持續的由噴氣管流出，直到噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  等於外界大氣壓力  $P_{atm}$  為止。

圖 3-3 中的數值計算結果係應用 3.2 節中所敘述的二儲槽模式所得出來的，模式中所須代入的起始壓力及起始溫度與前述的量測值相同；而在應用式(3-9)計算空氣流經膜片閥所造成的性質改變時，所代入的實驗常數  $C_1$  及  $C_2$  係採用前一章測試所得到的結果，分別等於 0.1012 及 0.3933；另外，因在二儲槽模式中，膜片閥的開啟及關閉為即時的，故在計算時，膜片閥開啟的時間以  $t=430$  msec 代入，而膜片閥關閉的時間則以  $t=1050$  msec 代入。比較圖 3-3 中實驗量測的數據與由二儲槽模式所計算出來的結果可發現，所有的壓力  $P_{r1,t}$ ， $P_{u,t}$ ， $P_{d,t}$  及  $P_{r2,t}$ ，其數值計算的結果均小於實驗量測的結果；另外檢視圖 3-3(a)中儲槽內空氣壓力  $P_{r1,t}$  降低的速度，亦可看出數值計算的結果  $P_{r1,t}$  降低的速度要較實驗結果為快，此一結果表示數值計算的結果其流出儲槽的空氣質量流量要較實際情況為大。

由前一章的結果可知，當空氣由儲槽流出時，儲槽內空氣的質量  $m_{r1,t}$  與流出空氣的質量流量  $m_{1,t}$  可藉由儲槽內空氣壓力  $P_{r1,t}$  隨時間的變化值計算出來，而可分別表示如下：

$$m_{r1,t} = m_{r1,t=i} \left( \frac{P_{r1,t}}{P_{r1,t=i}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3-15)$$

$$\dot{m}_{1,t} = -\frac{dm_{r1,t}}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{m_{r1,t=i}}{P_{r1,t}} \left( \frac{P_{r1,t}}{P_{r1,t=i}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \frac{dP_{r1,t}}{dt} \quad (3-16)$$

因此，應用式(3-15)及式(3-16)，將圖 3-3(a)中所量測到的壓力  $P_{r1,t}$  及其斜率  $\frac{dP_{r1,t}}{dt}$  代入其中，可得到噴氣過程中儲槽內空氣的質量  $m_{r1,t}$  及在同一時間流出儲槽空氣的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$ 。在推導式(3-15)時，噴氣的過程假設為一絕熱的過程，因此以式(3-15)所計算出來的儲槽內空氣的質量  $m_{r1,t}$  可視為實際狀況下儲槽內空氣質量的上限；另外為與此一絕熱過程作一比較，若假設噴氣的過程為一等溫過程，則噴氣過程中儲槽內空氣的質量則可表示成：

$$(m_{r1,t})_{iso} = m_{r1,t=i} \frac{P_{r1,t}}{P_{r1,t=i}} \quad (3-17)$$

由式(3-17)所計算出來在等溫狀況下的質量  $(m_{r1,t})_{iso}$  可視為實際狀況下噴氣過程中儲槽內空氣質量的下限。

圖 3-4 為在噴氣過程中儲槽內空氣質量  $m_{r1,t}$  對時間  $t$  的變化，曲線(a)及曲線(b)分別表示由式(3-15)絕熱狀況下及由式(3-17)等溫狀況下所計算出來之儲槽內空氣的質量。圖中儲槽內空氣的起始質量  $m_{r1,t=i}$  等於 0.781 kg，此一儲槽內

空氣的起始質量係將示於圖 3-3 中所量測到的儲槽內空氣的起始壓力  $P_{rl, t=i}$  及起始溫度  $T_{rl, t=i}$  代入理想氣體方程式所計算出來的；因儲槽內空氣的起始壓力  $P_{rl, t=i}$  及起始溫度  $T_{rl, t=i}$  的量測均在一穩定狀況下所進行的，因此所計算出來的儲槽內空氣的起始質量  $m_{rl, t=i}$  可視為準確的。

然而因熱電偶的應答速度不夠快，量測時所記錄到的溫度並不能代表真實的溫度(記錄到的溫度會較真實的溫度為高)；因此，若要以理想氣體方程式應用所量測到的溫度及壓力，直接計算在噴氣過程中儲槽內空氣質量的變化，會產生相當大的誤差(所計算出來的儲槽內空氣質量會較真實的儲槽內空氣質量為低)，而導致真實情況下儲槽內空氣的質量無法以實驗量測值直接計算得到。

雖然儲槽內空氣質量的變化無法直接得到，然而在噴氣過程結束後，空氣不再流出儲槽，儲槽內空氣的溫度及壓力會因熱由外界環境傳入而逐漸趨於穩定，待儲槽內的空氣溫度與外界環境溫度平衡後，此時可準確的量測到儲槽內空氣的最終壓力  $P_{rl, t=f}$  及最終溫度  $T_{rl, t=f}$ ，再將之代入理想氣體方程式，可計算出儲槽內空氣的最終質量  $m_{rl, t=f}$ ，由此一方法所計算出來的最終質量  $m_{rl, t=f}$  等於 0.490 kg 並可將其視為準確的；另一方面，由於在噴氣過程進行時，儲槽內空氣的壓力  $P_{rl, t}$  會因空氣由儲槽流出而降低，直到噴氣過程結束為止，空氣不再流出儲槽，儲槽內空氣的質量  $m_{rl, t}$  不再減少，而儲槽內空氣的壓力  $P_{rl, t}$  也不再因而降低，因此在噴氣過程中，儲槽內空氣壓力  $P_{rl, t}$  的最小值可視為噴氣結束瞬間儲槽內空氣的壓力  $P_{rl, t=e}$ ，將此一最小壓力  $P_{rl, t=e}$  代入式(3-15)所得到的空氣儲槽質量  $m_{rl, t=e}$  則可視為在假設噴氣過程為一絕熱過程下，噴氣結束後的空氣儲槽最終質量而等



於 0.503 kg; 同理, 將此一最小壓力  $P_{r,t=e}$  代入式(3-17)所得到的空氣儲槽質量  $(m_{r,t=e})_{iso}$  則可視為在假設噴氣過程為一等溫理想情況下, 噴氣結束後的空氣儲槽最終質量而等於 0.422 kg。

將起始質量  $m_{r,t=i}$  減去最終質量  $m_{r,t=f}$  可得到在實際噴氣過程中由儲槽流出的空氣質量  $\Delta m_{r,t=i,f}$  而等於 0.291 kg; 另外, 將起始質量  $m_{r,t=i}$  減去將由式(3-15) 所得到最終質量  $m_{r,t=e}$  及由式(3-17) 所得到等的最終質量  $(m_{r,t=e})_{iso}$  則可得到假設噴氣過程為一絕熱情況及為一等溫情況下, 由儲槽所流出的空氣質量  $\Delta m_{r,t=i,e}$  及  $\Delta(m_{r,t=i,e})_{iso}$ , 分別等於 0.278 kg 及 0.359 kg。

將  $\Delta m_{r,t=i,f}$ 、 $\Delta m_{r,t=i,e}$  及  $\Delta(m_{r,t=i,e})_{iso}$  作一比較可發現, 假設噴氣過程為一絕熱情況下所得到的流出空氣質量  $\Delta m_{r,t=i,e}$  較實際流出空氣質量  $\Delta m_{r,t=i,f}$  低約 4.3%, 而假設噴氣過程為一等溫情況下所得到的流出空氣質量  $\Delta(m_{r,t=i,e})_{iso}$  則較實際流出空氣質量  $\Delta m_{r,t=i,f}$  高出了 23.4%。由此可知, 實際噴氣的過程與一絕熱過程十分的接近, 而與一等溫過程有相當大的差距。

為進一步比較在實際情況下與絕熱情況下, 噴氣過程中由儲槽所流出的空氣質量, 在此針對不同的起始條件及不同的噴氣時間進行了多次的實驗, 實驗的結果列於表 3-1。結果顯示, 在噴氣過程中, 所有的實際情況下由儲槽所流出的空氣質量與絕熱情況下由儲槽所流出的空氣質量間的差異都小於 5%, 因此可推論在本研究中假設噴氣過程為一絕熱過程為恰當的, 而由式(3-15)計算所得到結果亦為準確的。

式(3-16)為式(3-15)對時間  $t$  的微分式, 若式(3-15)為準確的, 在此可進一

步推論式(3-16)亦為準確的。因此在本文中，將以由式(3-16)所計算出來的流出儲槽的質量流量  $m_{1,t}$  為標準，來檢視二儲槽模式的準確性。

圖 3-5 為由儲槽流出的空氣其質量流量對時間的變化， $m_{1,t}$  及  $m_{2,t}$  分別代表由空氣儲槽(儲槽 1)及噴氣管(儲槽 2)所流出的質量流量。由二儲槽模式所計算出來的質量流量  $m_{1,t}$  及  $m_{2,t}$  分別以一實線及一虛線來表示；而將示於圖 3-3(a)中的儲槽內空氣壓力的變化  $P_{r1,t}$  代入式(3-16)所得到的質量流量  $m_{1,t}$  則以符號  $\bullet$  來表示。在膜片閥開啟之初，儲槽內空氣的壓力  $P_{r1,t}$  等於儲槽內空氣的起始壓力  $P_{r1,t=i}$ ，噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  等於外界大氣壓力  $P_{atm}$ ，此時  $P_{r1,t}$  與  $P_{r2,t}$  間的比值為最大，以致空氣快速的由儲槽 1 流向儲槽 2，質量流量  $m_{1,t}$  快速的由 0 增加至一最大值。比較圖 3-5 中由二儲槽模式所計算出來的質量流量  $m_{1,t}$  及由式(3-16)所得到的質量流量  $m_{1,t}$  可知，二儲槽模式所計算出來的質量流量  $m_{1,t}$  直接由 0 增加至一最大值，這是因為在二儲槽模式中，膜片閥的開啟被假設成是立即的，因此  $m_{1,t}$  不需任何時間即可由 0 增加至一最大值；而在實際狀況下，膜片閥的開啟並非立即的，由全關至全開仍需一短暫的時間，故由式(3-16)所得到的質量流量  $m_{1,t}$  是在一短暫的時間內由 0 增加至其最大值，此一最大值約發生在膜片閥的膜片達到全開之初。在質量流量  $m_{1,t}$  達到其最大值後，隨著儲槽內空氣的壓力  $P_{r1,t}$  的降低及噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  的增加，由儲槽流入噴氣管的質量流量  $m_{1,t}$  也隨之逐漸的降低。另一方面，隨著噴氣管內的空氣壓力  $P_{r2,t}$  迅速的增加，由式(3-12)可知，流出噴氣管的質量流量  $m_{2,t}$  正比於噴氣管內的空氣壓力  $P_{r2,t}$ ，

因此質量流量  $m_{2,t}$  亦隨之逐漸的增加。

由圖 3-5 可知，在膜片閥開啟之初，流入噴氣管空氣的質量流量  $m_{1,t}$  較流出噴氣管的空氣質量流量  $m_{2,t}$  為大，因此在這段時間內，對應於圖 3-3(b) 中的噴氣管內的空氣壓力  $P_{r2,t}$  是隨時間的增加而增加的。然而噴氣管內的空氣壓力  $P_{r2,t}$  並不會一直的增加，隨著  $m_{1,t}$  的降低及  $m_{2,t}$  的增加，以致在某一時間時，質量流量  $m_{2,t}$  會等於質量流量  $m_{1,t}$ ，隨後，質量流量  $m_{2,t}$  會大於質量流量  $m_{1,t}$  但十分的接近，於是噴氣管內的空氣壓力  $P_{r2,t}$  亦隨之逐漸的降低。

在噴氣過程結束時，膜片閥由全開至全關亦需一短暫的時間，因此由式(3-16)所計算出來的  $m_{1,t}$  並非直接降為 0，然而二儲槽模式中假設膜片閥的關閉為即時的，故由二儲槽模式所計算出來的  $m_{1,t}$  會直接降為 0。另外，由於在膜片閥關閉後，噴氣管內的空氣壓力  $P_{r2,t}$  仍高於外界大氣壓力， $m_{2,t}$  亦非直接降為 0。

由上述的討論可約略的描述在噴氣過程中，二儲槽內空氣的壓力與流出二儲槽空氣質量流量間的關係，然而比較由二儲槽模式與由式(3-16)所計算出來的質量流量  $m_{1,t}$  可發現，二儲槽模式的預測有高估的現象。在不考慮噴氣過程中因膜片閥開啟及關閉的不穩定期間的情況下，在  $t=500$  msec 與  $t=900$  msec 間，由二儲槽模式所計算出來的  $m_{1,t}$  平均較由式(3-16)所計算出來的  $m_{1,t}$  的高約 10%。

為提高模式的準確性，在此將二儲槽模式作一改進，期能得到更準確的結果。在前述的二儲槽模式模擬的過程中，儲槽 1 及儲槽 2 的出口都假設為理想的噴嘴，然而在實際情況下，理想噴嘴並不存在。當空氣流經儲槽 1 及儲槽 2 的出口時，

因為摩擦的關係，降低了空氣的停滯壓力，並使得在相同條件下，流經儲槽 1 及儲槽 2 出口的空氣質量流量會較相同截面積的理想噴嘴為小，因此若要提高二儲槽模式的準確性，此一因摩擦所造成的影響必須列入考慮。

首先對儲存槽 1 的出口而言，在此將儲存槽 1 出口的摩擦效應以一等截面積、長度為  $L_e$  具有摩擦的管子來模擬；空氣流經存槽 1 出口時，因其摩擦效應所造成之空氣性質的改變與空氣流經此一長度為  $L_e$  的管子相同，如圖 3-6 所示。在此假設下，根據 Saad [16]，當一流體流經一等截面積、長度為  $L_e$  具有摩擦的管子時，在管子的上下游馬赫數  $M_{1,t}$  及  $M_{2,t}$  與管子的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  間有一關係存在，表示如下：

$$\frac{4\bar{f}L_e}{D_h} = \frac{1}{\gamma} \left( \frac{1}{M_{1,t}^2} - \frac{1}{M_{2,t}^2} \right) + \frac{\gamma+1}{2\gamma} \ln \frac{M_{1,t}^2}{M_{2,t}^2} \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2,t}^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{1,t}^2} \right) \quad (3-18)$$

其中平均摩擦係數  $\bar{f}$  定義為：

$$\bar{f} = \frac{1}{L_e} \int_0^{L_e} f dx \quad (3-19)$$

因此，若能得知此一管子上下游的馬赫數  $M_{1,t}$  及  $M_{2,t}$ ，便可由式(3-18)求得

此一管子的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$ 。在此以圖 3-7 說明，如何以所量測到的壓力數據，

得出代表儲槽 1 出口摩擦效應的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$ 。

在空氣流經儲槽 1 出口前，空氣的停滯壓力為  $P_{r1,t}$ ，而空氣的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$  可由式(3-16)求得，將空氣的停滯壓力  $P_{r1,t}$  及其質量流量  $\dot{m}_{1,t}$  代入式(3-6a) 可得出在一理想的情況下，流經儲槽 1 出口的馬赫數，此一馬赫數可視為式(3-18) 中的  $M_{1,t}$ ；另一方面，考慮儲槽 1 出口下游，亦即膜片閥上游，壓力  $P_{u,t}$  量測的位置，根據 Saad [16]，當空氣流經此一等截面積  $A_b$  的管子時，其質量流量  $\dot{m}_{1,t}$ 、 壓力  $P_{u,t}$  與馬赫數  $M_{u,t}$  間的關係可表示成：

$$\dot{m}_{1,t} = \frac{P_{u,t}}{\sqrt{T_{r1,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_b M_{u,t} \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2} \quad (3-20)$$

因此，若將所量測到的靜壓力  $P_{u,t}$  及由式(3-16)所計算出來的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$ ，代 入式(3-20)中，可求得位於儲槽 1 出口下游的馬赫數  $M_{u,t}$ ，此一馬赫數可視為式 (3-18) 中在等效摩擦管下游的馬赫數  $M_{2,t}$ 。以圖 3-3 所量測到的壓力帶入式(3- 6a)及式(3-20)所求得的馬赫數  $M_{1,t}$  及  $M_{2,t}$  示於圖 3-7，同時，將  $M_{1,t}$  及  $M_{2,t}$  代 入式(3-18)所得出的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  亦示於圖 3-7 中。在不考慮噴氣過程中因膜

片閥開啟及關閉所造成的不穩定期間的情況下，將  $t=500$  msec 到  $t=900$  msec

間所求得的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  加以平均，可得到一平均值 0.74，此一平均值在二儲

槽的數學模式中將被視為此一等效摩擦管的摩擦因子。

至於對噴氣管上的噴嘴(儲存槽 2 的出口)而言，在噴嘴下游的空氣壓力恆為大氣壓力  $P_{atm}$ ，摩擦對噴嘴所造成的影響主要是降低了由噴嘴所流出空氣的質量流量；在此實際噴嘴所流出空氣的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$ ，以一噴嘴流量係數  $C_{dn}$  乘上在相同噴嘴上下游情況下由一等截面積的理想噴嘴所流出空氣的質量流量  $(\dot{m}_{2,t})_{isen}$  來模擬，因此，實際由噴氣管上的噴嘴所流出空氣的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$  可等於式(3-12) 乘上噴嘴流量係數  $C_{dn}$ ：

$$\dot{m}_{2,t} = \frac{P_{r2,t}}{\sqrt{T_{r2,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_n C_{dn} \frac{M_{n,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (3-21)$$

其中噴嘴流量係數  $C_{dn}$  可以由 ANSI/ASME 的標準測試方法[20]求得，然而 ASME 的標準測試方法需較複雜的設備，在此本文利用現有的實驗設備，以類似的方法亦可相當準確的求出噴氣管上噴嘴的流量係數  $C_{dn}$ 。

如圖 3-2 所示，噴氣管的體積要遠較空氣儲槽的體積要小，因此在一絕熱過程下，流出儲槽空氣的性質與流出噴氣管空氣的性質十分的接近，在此假設流出噴氣管空氣的質量流量  $\dot{m}_{2,t}$  與停滯溫度  $T_{r2,t}$  分別等於流出儲槽 1 空氣的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$  與停滯溫度  $T_{r1,t}$ 。若在噴氣過程中，量測儲槽內空氣壓力的變化，則流出儲

槽空氣的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$  可由式(3-16) 求出，而流出儲槽 1 空氣的停滯溫度  $T_{r1,t}$

可由下式求出：

$$T_{r1,t} = T_{r1,t=i} \left( \frac{P_{r1,t}}{P_{r1,t=i}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3-22)$$

將停滯溫度  $T_{r2,t}$  ( $\sim T_{r1,t}$ ) 及所量測到的壓力  $P_{r2,t}$  代入式(3-12)，則可得到一質量流量  $\dot{m}_{2,t}$ ，此一質量流量可視為在噴氣管內空氣的停滯壓力及停滯溫度為  $P_{r2,t}$  及  $T_{r2,t}$  的情況下，由一理想噴嘴所流出的質量流量  $(\dot{m}_{2,t})_{isen}$ ；再者，實際由噴氣管上噴嘴所流出的空氣質量流量  $(\dot{m}_{2,t})_{real}$  近似於由儲槽流出空氣的質量流量  $\dot{m}_{1,t}$ ，噴嘴的流量係數  $C_{dn}$  則可以下式求出：

$$C_{dn} = \frac{(\dot{m}_{2,t})_{real}}{(\dot{m}_{2,t})_{isen}} = \frac{\dot{m}_{1,t}}{\frac{P_{r2,t}}{\sqrt{T_{r1,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \frac{M_{n,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}} \quad (3-23)$$

其中  $M_{n,t}$  為在噴嘴出口處空氣的馬赫數，可由所量測到的噴氣管內空氣的壓力  $P_{r2,t}$  代入式(3-13)來求得。

圖 3-8 為由式(3-16) 所計算出來的質量流量  $(\dot{m}_{2,t})_{real}$ ，由式(3-12)所計算出來的質量流量  $(\dot{m}_{2,t})_{isen}$  及由式(3-23) 所計算出來的噴嘴流量係數  $C_{dn}$ ，在不考慮噴氣過程中因膜片閥開啟及關閉所造成的不穩定期間的情況下，將  $t=500$  msec

到  $t=900$  msec 間所求得的噴嘴流量係數  $C_{dn}$  加以平均，可得到一平均值 0.78，此一平均值在二儲槽的數學模式中將被視為噴嘴的流量係數  $C_{dn}$ 。

將摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  及噴嘴流量係數  $C_{dn}$  加入上述的二儲槽模式中，會導致所計

算出來的質量流量  $m_{1,t}$  及  $m_{2,t}$  較原來的二儲槽模式所計算出來的要小；另外，膜片閥上游空氣的停滯壓力  $P_{u0,t}$  因摩擦的關係不會等於儲槽 1 內空氣的壓力  $P_{r1,t}$  而會較  $P_{r1,t}$  略低。在考慮儲槽出口及噴氣管上噴嘴的摩擦效應的情況下，3.2 節中的計算程序需稍作修改，敘述如下：

(a) 將 3.2 節中的步驟(3)分為下述(3-1)，(3-2) 及 (3-3) 三步驟：

(3-1) 將式(3-6a)中的  $P_{u0,t}$  及  $T_{u0,t}$  分別以  $P_{r1,t}$  及  $T_{r1,t}$  取代，而計算得出的馬赫數  $M_{u,t}^n$  則視為式(3-18)中等效摩擦管上游的馬赫數  $M_{1,t}^n$ ；

(3-2) 將  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  ( $=0.74$ ) 及  $M_{1,t}^n$  代入式(3-18)以得出等效摩擦管下游的馬赫數  $M_{2,t}^n$ ，並視為膜片閥上游空氣的馬赫數  $M_{u,t}^n$ ；

(3-3) 在式(3-6a)中，以摩擦管下游的馬赫數  $M_{2,t}^n$  取代原來的膜片閥上游馬赫數  $M_{u,t}^n$ ，並求得膜片閥上游空氣的停滯壓力  $P_{u0,t}^n$ ；

(b) 將原來的步驟(4)改為：將  $P_{u0,t}^n$  及  $M_{u,t}^n$  代入式(3-7a)，以計算膜片閥上游空氣的靜壓力  $P_{u,t}^n$ ；

(c) 將原來的步驟(12)改為：將  $P_{r2,t}$ ， $T_{r2,t}$  及  $M_{n,t}$  代入式(3-21)，以計算流出噴氣管空氣的質量流量  $m_{2,t}$ ；

圖 3-9 為在考慮二儲槽出口摩擦效應情況下，實驗量測數據與二儲槽模式計



算結果的比較。圖中所示的實驗量測數據與圖 3-3 中的相同；而在二儲槽模式中，儲槽 1 出口的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  及噴氣管上噴嘴的流量係數  $C_{dn}$  係由上述計算過程中所得到的，分別等於 0.74 及 0.781。圖 3-9(a) 為在噴氣過程中儲槽內  $P_{r1,t}$  及膜片閥上游  $P_{u,t}$  空氣壓力的變化，圖 3-9(b) 為在噴氣過程中膜片閥下游  $P_{d,t}$  及噴氣管內  $P_{r2,t}$  空氣壓力的變化。相較於圖 3-3(a) 及圖 3-3(b)，圖 3-9(a) 及圖 3-9(b) 中，由此一改進過的二儲槽模式所計算出來的各點壓力變化，與實驗的結果十分的吻合，換言之，二儲槽模式能準確的預估在噴氣過程中各點空氣壓力的變化。圖 3-9(c) 為由式(3-16)計算出來的質量流量  $m_{r1,t}$  及由改進過的二儲槽模式所計算出來的質量流量  $m_{r1,t}$  及  $m_{r2,t}$ ，比較式(3-16)所計算出來的  $m_{r1,t}$  及二儲槽模式的結果顯示，二者十分的穩合，由此可知，二儲槽模式亦能準確的預估在噴氣過程中由空氣儲槽所流出的空氣質量流量  $m_{r1,t}$ 。在圖 3-9(c) 中，在  $t=500$  msec 到  $t=900$  msec 這段時間中，質量流量  $m_{r1,t}$  對時間的平均值亦表列於表 3-2，此例中式(3-16)所計算出來的結果與二儲槽模式計算出來的結果差異僅為 0.61%。

為進一步說明二儲槽模式的準確性與可用性，將部分在噴氣管上的噴嘴堵住，以改變噴氣管上噴嘴(儲存槽 2 出口)的總面積  $A_n$ 。圖 3-10 為噴氣管上噴嘴數為 8 個(堵住 12 個噴嘴中的 4 個)的情況下，在噴氣過程中各點空氣的壓力變化及流出空氣的質量流量。在此例中，儲槽空氣的起始壓力  $P_{r1,t=i}$  為 515kpa，而代入二儲槽模式中的摩擦因子  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  及噴嘴的流量係數  $C_{dn}$  與前例相同，分別等於 0.74 及 0.78。由圖 3-10 可看出，二儲槽模式的預估值與實驗的結果十分的

吻合，在此例中，式(3-16)所計算出來的質量流量 $m_{r,1,t}$ 與二儲槽模式計算出來的質量流量 $m_{r,1,t}$ ，在 $t=500$  msec 到  $t=900$  msec 間對時間的平均值，二者相差 0.85%。

圖 3- 11 為在不同數目噴嘴的情況下，在噴氣過程中由空氣儲槽所流出空氣的質量流量 $m_{r,1,t}$ ，各種噴嘴數在在  $t=500$  msec 到  $t=900$  msec 間，質量流量 $m_{r,1,t}$ 對時間的平均值亦表列於表 3-2，其中由式(3-16)所計算出來的結果與二儲槽模式計算出來的結果間的差異都小於 3%，由此可驗證本文所提出的二儲槽模式其準確性與可用性。

### 3.5 結論

本章提出了一個二儲槽數學模式，此一模式經過實驗的驗證，具有相當高的準確性，可用以模擬脈衝式清洗系統在噴氣過程中，空氣性質的變化及所噴出脈衝空氣的質量流量等性質，本章的成果可歸納為下列數點：

- (1) 在不考慮空氣儲槽出口及噴氣管上噴嘴的摩擦效應下，由二儲槽模式所估算出來的質量流量約較實際狀況高約 10%；
- (2) 空氣儲槽出口及噴氣管上噴嘴的摩擦效應，在噴氣過程中對空氣性質的影響，在此成功的分別以一摩擦因子  $4fL_e/D_h$  及一噴嘴流量係數  $C_{dn}$  來模擬。另外，本章亦提出了簡易的實驗方法，可用以得出摩擦因子  $4fL_e/D_h$  及流量係數  $C_{dn}$ ；
- (3) 在考慮空氣儲槽出口及噴氣管上噴嘴的摩擦效應下，在噴氣過程中由二儲槽模式所預估的各點空氣壓力變化與實驗量測的結果十分的吻合；而

所估算出來的質量流量約與實際狀況間的差異可有效的降低至 3%；及

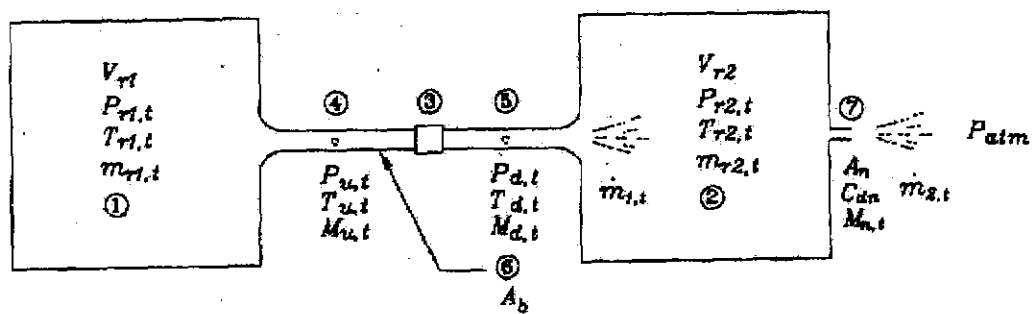
- (4) 因缺乏一可用的暫態流量計，在噴氣過程中，由二儲槽模式所預估的由儲槽流出的空氣質量流量，無法直接以實驗量測到的數據來驗證，然而利用前一章的結果，由所量測到的儲槽內空氣壓力的變化可計算出流出儲槽空氣的質量流量，此一質量流量經比較在噴氣過程中所流出的空氣質量後可推論為準確的，而由二儲槽模式所預估質量流量與此一由儲槽壓力變化所計算出來的質量流量十分的吻合，故間接的可驗證由二儲槽模式所預估的質量流量為準確的。

表 3-1 比較在實際情況下與絕熱情況下噴氣過程中由儲槽所流出的空氣質量

Run no.	(1) $m_{r1,j} = \frac{P_{r1,j} V_{r1}}{RT_{r1,j}}$ (kg)	(2) $m_{r1,e}$ 式 (3-15) (kg)	(3) $m_{r1,f} = \frac{P_{r1,f} V_{r1}}{RT_{r1,f}}$ (kg)	(4) $\Delta m_{r1,j} = m_{r1,e} - m_{r1,f}$ (kg)	(5) $\Delta m_{r1,j} = m_{r1,e} - m_{r1,f}$ (kg)	(6) deviations $\frac{\Delta m_{r1,j} = e - \Delta m_{r1,j} = f}{\Delta m_{r1,j} = f}$ (%)
1	0.7807	0.5029	0.4902	0.2779	0.2905	-4.35%
2	0.7957	0.4441	0.4343	0.3516	0.3614	-2.73%
3	0.7993	0.4548	0.4439	0.3445	0.3555	-3.08%
4	0.8283	0.4901	0.4783	0.3382	0.3500	-3.37%
5	0.8081	0.5052	0.4925	0.3029	0.3157	-4.04%
6	0.8158	0.5582	0.5466	0.2576	0.2692	-4.31%
7	0.7957	0.6132	0.6045	0.1825	0.1912	-4.59%
8	0.8116	0.6788	0.6721	0.1328	0.1395	-4.82%

表 3-2 比較由式(3-16)所計算出來的質量流量  $\dot{m}_j$  與由二儲槽模式計算結果間的差異

實驗條件			在 $t=500$ msec 到 $t=900$ msec 間, 質量流量 $\dot{m}_j$ 的平均值			
起始 壓力 $P_{r,i}$ (kpa)	起始 溫度 $T_{r,i}$ (K)	噴嘴 數目 $N$	式(3-16) 的計算結果 (kg/sec)	二儲槽模式 的計算結果 $4J_e/D_h = 0.74$ $C_{d_n} = 0.78$ (kg/sec)	差異 (%)	說明
629.7	293.7	12	0.4602	0.4574	-0.61%	圖3-9(c)
515.8	298.8	12	0.3755	0.3744	-0.29%	圖3-11 Curve(a)
514.5	299.1	8	0.2859	0.2835	-0.85%	圖3-10(c), 3-11 Curve(b)
512.8	299.0	4	0.1624	0.1596	-1.74%	圖3-11 Curve(c)
517.1	299.1	2	0.0894	0.0867	-2.99%	圖3-11 Curve(d)
517.9	299.4	1	0.0469	0.0458	-2.31%	圖3-11 Curve(e)



說明:

- |             |             |
|-------------|-------------|
| ① 儲槽 1      | ⑤ 膜片閥下游氣體性質 |
| ② 儲槽 2      | ⑥ 連接管       |
| ③ 膜片閥       | ⑦ 噴嘴        |
| ④ 膜片閥上游氣體性質 |             |

圖 3-1 物理模式

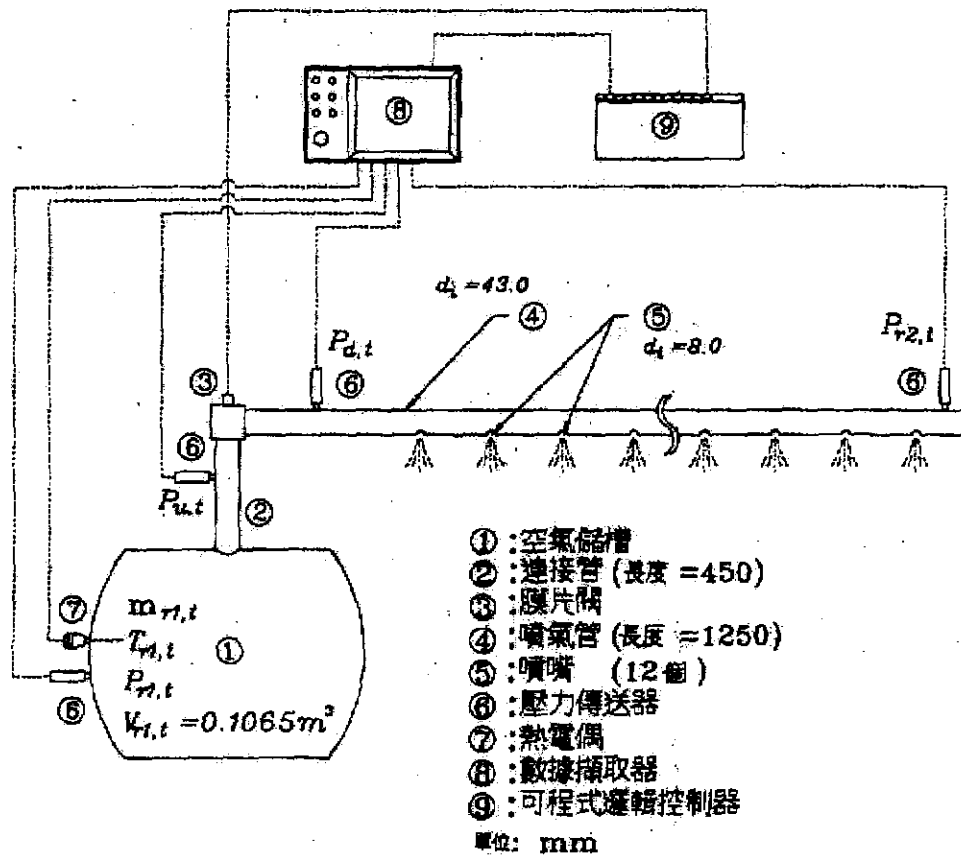


圖 3-2 實驗設備示意圖

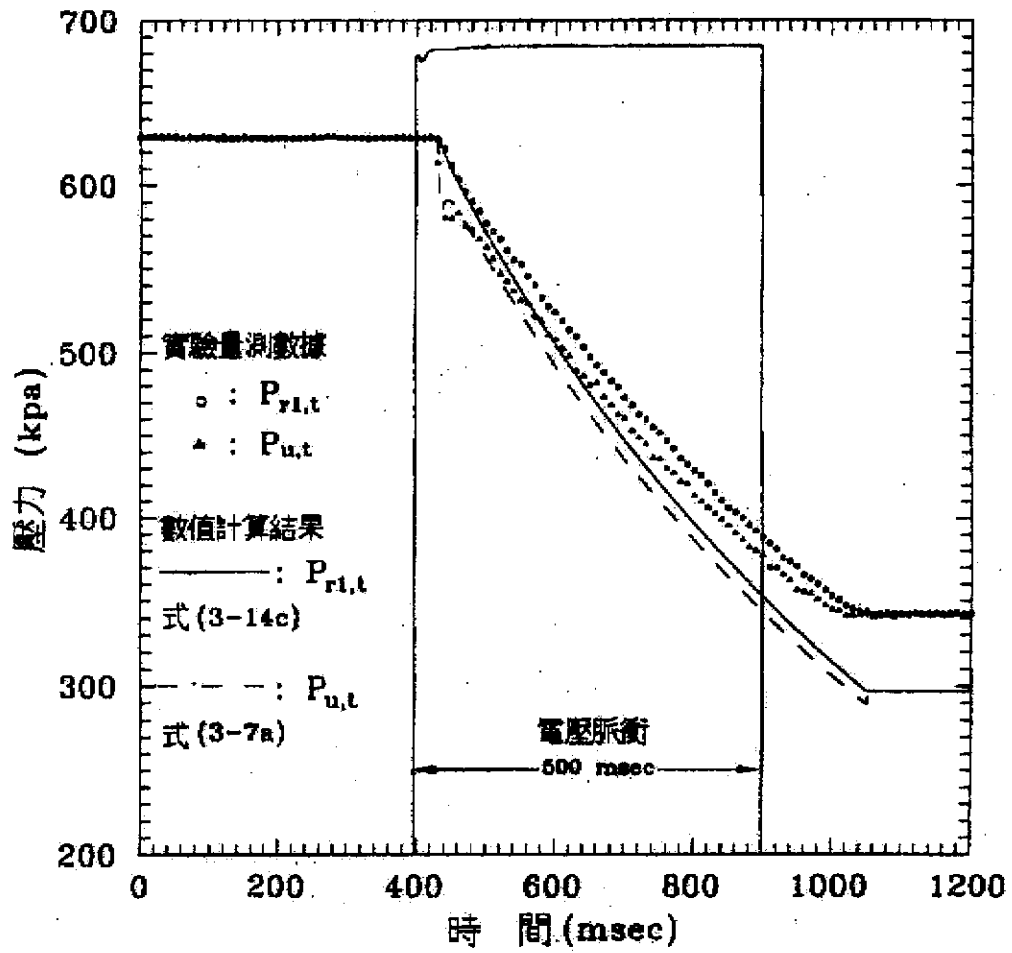


圖 3-3(a) 在噴氣過程中各點壓力變化；

( $P_{r1,t}$ : 儲槽內,  $P_{u,t}$ : 膜片閥上游, 噴嘴數目=12)



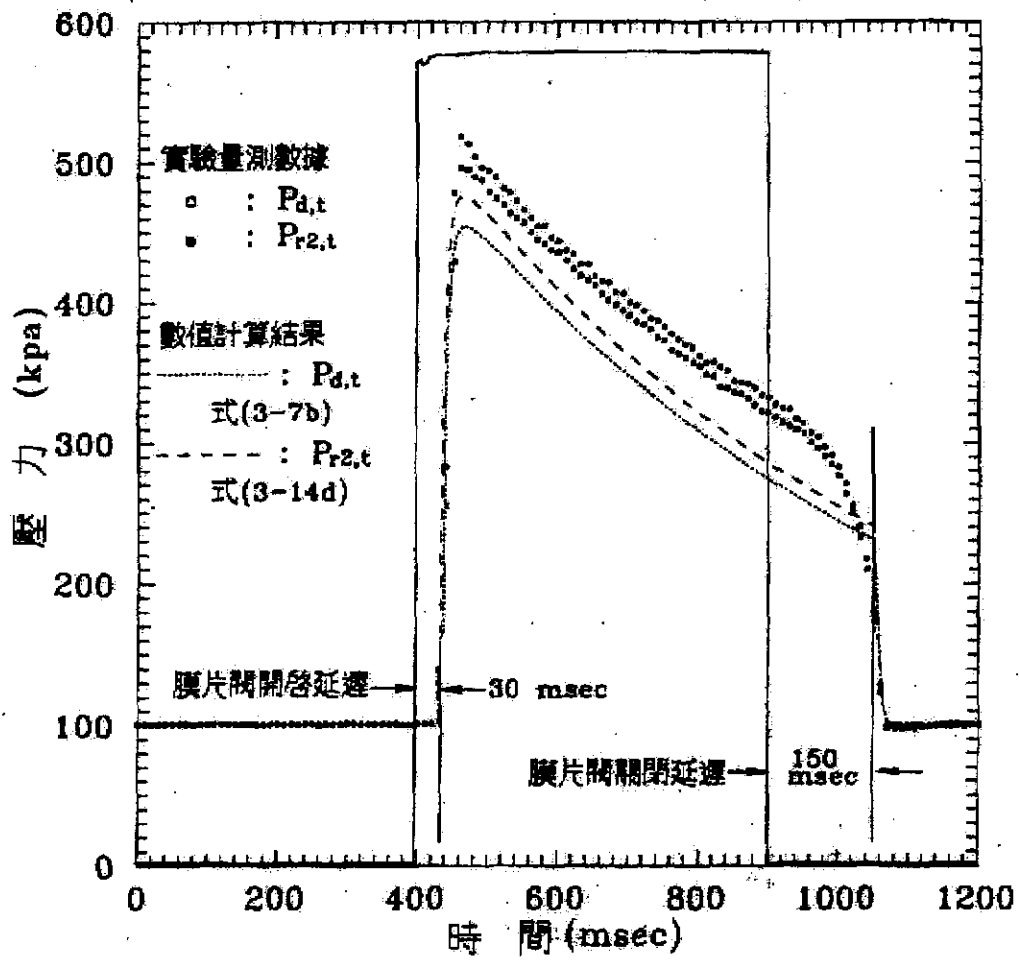


圖 3-3(b) 在噴氣過程中各點壓力變化；

( $P_{d,t}$ : 膜片閥下游,  $P_{r2,t}$ : 噴氣管末端, 噴嘴數目=12)

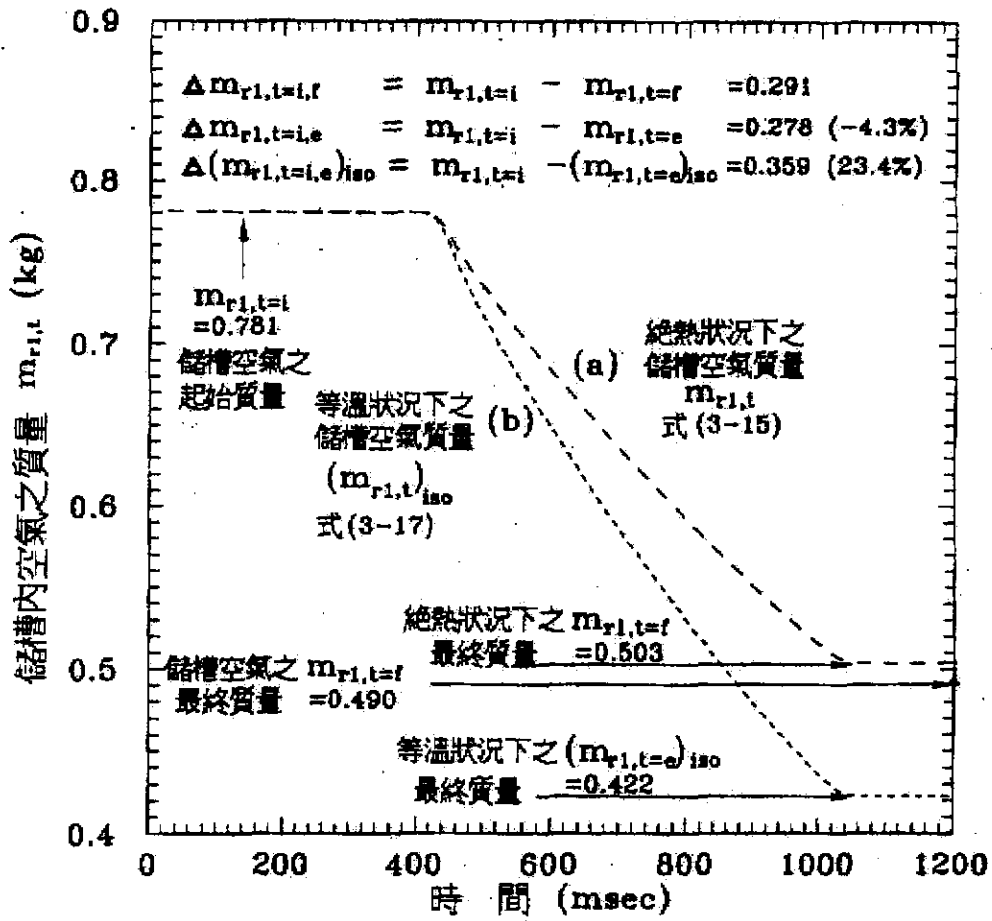


圖 3-4 儲槽內空氣的質量對時間的變化；  
 ((a): 絕熱狀況, (b): 等溫狀況)

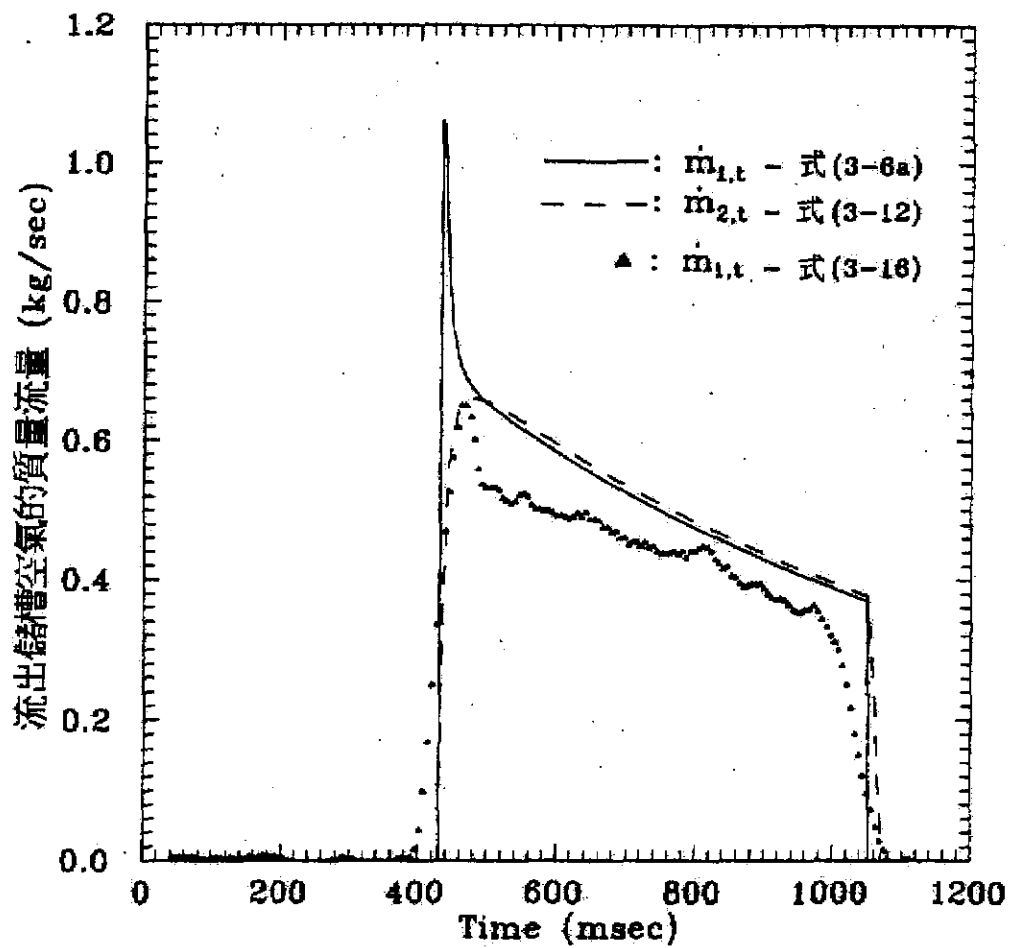
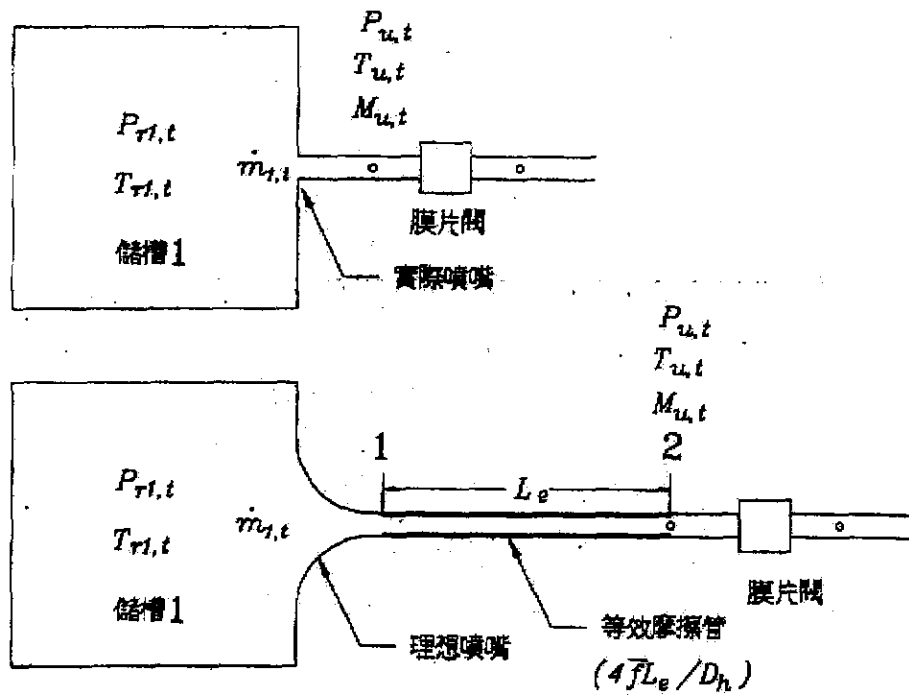


圖 3-5 流出儲槽的空氣質量對時間的變化；

( $\dot{m}_{1,r}$ : 空氣儲槽,  $\dot{m}_{2,r}$ : 噴氣管, 噴嘴數目=12)



空氣性質	1	2
	摩擦管前	摩擦管後(膜片閥前)
傳滯壓力	$P_{r,t}$	$P_{u0,t}$
傳滯溫度	$T_{r,t}$	$T_{r,t}$
靜壓力	$P_{1,t}$	$P_{2,t} = P_{u,t}$
靜溫度	$T_{1,t}$	$T_{2,t} = T_{u,t}$
馬赫數	$M_{1,t}$	$M_{2,t} = M_{u,t}$

圖 3-6 模擬儲槽 1 出口摩擦效應之等效摩擦管示意圖

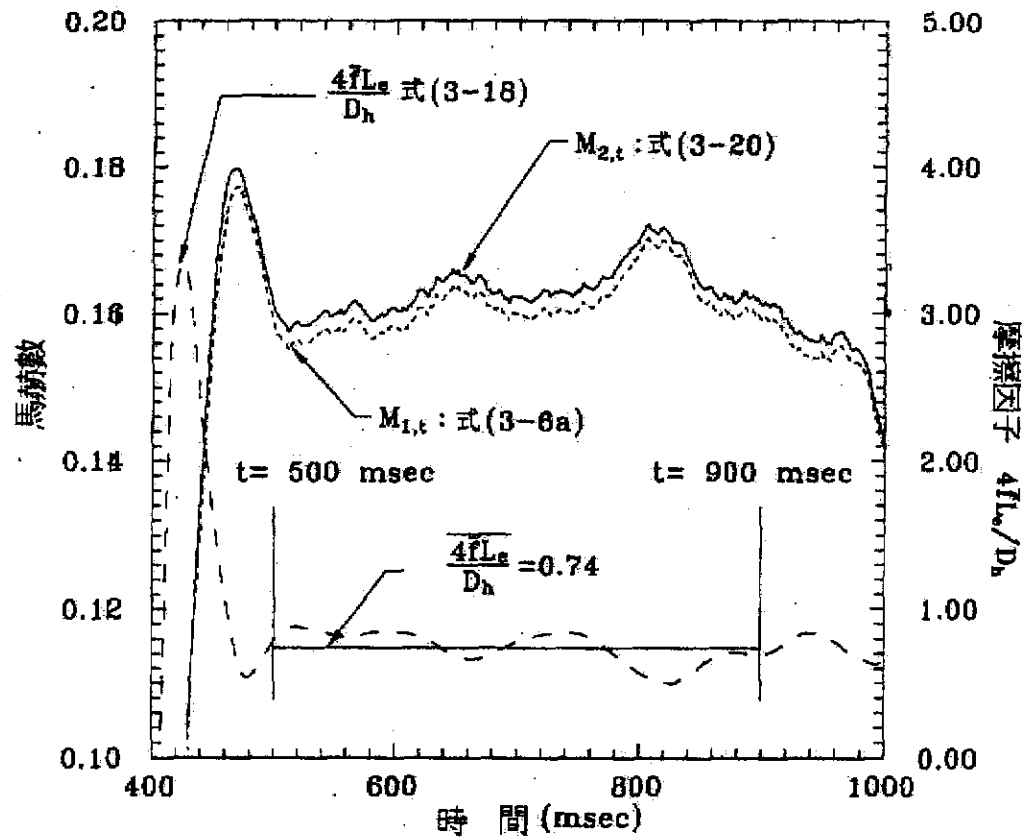


圖 3-7 等效摩擦管上下游的馬赫數及摩擦管的摩擦因子；

( $M_{1,t}$ : 摩擦管上游馬赫數,  $M_{2,t}$ : 摩擦管下游馬赫數,  $\frac{4fL_e}{D_h}$ : 摩擦管的

摩擦因子, 噴嘴數目=12)

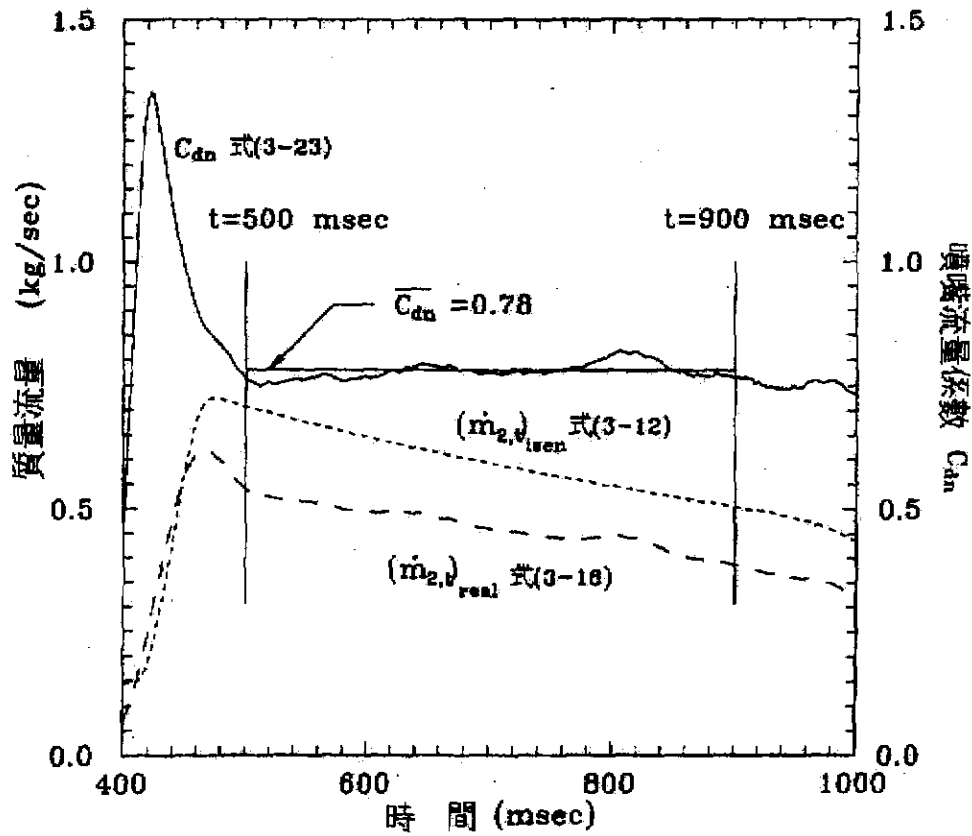


圖 3-8 由噴氣管上噴嘴所流出的空氣其質量流量及噴嘴的噴嘴係數：

$(\dot{m}_{2,t})_{real}$ ：實際噴嘴的質量流量， $(\dot{m}_{2,t})_{isen}$ ：理想噴嘴的質量流量，  
 $C_{dn}$ ：噴嘴的噴嘴係數，噴嘴數目=12)

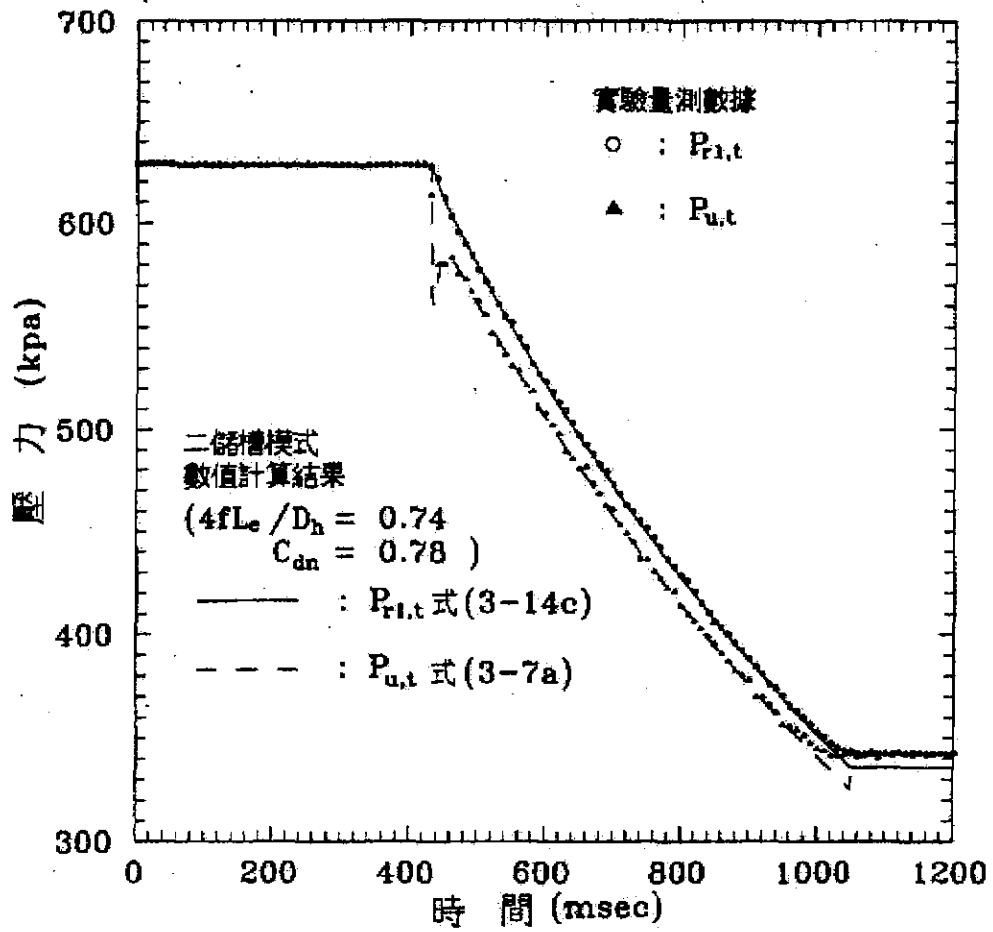


圖 3-9(a) 在噴氣過程中各點壓力變化：

( $P_{r,t}$ : 儲槽內,  $P_{u,t}$ : 膜片閥上游, 噴嘴數目=12)

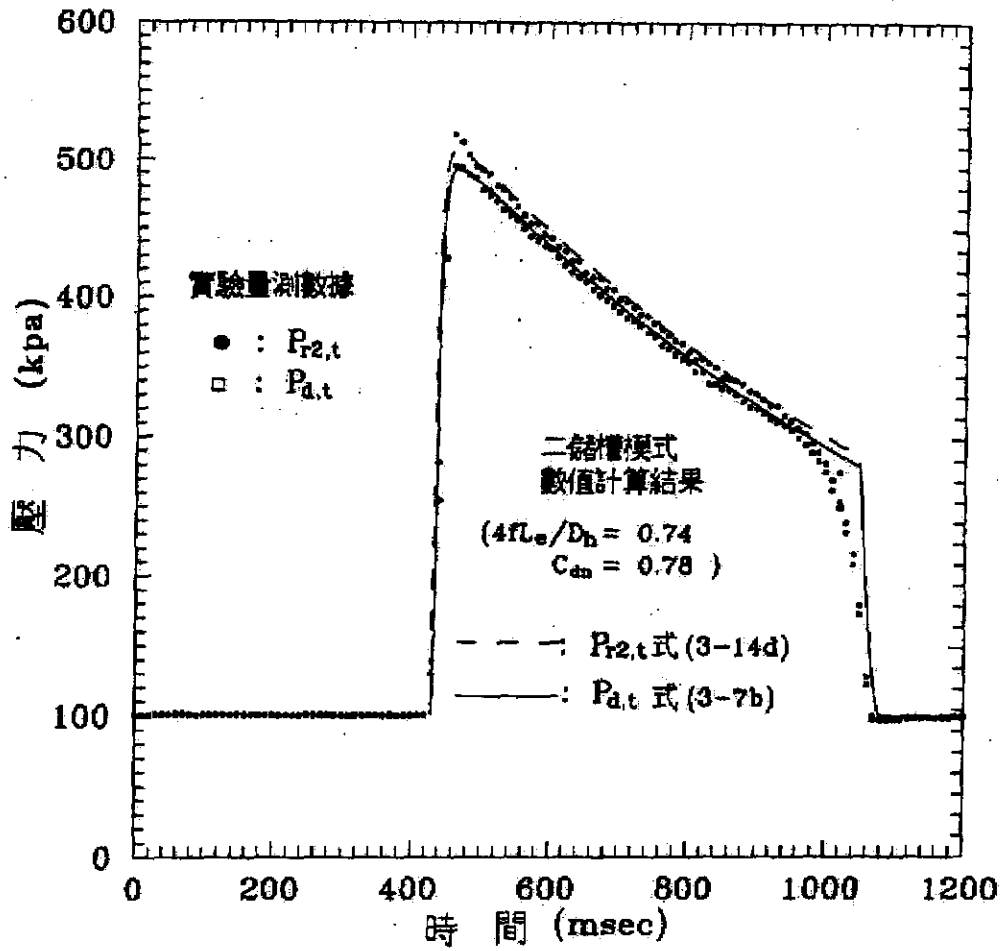


圖 3-9(b) 在噴氣過程中各點壓力變化；

( $P_{d,t}$ : 膜片閥下游,  $P_{r,t}$ : 噴氣管末端, 噴嘴數目=12)



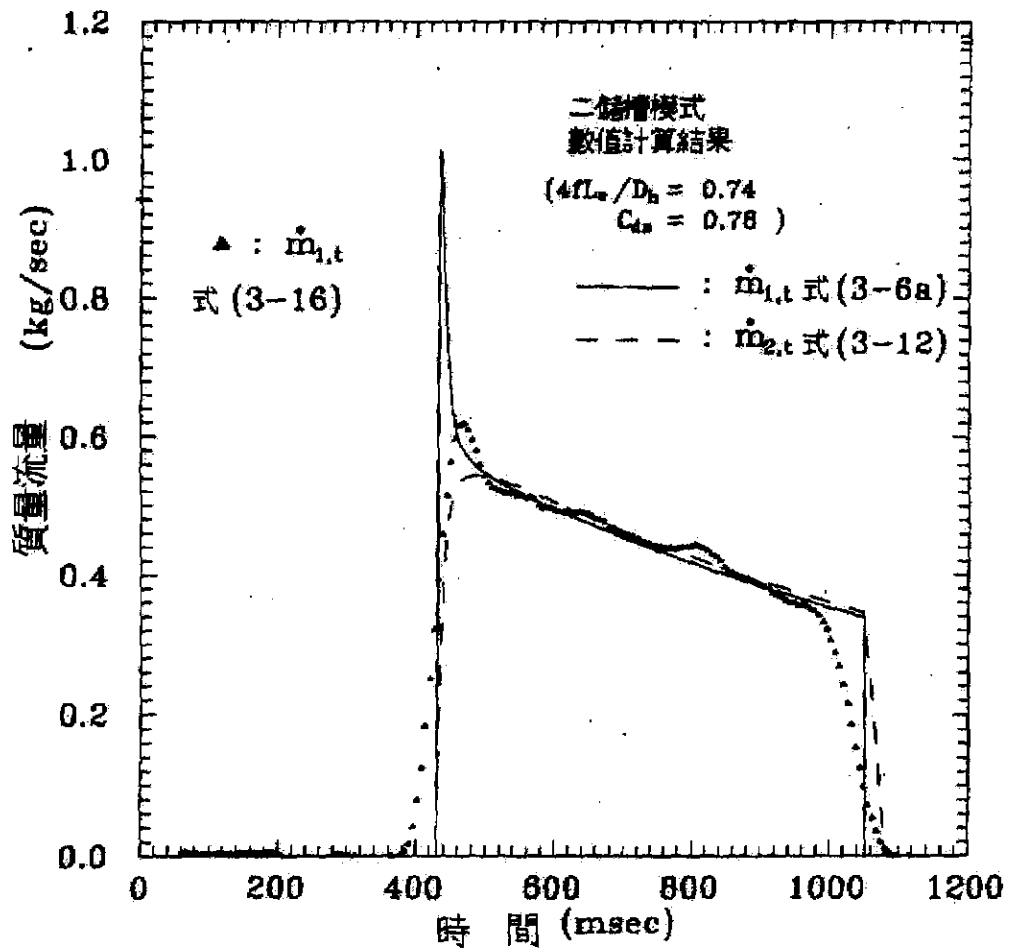


圖 3-9(c) 流出儲槽的空氣質量流量對時間的變化；

( $\dot{m}_{1,t}$ : 空氣儲槽,  $\dot{m}_{2,t}$ : 噴氣管, 噴嘴數目=12)

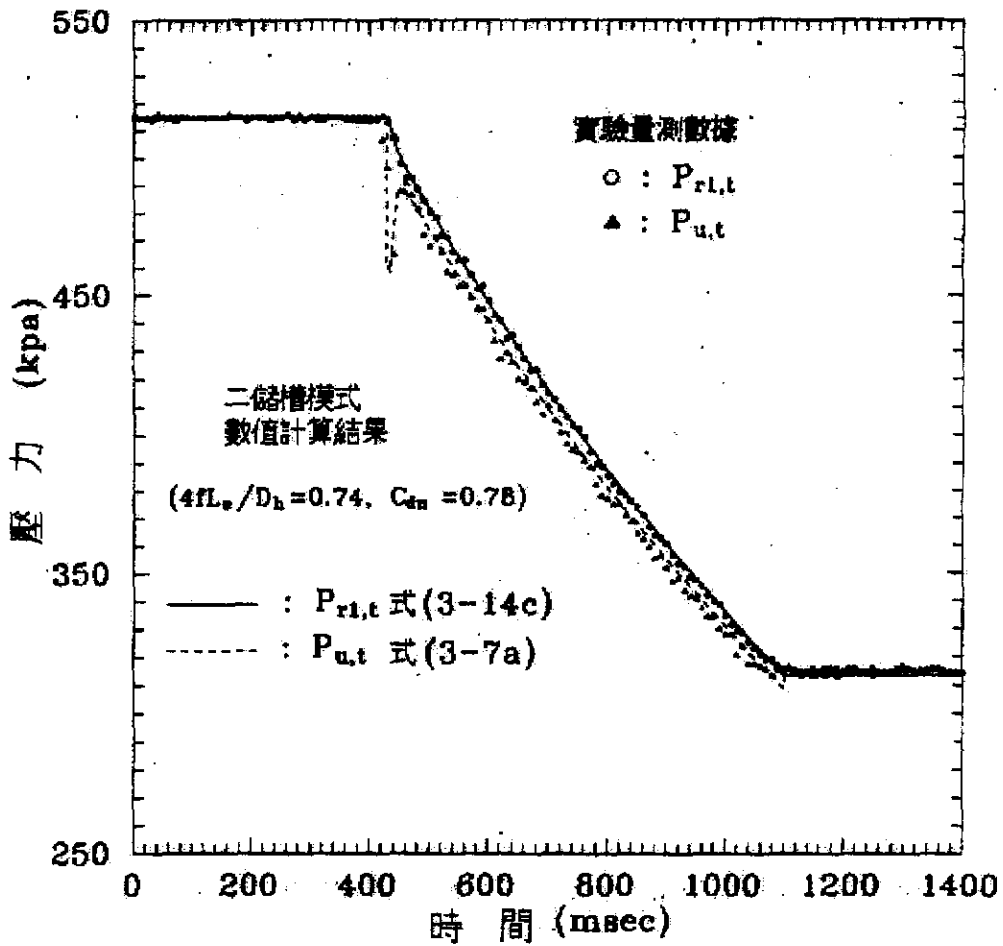


圖 3-10(a) 在噴氣過程中各點壓力變化；

( $P_{r,t}$ :儲槽內,  $P_{u,t}$ :膜片閥上游, 噴嘴數目=8)

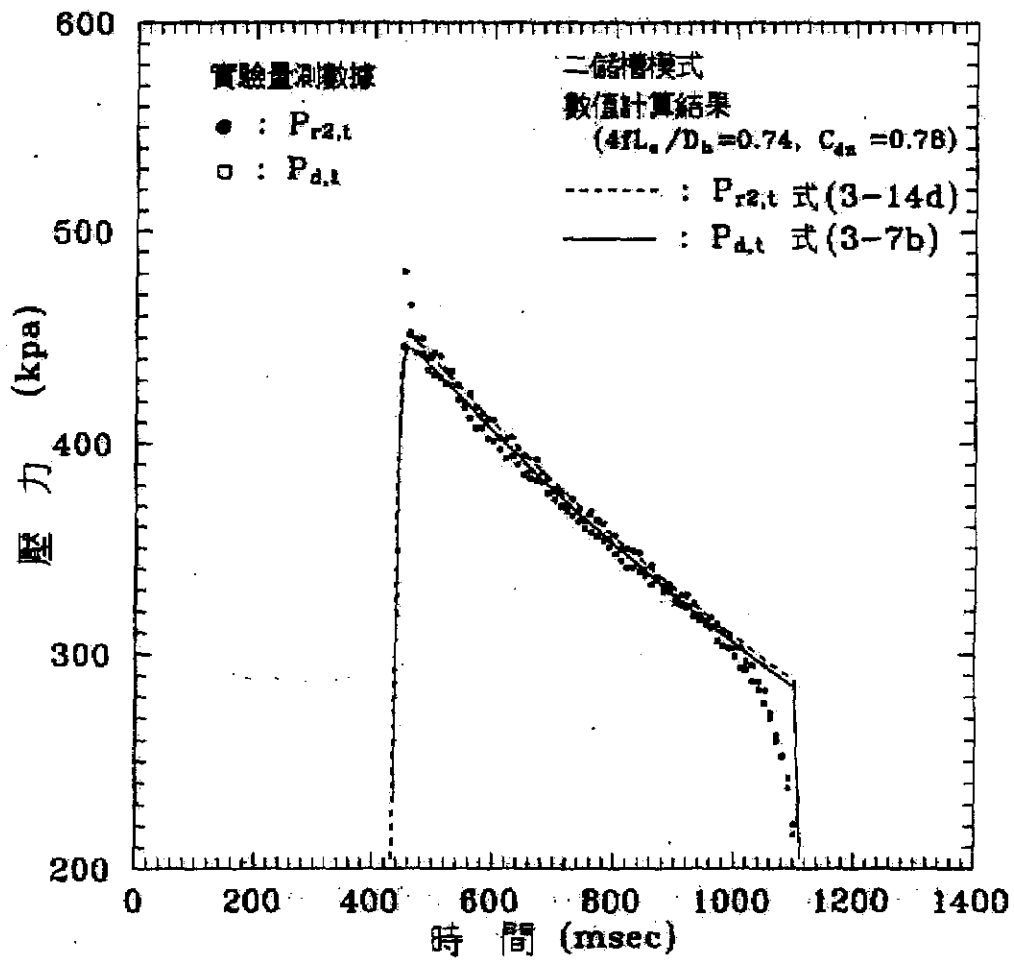


圖 3-10(b) 在噴氣過程中各點壓力變化；

( $P_{d,t}$ :膜片閥下游,  $P_{r2,t}$ :噴氣管末端, 噴嘴數目=8)

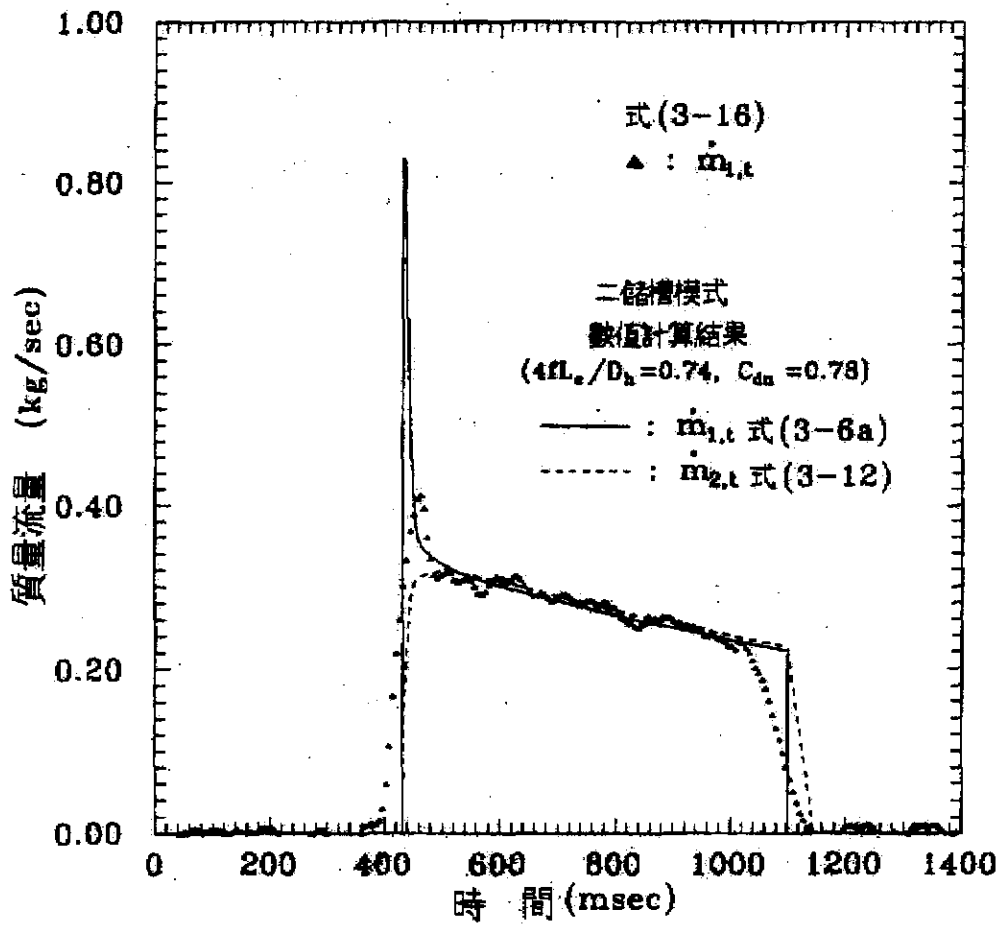


圖 3-10(c) 流出儲槽的空氣質量對時間的變化；

( $\dot{m}_{1,t}$ : 空氣儲槽,  $\dot{m}_{2,t}$ : 噴氣管, 噴嘴數目=8)

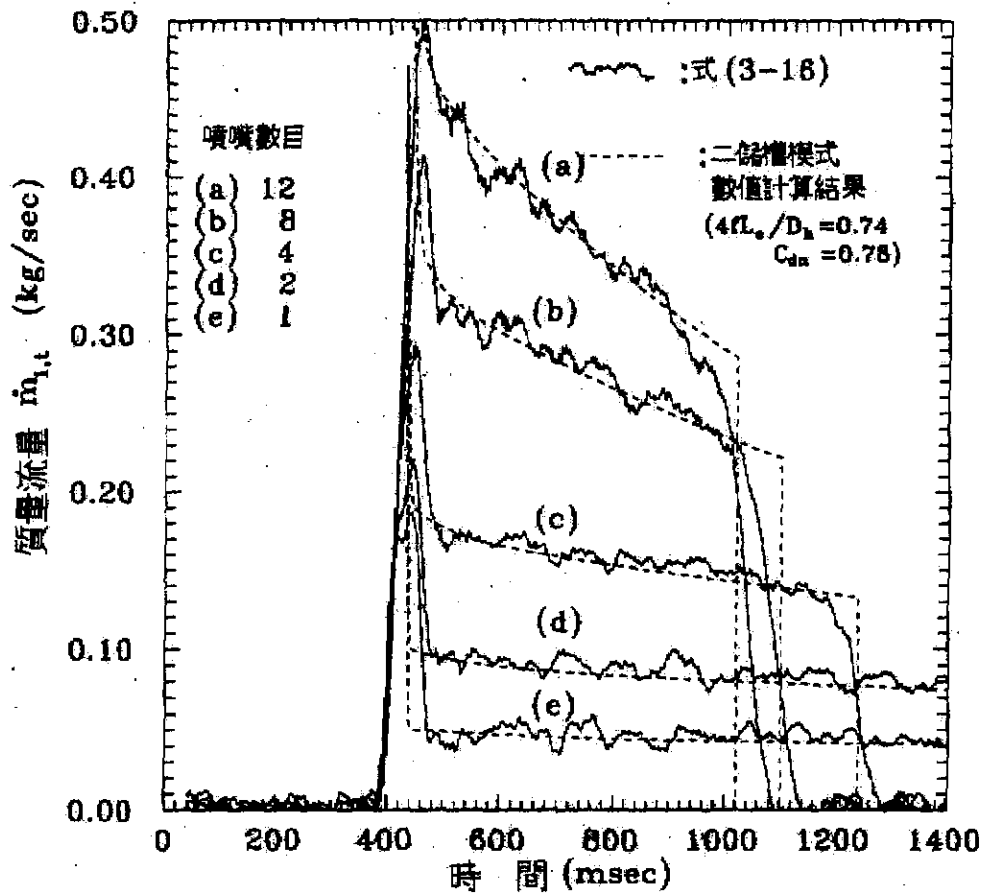


圖 3-11 在不同噴嘴數的情況下，由儲槽流出空氣的質量流量；  
 ((a):噴嘴數目=12, (b):噴嘴數目=8, (c):噴嘴數目=4, (d):噴  
 嘴數目=2, (e):噴嘴數目=1)

## 四、脈衝空氣性質之研究

### 4.1 前言

脈衝式袋式集塵器的清洗過程，如第一章所述，係由儲槽內高壓空氣，藉膜片閥的開啟，經由噴氣管上對準濾袋的噴嘴，噴出脈衝空氣，使濾袋內側造成瞬間正壓，除使濾袋因此脈衝空氣而振動外，並造成濾袋內側的空氣流向濾袋外側，而達到使附著於濾袋外側的塵餅與濾袋分離的目的。檢視此一過程，明顯的可看出，濾袋的清洗效果取決於由噴嘴所噴出的脈衝空氣的性質。

在前一章中，已成功的建立了一個”二儲槽”的數學模式，應用此一模式可準確的預估由噴氣管所流出空氣的質量流量。然而在”二儲槽”數學模式中，所有在噴氣管上的噴嘴所噴出的脈衝空氣其性質都假設是相同的，雖然在許多應用中，此一假設與實際情況相當接近，然而在檢視使用過後的濾袋時常發現，位於同一噴氣管下方的濾袋，其透氣度(permeability)會因為濾袋位置的不同而有所不同，另外，在接近噴嘴處的濾袋，常發現濾袋有破裂的情況發生，甚至有些裝在濾袋上方的文式管，也有穿孔的情形發生。由這些現象顯示，由噴嘴所噴出的脈衝空氣會受到噴嘴位置的影響而有所不同，但由”二儲槽”的數學模式所計算出來的結果，並不能區別其間的差異。

本章的主要目的即是延續前一章的研究，透過理論的分析及實驗的量測，進一步的探討高壓空氣進入噴氣管後，由噴氣管上的噴嘴噴出的過程，分析由噴嘴所噴出的脈衝空氣其溫度、壓力及流量等各種性質，以了解由每一噴嘴所

噴出的脈衝空氣間的差異。其中理論部分包含了一組統御方程式來模擬上述噴出的過程，在模擬的過程中，應用了前兩章研究的成果，進入噴氣管的空氣其溫度、壓力及質量流量等性質都假設為已知的，將這些已知數據代入本章所推導的數學模式中，可解出由噴嘴所噴出的脈衝空氣的性質。實驗的部分主要是量測一些在解統御方程式時所必需的一些數據，量測的設備與前一章所用的類似，另外在本研究中，亦應用了一攝影機，拍攝了脈衝空氣由噴嘴噴出的過程，由所拍攝到的畫面可用以與理論分析的結果作一比較。

研究結果顯示，由不同噴嘴所噴出的脈衝空氣，其質量流量與噴嘴在噴氣管上的位置與噴嘴的大小有密切的關係；另外，所噴出的脈衝空氣其中心線並不垂直於噴氣管，而與噴嘴的法線間存在一傾斜角(inclined angle)，此一傾斜角的大小亦與噴嘴在噴氣管的位置有關，利用本章所推導的數學模式可精確的解釋這些現象。另外，在實際應用中，常希望由每一噴嘴所噴出的脈衝空氣其質量流量為相同的，但一般的設計，噴氣管上噴嘴的大小為一致的，故無法產生相同的質量流量，然而應用本章所提出的數學模式，可針對噴嘴在噴氣管上位置的不同，改變噴嘴的大小，可達到使每一噴嘴所噴出的脈衝空氣都具有相同的質量流量。

#### 4.2 數學模式

圖 4-1 為描述脈衝空氣由噴嘴噴出的物理模式，由前一章“二儲槽模式”，可

準確的計算出高壓空氣在由儲槽流出後，在空氣儲槽出口處( $P_{r,t}$ 、 $T_{r,t}$ 及  $m_{r,t}$ )，膜片閥上游 ( $P_{u,t}$ 、 $T_{u,t}$ 及  $M_{u,t}$ ) 及膜片閥下游 ( $P_{d,t}$ 、 $T_{d,t}$ 及  $M_{d,t}$ ) 等各點的空氣性質，因此在本章中，上述各點空氣的性質將視為已知，以進一步探討高壓空氣在進入噴氣管後，經由噴氣管上的噴嘴噴出的過程。

在圖 4-1 中，高壓空氣由左側進入噴氣管，其壓力、溫度、馬赫數及質量流量分別為  $P_{d,t}$ 、 $T_{d,t}$ 、 $M_{d,t}$  及  $m_{r,t}$ ；進入噴氣管的高壓空氣，再經由分佈於噴氣管上的噴嘴噴出脈衝空氣，而在噴氣管的右端為封閉的。在噴氣管中的空氣，由噴氣管的左側流向噴氣管的右側，故其存在一動量平行於噴氣管的軸線方向，因此，由噴嘴所噴出的脈衝空氣仍具有噴氣管軸向方向的動量，以致於脈衝空氣的方向並不垂直於噴氣管而與噴嘴的法線存在一傾斜角，而此一傾斜角在的大小則與噴嘴上游空氣動量的大小有密切的關係。

圖 4-1 中的“細部 A”為描述在噴氣管上第  $i$  個噴嘴噴出脈衝空氣的物理模式。其中下標  $b$  及  $n$  分別代表噴氣管及噴嘴，在第  $i$  個噴嘴上游噴氣管中空氣的質量流量、壓力及馬赫數分別表示成  $m_{b,i-1,t}$ 、 $P_{b,i-1,t}$  及  $M_{b,i-1,t}$ ，在第  $i$  個噴嘴下游噴氣管中空氣的質量流量、壓力及馬赫數則分別表示成  $m_{b,i,t}$ 、 $P_{b,i,t}$  及  $M_{b,i,t}$ ，而由第  $i$  個噴嘴所噴出的脈衝空氣的質量流量、壓力、馬赫數及傾斜角則分別表示成  $m_{n,i,t}$ 、 $P_{n,i,t}$ 、 $M_{n,i,t}$  及  $\theta_{n,i,t}$ 。噴嘴的流量係數為  $C_{dn}$ ，而位於第  $i$  個噴嘴處，噴氣管內空氣的停滯壓力及溫度則分別為  $P_{d0,t}$  及  $T_{r,t}$ 。

因噴氣的過程為一極短暫的過程，此一過程可視為一絕熱過程；再者因噴氣管的體積遠較空氣儲槽的體積為小，為簡化分析的過程，在此噴氣管內空氣的停



滯溫度及由所有噴嘴所噴出之脈衝空氣的質量流量的總合假設與位於儲槽出口處空氣的停滯溫度及質量流量相同，亦即，在此假設噴出的過程為一“準穩態”過程。另外，當空氣流經噴氣管時，因噴氣管表面摩擦所造成空氣停滯壓力的損失，遠較當空氣流經膜片閥時所造成的停滯壓力損失為小；在此忽略噴氣管表面的摩擦效應，將所有在噴氣管內的空氣其停滯壓力視為相同的，故噴氣管內空氣的停滯壓力等於空氣在進入噴氣管時的停滯壓力，亦即等於空氣在膜片閥下游的停滯壓力  $P_{d0,t}$ 。

在本研究中，為使分析的過程得以順利的進行，模擬的過程中作了一些假設，分述如下：

1. 假設空氣為一理想氣體；
2. 因噴嘴的截面積遠較噴氣管的截面積要小，空氣在噴氣管內的流動可視為“一維”的流動；
3. 空氣由儲槽經由噴氣管噴出的過程十分的短暫，整個噴氣的過程可視為一絕熱過程；
4. 由噴氣管摩擦所造成的空氣壓力損失遠小於由空氣儲槽出口及膜片閥所造成的空氣壓力損失，在此省略此一由噴氣管摩擦所造成的空氣壓力損失；及
5. 由於位於噴氣管上的噴嘴並非理想噴嘴，因此在相同上下游條件下，由實際噴嘴所噴出的空氣其質量流量要較由一等截面積的理想噴嘴所噴出的要小，在此以一噴嘴流量係數  $C_{dn}$  來校正由實際噴嘴所噴出空氣的質量流量，亦即由實際噴嘴所噴出空氣的質量流量等於一等截面積的理想噴嘴所噴出的質量

流量乘上噴嘴流量係數  $C_{dn}$ 。另外，在本研究中，因所有在噴氣管上的噴嘴，

其大小及形狀皆相同，故假設所有噴嘴的流量係數皆相同。

基於上述的假設，考慮圖 4-1”細部 A”中的噴氣管，位於第  $i$  個噴嘴處，空氣流動的連續方程式及動量守恆方程式可表示如下：

$$\dot{m}_{b,i-1,t} = \dot{m}_{b,i,t} + \dot{m}_{n,i,t} \quad (4-1)$$

$$P_{b,i-1,t} A_b + \dot{m}_{b,i-1,t} v_{b,i-1,t} = P_{b,i,t} A_b + \dot{m}_{b,i,t} v_{b,i,t} + \dot{m}_{n,i,t} v_{n,i,t} \sin(\theta_{n,i,t}) \quad (4-2)$$

其中下標  $i$  代表噴嘴在噴氣管上的位置， $i$  的數目越小表示噴嘴越靠近膜片閥。當  $i=1$  時，第一個噴嘴上游噴氣管內空氣的質量流量  $\dot{m}_{b,0,t}$  顯然等於由儲槽流出空氣的質量流量  $\dot{m}_{r,t}$ ；當  $i=N$  時，因噴氣管的末端為封閉的，在最後一個噴嘴下游噴氣管內空氣的質量流量  $\dot{m}_{b,N,t}$  應為 0。至於由噴嘴所噴出的脈衝空氣，在此修正 Saad [16] 書中描述由一噴嘴所噴出的質量流量與空氣性質間的關係，由第  $i$  個噴嘴所噴出的脈衝空氣  $\dot{m}_{n,i,t}$  可表示如下：

$$\dot{m}_{n,i,t} = \frac{P_{d0,t}}{\sqrt{T_{r,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} C_{dn} A_n \cos \theta_{n,i,t} \frac{M_{n,i,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (4-3)$$

其中  $P_{d0,t}$  及  $T_{r,t}$  分別為噴嘴處空氣的停滯壓力及溫度，可由上一章的”二儲槽”

模式計算得到；而  $M_{n,i,t}$  表示在空氣停滯壓力及溫度為  $P_{d0,t}$  及  $T_{r,t}$  的情況下，由一理想噴嘴所噴出空氣的馬赫數，此一馬赫數可由下式求出：

$$\frac{P_{d0,t}}{P_{atm}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-4)$$

另外，根據 Saad[16]，於噴氣管中的空氣其質量流量  $\dot{m}_{b,i,t}$ 、壓力  $P_{b,i,t}$  及流速  $v_{b,i,t}$  可以以空氣的停滯壓力  $P_{d0,t}$ 、溫度  $T_{r,t}$  及馬赫數  $M_{b,i,t}$  表示成：

$$\dot{m}_{b,i,t} = \frac{P_{d0,t}}{\sqrt{T_{r,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A \frac{M_{b,i,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (4-5)$$

$$P_{b,i,t} = \frac{P_{d0,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-6)$$

$$v_{b,i,t} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{r,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i,t}^2\right)}} \quad (4-7)$$

將式(4-5)、(4-6)及(4-7)代入式(4-1)及(4-2)中，並消去  $P_{d0,t}$  及  $T_{r,t}$ ，則在第  $i$  個噴嘴處，空氣的連續方程式及動量守恆方程式可簡化如下：

$$\frac{M_{b,i-1,t}^2}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i-1,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{M_{b,i,t}^2}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} + \frac{A_n C_{dn} \cos(\theta_{n,i,t})}{A_b} \frac{M_{n,i,t}^2}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-8)$$

及

$$\frac{(1+\gamma)M_{b,i-1,t}^2}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i-1,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \frac{(1+\gamma)M_{b,i,t}^2}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{b,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} + \frac{A_n C_{dn} \cos(\theta_{n,i,t}) \sin(\theta_{n,i,t})}{A_b} \frac{\gamma M_{n,i,t}^2}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-9)$$

式(4-8)及式(4-9)中  $M_{n,i,t}$  可由式(4-4)求得，故僅餘  $M_{b,i-1,t}$ 、 $M_{b,i,t}$ 、 $\theta_{n,i,t}$  及  $C_{dn}$  等未知數，而對於位於膜片閘下游處的第一個噴嘴，亦即  $i=1$ ，在噴嘴上游噴氣管內空氣的質量流量  $m_{b,0,t}$  等於儲槽出口處的質量流量  $m_{r,t}$ ，於是馬赫數  $M_{b,0,t}$  可 式(4-5)求出。因此，若任意假設一噴嘴流量係數  $C_{dn}$ ，式(4-8)及式(4-9)中僅餘  $M_{b,i,t}$  及  $\theta_{b,i,t}$  兩個未知數，可以以解式(4-8)及式(4-9)聯立方程式而求出，由所解出的  $M_{b,i,t}$  可在代入式(4-8)及式(4-9)以解出  $M_{b,2,t}$  及  $\theta_{b,2,t}$ ，依此類

推，對所有的噴嘴  $i=1$  到  $N$ ，所有的馬赫數  $M_{b,i,t}$  及傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  都可相繼被求出。然而對最後一個噴嘴  $i=N$  而言，如前所述，其下游空氣的質量流量  $\dot{m}_{b,N,t}$  等於 0，亦即其馬赫數  $M_{b,N,t}$  亦等於 0；因此若由解式(4-8)及式(4-9)聯立所求出的馬赫數  $M_{b,N,t}$  不等於 0，顯然與事實不符，在此情況下，所假設的噴嘴流量係數必需有所調整，直到滿足  $M_{b,N,t}$  等於 0 的邊界條件為止。於是噴嘴流量係數  $C_{dn}$  亦可被間接的得到。

在得出各個噴嘴所噴出的脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  後，各脈衝空氣的質量流量  $\dot{m}_{n,i,t}$  則可應用式(4-3)計算得出，至於在噴嘴出口處，脈衝空氣的壓力  $P_{n,i,t}$  及溫度  $T_{n,i,t}$  可分別以式(4-10)及式(4-11)求出：

$$P_{n,i,t} = \frac{P_{d0,t}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,i,t}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-10)$$

$$T_{n,i,t} = \frac{T_{r,t}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{n,i,t}^2} \quad (4-11)$$

解上述數學方程式的計算程序簡述如下：

- (1) 利用前一章的“二儲槽”模式計算出進入噴氣管空氣的停滯壓力  $P_{d0,t}$ 、停滯溫度  $T_{r,t}$  及質量流量  $\dot{m}_{r,t}$ ；
- (2) 應用式(4-4)計算在噴嘴出口處，脈衝空氣的馬赫數  $M_{n,i,t}$ ；
- (3) 任意假設一噴嘴流量係數  $C_{dn}$  的值；

- (4) 應用式(4-5)計算第一個噴嘴上游噴氣管內空氣的馬赫數  $M_{b,0,t}$  ；
- (5) 對所有的噴嘴  $i=1$  到  $N$ ，依序將其上游噴氣管內空氣的馬赫數  $M_{b,i-1,t}$  及脈衝空氣在噴嘴出口處的馬赫數  $M_{n,i,t}$  代入式(4-8)及式(4-9)中，以求出其下游噴氣管內空氣的馬赫數  $M_{b,i,t}$  及脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  ；
- (6) 檢視所計算出的馬赫數  $M_{b,N,t}$  是否滿足  $|M_{b,N,t}| \leq 10^{-6}$  的條件，若否則調整步驟(3)中所假設的噴嘴流量係數的大小，重複步驟(5)直到滿足  $|M_{b,N,t}| \leq 10^{-6}$  的條件為止；及
- (7) 應用式(4-3)式(4-10)及式(4-11)分別計算由各個噴嘴所噴出的脈衝空氣其質量流量  $m_{n,i,t}$ 、壓力  $P_{n,i,t}$  及溫度  $T_{n,i,t}$  等性質。

#### 4.3 實驗設備及實驗程序

本研究的實驗設備與前章 3.3 節中所用的類似，實驗的設備如圖 4-2 所示。所用的空氣儲槽●、連接管②、膜片閥●、噴氣管●，噴嘴●、壓力傳送器●、熱電偶●、數據擷取器●及可程式邏輯控制器(PLC)●與前章 3.3 節中所用的相同。壓力傳送器用來量測儲槽內、膜片閥上下游及噴氣管末端空氣的壓力，熱電偶用來量測穩定狀態下儲槽內空氣的溫度，在噴氣管上的噴嘴共有 12 個，噴嘴間的間距為 100 mm，而數據擷取器的擷取頻率設為 500Hz。

在本研究中，在完成噴嘴直徑為 8.0 mm 的實驗後，所有 12 個噴嘴的直徑被擴大到 11.7 mm，再重複一次實驗，以進行評估噴嘴大小對脈衝空氣所造成的影

響。另外，本研究亦利用了一攝錄機，在實驗過程中，將脈衝空氣噴出的情形錄製下來，以作為數值計算結果的佐證。

實驗的程序簡述如下：

- (1) 設定由可程式邏輯控制器所產生的電壓脈衝的脈寬 $\Delta t$ ，在本研中所有的實驗電壓脈衝的脈寬都設為 500msec；
- (2) 將空氣儲槽加壓至所要的起始壓力  $P_{r,t=i}$  及 溫度  $T_{r,t=i}$ ；
- (3) 執行 PLC 的程式，開啟膜片閥及啟動數據擷取器，同時攝錄機亦開始錄影；
- (4) 在噴氣過程中，量測及紀錄  $P_{r,t}$ 、 $P_{u,t}$ 、 $P_{d,t}$  及  $P_{d0,t}$  等壓力變化；
- (5) 將所量測到的壓力溫度等數據及攝錄機所錄製影像傳輸至一個人電腦以進行整理及分析；
- (6) 改變噴嘴的大小，將噴嘴擴大至 11.7 mm，重複上述實驗。

與前章相同，在量測進行前，所有的壓力傳送器都曾校驗過，校驗的結果指出，所有壓力傳送器與標準壓力錶二者間的差異都小於 $\pm 0.5\%$ 。

#### 4.4 結果與討論

圖 4-3 為在噴氣過程中所量測到的儲槽內空氣壓力  $P_{r,t}$  的變化，曲線(a)及曲線(b)分別代表噴嘴的直徑  $d_n=8.0$  mm 及  $d_n=11.7$  mm 情況下實驗的結果。當膜片閥開啟後，高壓空氣由儲槽流出，再經由噴氣管上的噴嘴噴出，使得儲槽內空氣壓力  $P_{r,t}$  隨時間的增加而降低。在此一暫態的情況下，要直接量測流入噴氣管空氣的溫度及質量流量等性質，將十分的困難，然而要分析由噴嘴所噴出

的脈衝空氣的性質，必先得知流入噴氣管空氣的性質，因此，在此首先應用第二章中所闡述的方法，將圖 4-3 中所量測到的壓力變化代入式(4-12)及式(4-13)中，以計算出流入噴氣管空氣的溫度  $T_{r,t}$  及質量流量  $\dot{m}_{r,t}$  等性質。

$$T_{r,t} = T_{r,t=i} \left( \frac{P_{r,t}}{P_{r,t=i}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4-12)$$

$$\dot{m}_{r,t} = \frac{1}{\gamma} \frac{V}{RT_{r,t=i}} \left( \frac{P_{r,t}}{P_{r,t=i}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \frac{dP_{r,t}}{dt} \quad (4-13)$$

圖 4-4 為所計算出來的流入噴氣管空氣的質量流量  $\dot{m}_{r,t}$ ，同樣的，曲線(a)及曲線(b)分別代表噴嘴的直徑  $d_n=8.0$  mm 及  $d_n=11.7$  mm 情況下的結果，此一質量流量將視為分析由噴嘴所噴出之脈衝空氣的已知條件，亦即進入噴氣管的起始條件。

然而要計算出流入噴氣管空氣的壓力則較為繁複，由於所用的實驗設備與前一章中所用的相同，在此應用第二章所得出的膜片閥的流量特性及前一章所得出的空氣儲槽出口的摩擦因子來計算流入噴氣管空氣的壓力，由前一章的結果可知，當空氣流經儲槽出口時，由於摩擦所造成的壓力損失可模擬成與空氣流經一摩擦因子為  $\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  的摩擦管相同，由前一章的結果可知，此一摩擦因子為



$\frac{4\bar{f}L_e}{D_h}$  為 0.74，而摩擦因子與摩擦管上下游馬赫數間的關係可表示成：

$$\frac{4\bar{f}L_e}{D_h} = \frac{1}{\gamma} \left( \frac{1}{M_{1,t}^2} - \frac{1}{M_{2,t}^2} \right) + \frac{\gamma+1}{2\gamma} \ln \frac{M_{1,t}^2}{M_{2,t}^2} \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{2,t}^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{1,t}^2} \right) \quad (4-14)$$

利用所量測到的儲槽內空氣壓力  $P_{r,t}$  及所計算出的質量流量  $\dot{m}_{r,t}$  代入下式可求得  
出等效摩擦管上游的馬赫數  $M_{1,t}$

$$\dot{m}_{r,t} = \frac{P_{r,t}}{\sqrt{T_{r,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_b \frac{M_{1,t}}{\left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{1,t}^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (4-15)$$

將此一等效摩擦管上游的馬赫數  $M_{1,t}$  代入式(4-14)中則可計算出等效摩擦管下游的馬赫數  $M_{2,t}$ ，而此一等效摩擦管下游的馬赫數  $M_{2,t}$  等於膜片閥上游的馬赫數  $M_{u,t}$ ，而利用已知的膜片閥上游空氣的停滯溫度  $T_{r,t}$  及馬赫數  $M_{u,t}$ ，則可得出膜片閥上游空氣的溫度  $T_{u,t}$ ，再根據 Saad[16]，質量流量  $\dot{m}_{r,t}$ 、壓力  $P_{u,t}$  與馬赫數  $M_{u,t}$  間的關係可表示成：

$$\dot{m}_{r,t} = \frac{P_{u,t}}{\sqrt{T_{r,t}}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} A_b M_{u,t} \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{u,t}^2} \quad (4-16)$$

因此，將膜片閥上游的馬赫數  $M_{u,t}$  及質量流量  $\dot{m}_{r,t}$  代入(4-16)，膜片閥上游空氣的壓力  $P_{u,t}$  亦可被求出。

在求出膜片閥上游空氣的性質後( $P_{u,t}$ 、 $T_{u,t}$ 及 $\dot{m}_{r,t}$ )，接著進一步可據以計算膜片閥下游空氣的性質，首先計算流經膜片閥的無因次質量流量  $G_t$ ：

$$G_t = \frac{\dot{m}_{r,t} \sqrt{RT_{u,t}}}{A_b P_{u,t}} \quad (4-17)$$

將所得到的無因次質量流量  $G_t$  代入由第二章中所得出的膜片閥的流量方程式

$$G_t = C_1 \ln(x_t) + C_2 \quad (4-18)$$

其中  $C_1$  及  $C_2$  為第二章所得出的結果分別等於 0.1012 及 0.3933，則壓差比  $x_t$

即可計算出來，再由壓差比  $x_t$  的定義：

$$x_t = \frac{P_{u,t} - P_{d,t}}{P_{u,t}} \quad (4-19)$$

可求出膜片閥下游空氣的壓力  $P_{d,t}$ 。再利用式(4-16)，代入質量流量  $\dot{m}_{r,t}$  及膜片下游空氣的靜壓力  $P_{d,t}$ ，則可計算求出膜片閥下游空氣的馬赫數  $M_{d,t}$ ；於是，利用靜壓  $P_{d,t}$ 、馬赫數  $M_{d,t}$  及停滯壓力  $P_{d0,t}$  的關係式，膜片閥下游(亦即進入噴氣

管處)空氣的停滯壓力  $P_{d0,t}$  便可得到。

在本研究中，應用所量測到的膜片閥上下游及噴氣管末端處空氣的壓力，與上述應用量測到的儲槽內空氣壓力的變化  $P_{r,t}$  所計算得到的結果作一比較，圖 4-5、4-6 及 4-7 分別為膜片閥上游空氣的壓力  $P_{u,t}$ 、膜片閥下游空氣的壓力  $P_{d,t}$  及噴氣管末端處空氣的壓力  $P_{d0,t}$ 。由實驗量測所得到的結果以符號來表示，而計算的結果以線來表示，兩種結果十分的吻合，由此可重複驗證前兩章結果的準確性。因此所計算出來的膜片閥下游空氣的性質  $P_{d0,t}$ 、 $T_{d0,t}$  及  $m_{r,t}$  (亦即進入噴氣管空氣的性質) 將視為準確的，並可據以進一步計算由噴氣管上各噴嘴所噴出之脈衝空氣的性質。

在本研究中，空氣在噴氣管內的流動假設成為無摩擦的，亦即在噴氣管內空氣的停滯壓力及停滯溫度，不因所在位置的不同而有所不同；在此首先利用示於圖 4-7 中噴氣管內空氣的停滯壓力  $P_{d0,t}$  代入式(4-4)中，以計算脈衝空氣位於噴嘴出口的馬赫數  $M_{n,i,t}$ ，計算的結果顯示，若去除膜片閥開啟及關閉的瞬間，所得到的馬赫數  $M_{n,i,t}$  均大於 1，此一結果顯示由噴嘴所噴出的脈衝空氣阻塞 (choke) 於噴嘴出口處，因此可將在所有噴嘴出口處的脈衝空氣其馬赫數視為相同的，且都等於 1。

在脈衝空氣阻塞於噴嘴出口處的情況下，由於各個噴嘴的流量係數  $C_{dn}$  及其上游空氣的停滯壓力  $P_{d0,t}$  及停滯溫度  $T_{d0,t}$  皆相同，於是由計算各個噴嘴所噴出脈衝空氣質量流量  $m_{n,i,t}$  的式(4-3)中可看出，會造成各脈衝空氣質量流量有所

不同的唯一變數為脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$ ，因此若能計算出各脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$ ，則可計算出各脈衝空氣的質量流量  $m_{n,i,t}$ 。

圖 4-8 及 4-9 為在實驗過程中，由攝錄機所拍攝出來的照片，其中圖 4-8 噴嘴的直徑  $d_n$  為 8.0 mm，而圖 4-9 中噴嘴的直徑  $d_n$  則為 11.7 mm。在這兩個案例中，噴氣管上的噴嘴數都為 12 個。由圖 4-8 及 4-9 可看出，在每一噴嘴的下方有較背景顏色為白的脈衝空氣，此一現象是由於當高壓空氣由噴嘴噴出時，由於空氣的膨脹造成脈衝空氣的溫度急速下降，在空氣中所含的水蒸氣於是凝結成霧狀的小水滴，而得以被攝錄機拍攝下來。

由前述傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  的定義，脈衝空氣的傾斜角是介於噴嘴的法線及脈衝空氣的中心線所形成的角度，比較圖 4-8 及 4-9 中各噴嘴所噴出的脈衝空氣可看出，越靠近膜片間的噴嘴，所噴出的脈衝空氣其傾斜角越大，反之則越小；另外比較圖 4-8 及 4-9 中相同位置的噴嘴所噴出的脈衝空氣可看出，在噴嘴的直徑較大的情況下(圖 4-9,  $d_n=11.7$  mm)，所噴出的脈衝空氣其傾斜較大。利用一量角器可大約量出圖 4-8 及 4-9 中各脈衝空氣的傾斜角，這些量測到的傾斜角表列於表 4-1 及表 4-2 中，並與數值計算的結果作一比較。

由式(4-3)中可看出，流入噴氣管的空氣性質  $P_{a0,t}$ 、 $T_{a0,t}$  及所噴出之脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  都會影響脈衝空氣質量流量的大小，然而在比較同一噴氣管上不同噴嘴所噴出的脈衝空氣的質量流量時，則僅剩脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  會影響其間的差異；另外，因在噴氣過程中，空氣的流動處於一阻塞的情況下，各脈

衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  並不會受到流入噴氣管的空氣性質  $P_{do,t}$ 、 $T_{do,t}$  的影響，因此在此僅在噴氣過程中，任選一時間 ( $t=600$  msec) 作為代表，比較在此一時間，由數學模式所計算出來的脈衝空氣的質量流量  $\dot{m}_{n,i,t}$  及傾斜角  $\theta_{n,i,t}$ 。

在時間  $t=600$  msec 時，對噴嘴直徑  $d_n=8.0$  mm 的實驗而言，流入噴氣管空氣的性質  $P_{do,t}$ 、 $T_{do,t}$  及  $\dot{m}_{r,t}$  分別等於 458.4 kPa, 284 K 及 0.489 kg/sec；而對  $d_n=11.7$  mm 的實驗而言，流入噴氣管空氣的性質  $P_{do,t}$ 、 $T_{do,t}$  及  $\dot{m}_{r,t}$  則分別等於 315.5 kPa, 272 K 及 0.717 kg/sec。將上述的條件代入 4.2 節中的數學模式，可得出噴嘴直徑  $d_n=8.0$  mm 及  $d_n=11.7$  mm 情況下，在時間  $t=600$  msec 時，由各個噴嘴所噴出脈衝空氣的質量流量  $\dot{m}_{n,i,t}$  及傾斜角  $\theta_{n,i,t}$ ，分別表列於表 4-1 及表 4-2 中，而所計算出的噴嘴流量係數  $C_{dn}$  則分別等於 0.742 及 0.743。兩個噴氣係數十分的接近，這是由於兩種尺寸的噴嘴其形狀相似皆為圓形。

在表 4-1 及表 4-2 中的平均質量流量  $\bar{\dot{m}}_{n,i,t}$  係由流入噴氣管空氣的質量流量  $\dot{m}_{r,t}$  除以噴氣管上噴嘴的數目  $N$  所得到的，在此二例中噴嘴的數目都為 12。比較在表 4-1 及表 4-2 中各噴嘴所噴出的脈衝空氣可發現，脈衝空氣的質量流量  $\dot{m}_{n,i,t}$  隨著噴嘴位置編號  $i$  的增加的而增加，亦即越靠進噴氣管入口的噴嘴所噴出的脈衝空氣其質量流量  $\dot{m}_{n,i,t}$  越小，反之越大；而脈衝空氣的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  則隨著噴嘴位置編號  $i$  的增加的而減小，亦即越靠進噴氣管入口的噴嘴所噴出的脈衝空氣其傾斜角  $\theta_{n,i,t}$  越大，反之越小。將此一數值計算的傾斜角與由用圖 4-8 及圖 4-9 所量測到的結果作一比較可發現，二者趨勢一致且差異並不大。另外，由理論的觀點而言，造成上述現象的原因可解釋成：越靠近噴氣管入口處的噴

氣管內空氣，其在噴氣管軸向的動量越大；因此在要滿足動量守恆方程式情況下，越靠近噴氣管入口處的噴嘴所噴出的脈衝空氣其在噴氣管軸向方向的動量必然也越大；再因為脈衝空氣處於阻塞的狀態下，所有噴嘴出口處的脈衝空氣馬赫數均為 1，故在噴嘴出口處，所有脈衝空氣的流速、溫度及壓力皆相同，因此具有較高軸向動量的脈衝空氣會具有較大的傾斜角  $\theta_{n,i,t}$ ，而越大的傾斜角則會使得噴嘴的有效截面積 ( $A_n \cos \theta_{n,i,t}$ ) 越小，因而使脈衝空氣的質量流量  $m_{n,i,t}$  變小。

另外比較在表 4-1 及表 4-2 中相同位置的噴嘴所噴出的脈衝空氣，可發現同一位置的噴嘴，在表 4-2 中 ( $d_n=11.7$  mm) 的傾斜角大於表 4-1 中 ( $d_n=8.0$  mm) 的傾斜角。這是由於在此二例中，噴嘴所噴出的脈衝空氣處於阻塞的狀態，脈衝空氣在噴嘴出口處的馬赫數均為 1；在脈衝空氣馬赫數相同的情況下，噴嘴上游空氣的馬赫數越大，則脈衝空氣的傾斜角越大；對相同位置  $i$  的噴嘴， $d_n=11.7$  mm 的噴嘴其上游空氣的馬赫數  $M_{b,i-1,t}$  要較  $d_n=8.0$  mm 的為大，因此  $d_n=11.7$  mm 噴嘴的傾斜角大於  $d_n=8.0$  mm 噴嘴的傾斜角。由此可知，若二噴氣管具有相同數目的噴嘴，則在相同位置的噴嘴，噴嘴直徑較大者所噴出之脈衝空氣其傾斜角較大。

一般在實際工程應用時，常希望由噴氣管上的每一個噴嘴所噴出的脈衝空氣其質量流量都是一樣的，然而若在噴氣管上的噴嘴大小都相同的情況下，由上述的討論可知，所噴出的脈衝空氣的質量流量是會隨噴嘴的位置的不同而有所不同；因此，若要使所有噴嘴所噴出的脈衝空氣具有相同的質量流量，則必須針對噴嘴在噴氣管上的位置，改變噴嘴的大小，使離噴氣管入口較近的噴嘴

有較大的直徑，反之離噴氣管入口較遠的噴嘴有較小的直徑。要達到此一目的，可應用 4.2 節中的數學模式，假設每一噴嘴所噴出的質量流量均相同，而等於流入噴氣管空氣的質量流量除以噴嘴的數目，亦即  $\bar{m}_{n,i} = \dot{m}_{r,i} / N$ ；在已知噴嘴的流量係數  $C_{dn}$  情況下，可以計算出每一噴嘴的直徑。

相對應於表 4-1 及表 4-2 的結果，表 4-3 及表 4-4 為在相同質量流量情況下，各位置噴嘴的直徑  $d_{n,i}$  及傾斜角  $\theta_{n,i}$ 。比較表 4-3 或表 4-4 可發現，越靠近噴氣管入口處所需的噴嘴直徑越大，反之越小；比較表 4-3 及表 4-4 中相同位置的噴嘴可發現，噴嘴的直徑越大，所須修正的差異也越大。

至於由噴嘴所噴出的脈衝空氣其壓力及溫度可由式(4-10)及式(4-11)直接計算出來，在此不再贅述。

#### 4.5 結論

本章以理論及實驗並進的方式探討由一噴氣管上的噴嘴所噴出的脈衝空氣的性質，本章研究的結果可歸納成下列幾點：

1. 由噴嘴所噴出的脈衝空氣其質量流量明顯的與噴嘴在噴氣管上的位置有直接的關係；越靠噴氣管入口的噴嘴，所噴出的脈衝空氣其質量流量越大，反之則越小。
2. 雖然噴嘴的法線垂直於噴氣管的軸向方向，由噴嘴所噴出之脈衝空氣並不垂直於噴氣管的軸向方向，脈衝空氣的中心線與噴嘴的法線間存在一傾斜角，此一傾斜角亦與噴嘴在噴氣管上的位置有關；越靠噴氣管入口的噴嘴，脈衝

空氣的傾斜角也越大，反之則越小。

3. 應用本章所建構的數學模式，針對每一噴嘴在噴氣管上的位置，調整噴嘴的大小，可達到使每一噴嘴所噴出的脈衝空氣具有相同質量流量。



表 4-1. 噴嘴直徑  $d_n=8.0$  mm 情況下, 各噴嘴所噴出的脈衝空氣的質量流量  $\dot{m}_{n,i}$  及傾斜角  $\vartheta_{n,i}$

(1) 噴嘴位置	i=1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
(2) 質量流率 (kg/sec)	0.0403	0.0404	0.0405	0.0406	0.0407	0.0408	0.0408	0.0409	0.0409	0.0410	0.0410	0.0410	
(3) 差異 (%)	-1.16%	-0.85%	-0.57%	-0.33%	-0.11%	0.08%	0.25%	0.38%	0.49%	0.57%	0.62%	0.65%	
(4) 傾斜角 (deg.)	$\vartheta_{n,i}$	10.76	9.82	8.88	7.94	7.00	6.07	5.13	4.20	3.26	2.33	1.40	0.47
(5) 實驗結果 (deg.)	(圖4-8)	8	7	5	4	4	3	3					
(6) 差異 (deg.)		-2.8	-2.8	-3.9	-3.9	-3.0	-3.1	-2.1					

表 4-2. 噴嘴直徑  $d_0=11.0$  mm 情況下, 各噴嘴所噴出的脈衝空氣的質量流量  $\dot{m}_{n,i,t}$  及傾斜角  $\vartheta_{n,i,t}$

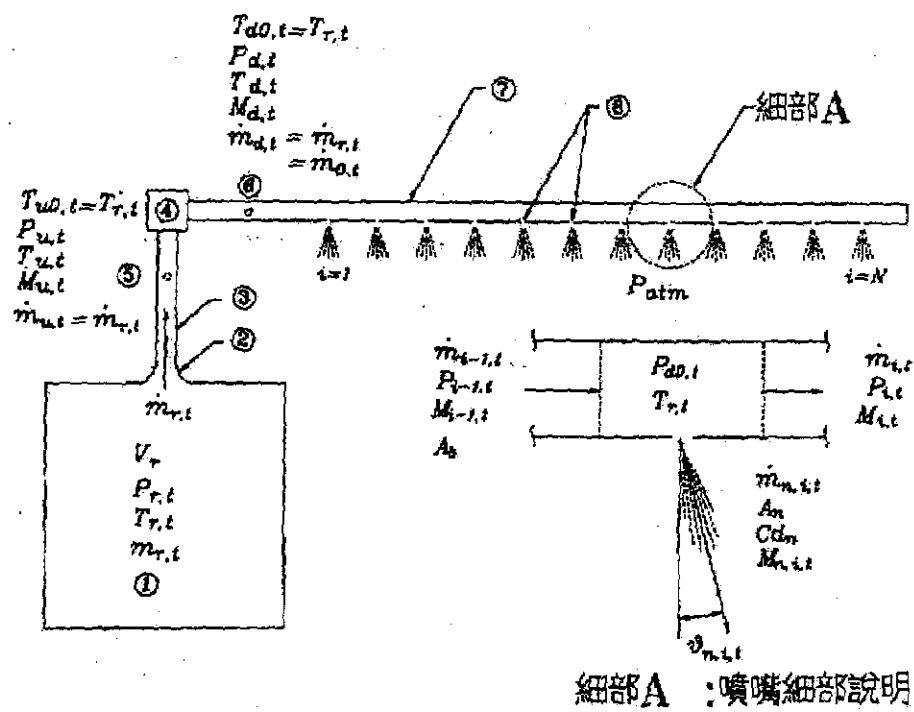
(1) 噴嘴位置	i=1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(2) 質量流率 (kg/sec)	0.0560	0.0571	0.0580	0.0588	0.0595	0.0601	0.0606	0.0610	0.0613	0.0615	0.0616	0.0617
(3) 差異 (%)	-6.24%	-4.45%	-2.91%	-1.58%	-0.45%	0.52%	1.33%	1.99%	2.50%	2.89%	3.14%	3.26%
(4) 傾斜角 (deg.)	$\vartheta_{n,i,t}$	22.31	19.94	17.65	15.44	13.27	11.16	9.08	7.03	5.01	3.00	1.00
(5) 實驗結果(deg.) (圖4-9)	20	18	16	14	12	13	13	12	10	6	2	0
(6) 差異 (deg.)	-4.8	-4.3	-3.9	-3.7	-3.4	-0.3	1.8	2.9	3.0	1.0	-1.0	-1.0

表 4-3. 使所有噴嘴所噴出的質量流量皆相同的情況下, 各噴嘴的直徑  $d_{n,i}$  及傾斜角  $\beta_{n,i}$  (原噴嘴直徑  $d_n=8.0$  mm)

(1) 噴嘴位置	$d_n=8.0$ mm	i=1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(2) 噴嘴直徑 (mm)	$d_{n,i}$	8.047	8.034	8.023	8.013	8.004	7.997	7.990	7.985	7.981	7.977	7.975	7.974
(3) 差異 (%)	$\frac{d_{n,i} - d_n}{d_n}$	0.58%	0.43%	0.29%	0.16%	0.05%	-0.04%	-0.12%	-0.19%	-0.24%	-0.28%	-0.31%	-0.32%
(4) 傾斜角 (deg.)	$\beta_{n,i}$	10.88	9.90	8.93	7.96	7.01	6.06	5.12	4.18	3.25	2.32	1.39	0.46

表 4-4. 使所有噴嘴所噴出的質量流量皆相同的情況下,各噴嘴的直徑  $d_{n,i}$  及傾斜角  $\theta_{n,i}$  (原噴嘴直徑  $d_n=11.7$  mm)

(1) 噴嘴位置	$d_n=11.7$ mm	i=1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(2) 噴嘴直徑 (mm)	$d_{n,i}$	12.08	11.96	11.86	11.78	11.72	11.66	11.62	11.58	11.55	11.53	11.52	11.51
(3) 差異 (%)	$\frac{d_{n,i} - d_n}{d_n}$	3.24%	2.23%	1.40%	0.71%	0.14%	-0.33%	-0.71%	-1.01%	-1.25%	-1.42%	-1.54%	-1.59%
(4) 傾斜角 (deg.)	$\theta_{n,i}$	24.71	22.10	19.65	17.33	15.10	12.95	10.86	8.82	6.83	4.86	2.91	0.97



- 說明:
- |        |         |       |
|--------|---------|-------|
| ① 空氣儲槽 | ④ 膜片閥   | ⑦ 噴氣管 |
| ② 儲槽出口 | ⑤ 膜片閥上游 | ⑧ 噴嘴  |
| ③ 連接管  | ⑥ 膜片閥下游 |       |

圖 4-1 物理模式

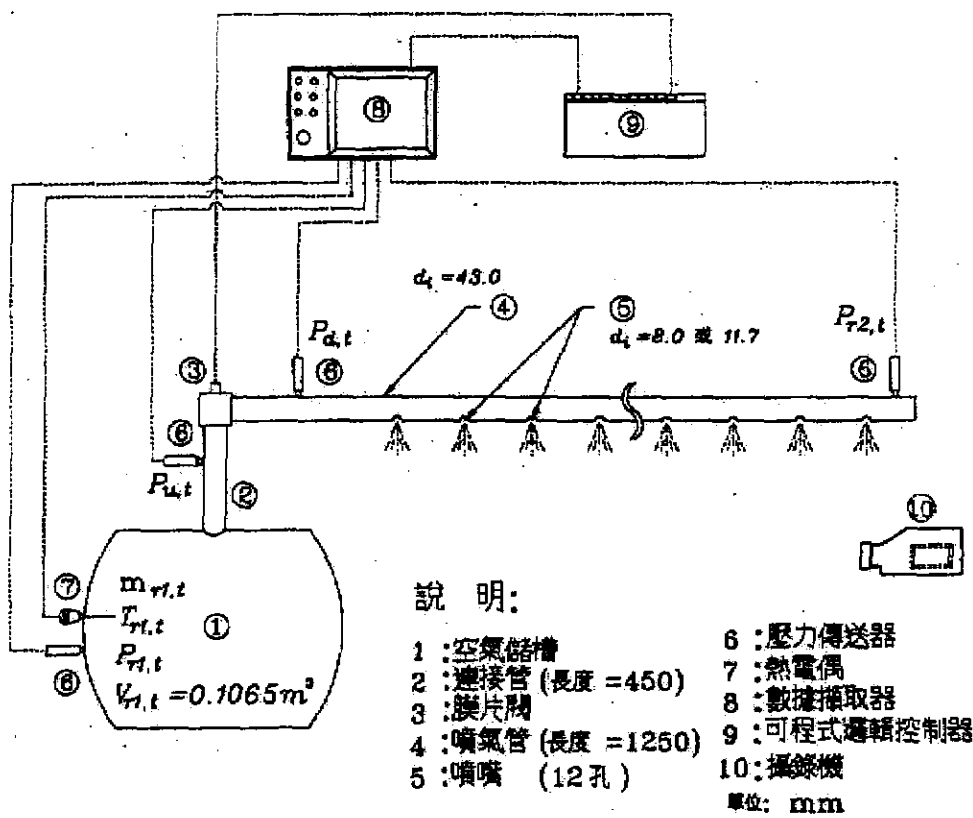


圖 4-2 實驗設備示意圖

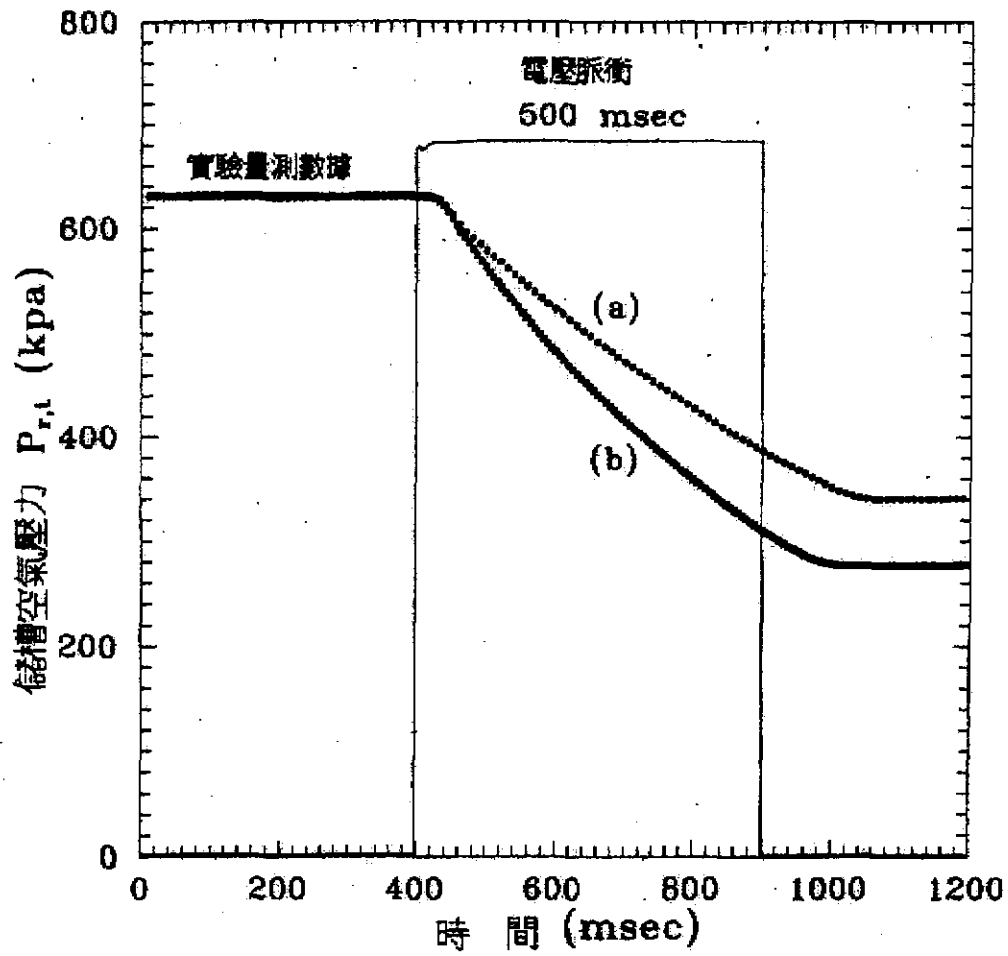


圖 4-3 噴氣過程中儲槽內空氣的壓力  $P_{r,t}$  ；

(噴嘴數=12，噴嘴直徑：(a)  $d_n = 8.0\text{mm}$ ，(b)  $d_n = 11.7\text{mm}$ )

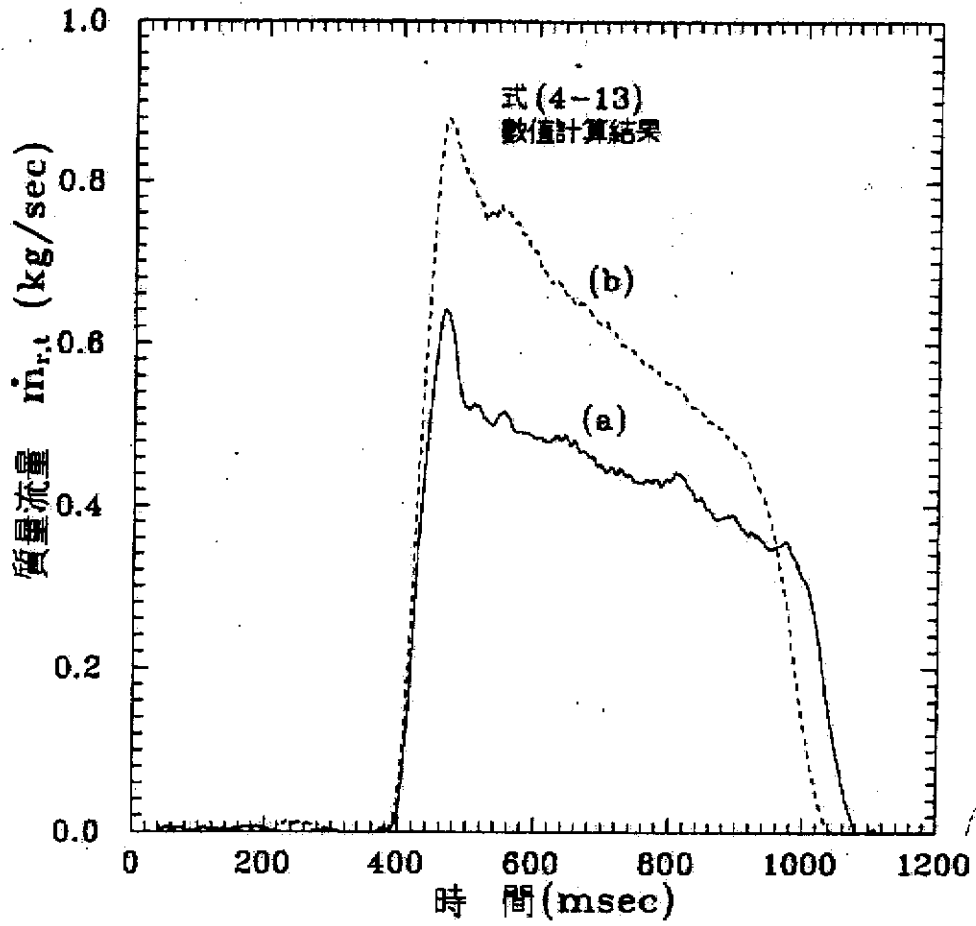


圖 4-4 噴氣過程中儲槽空氣的質量流量  $\dot{m}_{r,t}$  ；

(噴嘴數=12，噴嘴直徑：(a)  $d_n = 8.0mm$ ，(b)  $d_n = 11.7mm$ )



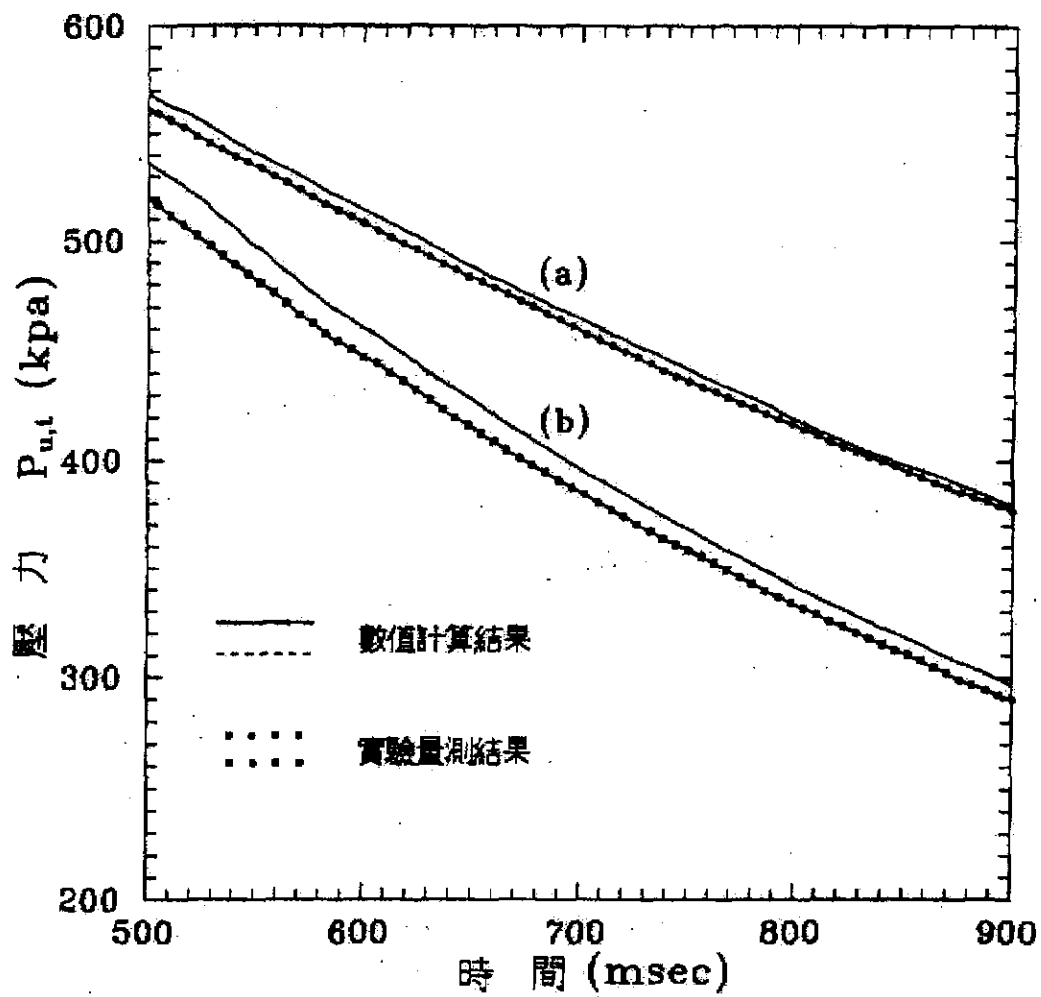


圖 4-5 噴氣過程中膜片閥上游空氣的靜壓力  $P_{u,t}$ ；

(噴嘴數=12，噴嘴直徑：(a)  $d_n = 8.0\text{mm}$ ，(b)  $d_n = 11.7\text{mm}$ )

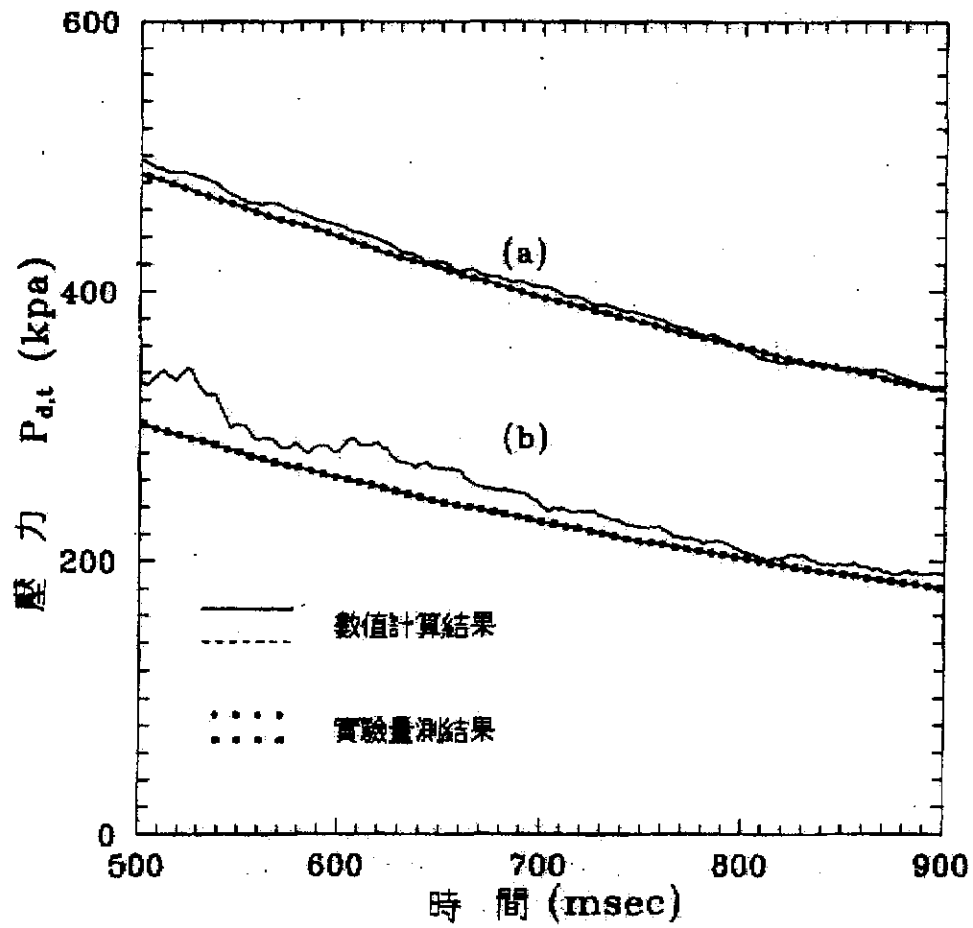


圖 4-6 噴氣過程中膜片閥下游空氣的靜壓力  $P_{a,t}$  ；

(噴嘴數=12，噴嘴直徑：(a)  $d_n = 8.0\text{mm}$ ，(b)  $d_n = 11.7\text{mm}$ )

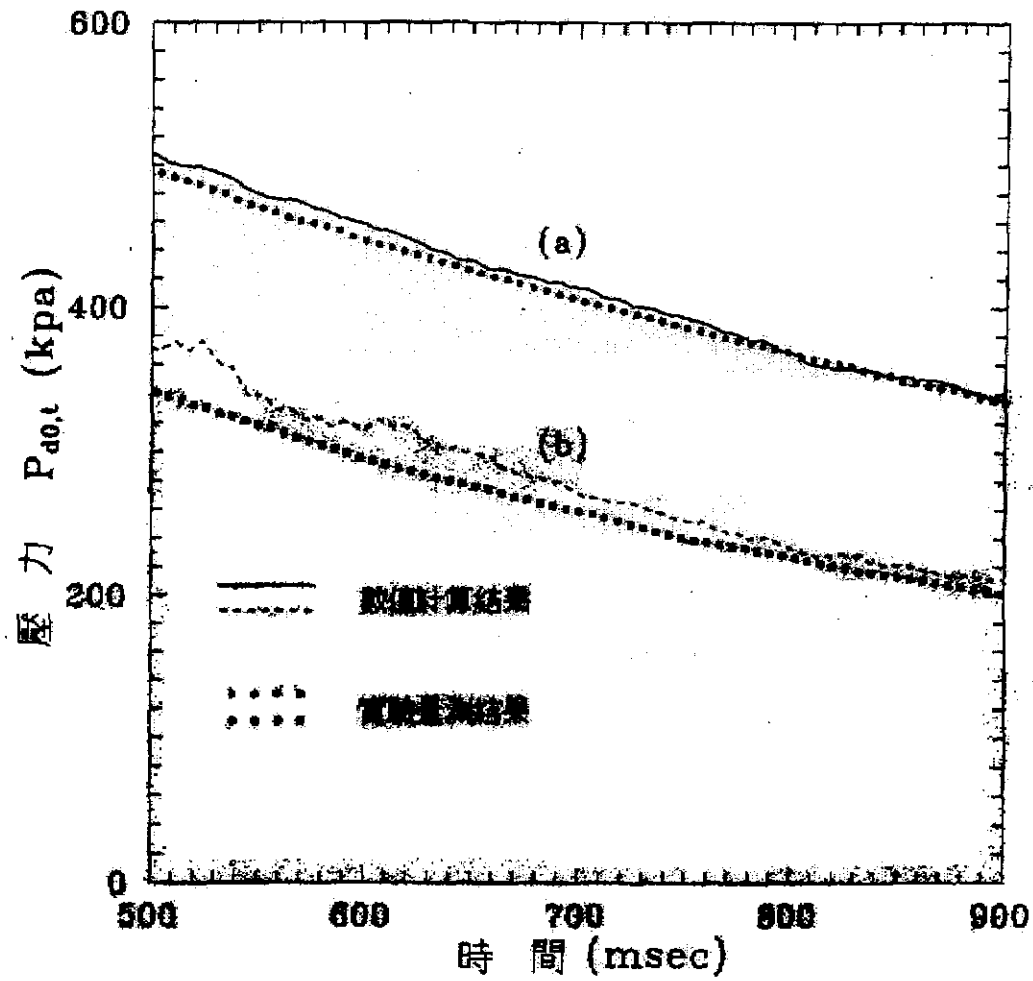


圖 4-7 噴氣過程中噴氣管內空氣的停滯壓力  $P_{a0,t}$  ；

(噴嘴數=12，噴嘴直徑：(a)  $d_n = 8.0mm$ ，(b)  $d_n = 11.7mm$ )

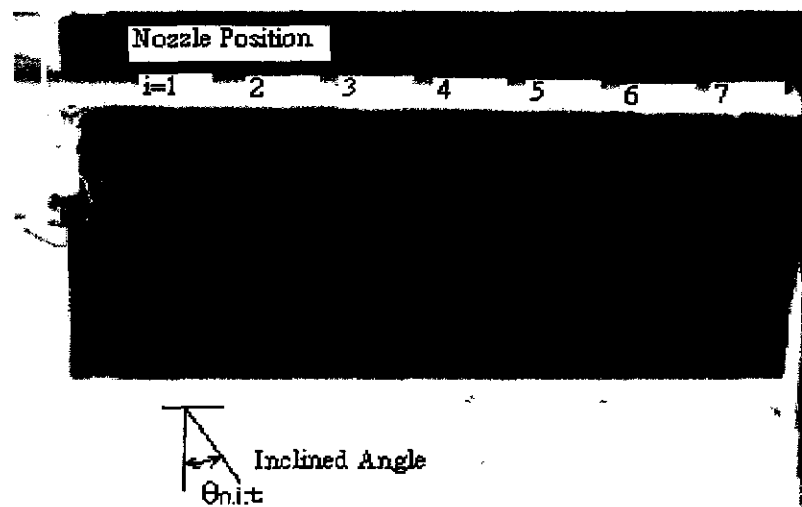
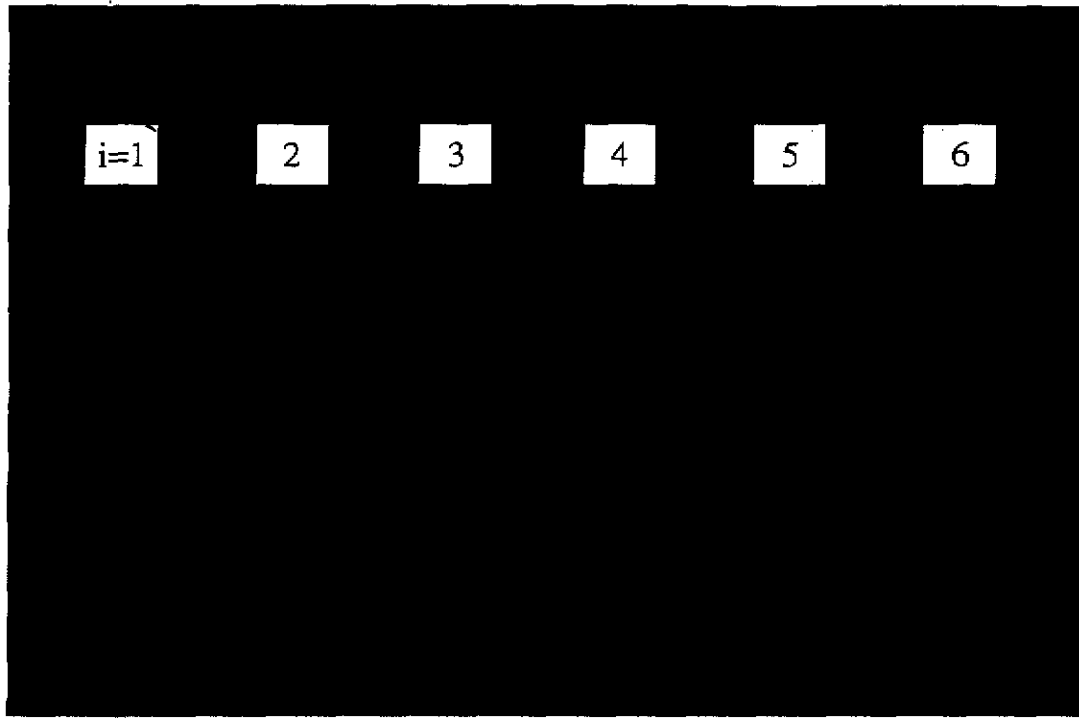


圖 4-8 噴氣過程中的脈衝空氣；  
 (噴嘴數=12，噴嘴直徑： $d_n = 8.0mm$ ，噴嘴位置： $i=1\sim 7$ )



(a)



(b)

圖 4-9 噴氣過程中的脈衝空氣；

(噴嘴數 = 12，噴嘴直徑  $d_n = 11.7mm$ ，噴嘴位置：(a)  $i=1\sim6$ (b)  $i=7\sim12$ )

## 五、總結與建議

本研究對袋式集塵器的脈衝式清洗系統作了一深入的探討，脈衝式清洗系統主要由空氣儲槽、膜片閥、噴氣管及噴嘴等構件所組成，當空氣流經這些構件時，由於摩擦及膨脹等因素，造成空氣性質的變化，由於部份構件的構造過於複雜，要以理論直接計算出空氣流經這些構件時空氣性質的變化，十分的不容易；為使研究得以順利的進行及研究的成果得以容易的被實際應用，在本研究中，以實驗量測及理論分析並用的方式得出空氣流經膜片閥時空氣性質的變化，再將得到的結果回歸成實驗方程式後導入數學模式中，成功的推導出一數學模式能模擬整個脈衝空氣噴出過程。

本研究的成果，可應用於測試閥件的流量特性及用於設計及操作一脈衝式清洗系統，所推導出的數學模式，兼具了簡易、準確與實用等特性，總結如下：

### 5.1 膜片閥流量特性之研究

在研究膜片閥的流量特性時，本研究發展出一個簡易的方法，此一方法有別於一般傳統穩態的方法，可在一暫態可壓縮流的情況下，準確的得出被測試閥件的流量特性。流經被測試閥件的流量可經由所量測到的壓力直接計算得出，因而不需要任何的流量計，可得到被測試閥的流量特性及其流量方程式。

一般傳統的方法，在量測一閥件的流量特性時，需應用一流量計及溫度計以量測在不同操作條件下，流體流經閥件時的流量及溫度，因此若要得到較準確的

結果，在量測進行期間，流體的流量及溫度等性質必須維持在一穩定的狀態。然而若流體為一可壓縮流體，而所測試的物件又是一具有大流量特性的閥件時，要維持流體的穩定，若無一大容量的流體儲槽或一能提供足夠流量的壓縮機是無法達成的。因此有許多閥件，特別是一些用於可壓縮流體大尺寸的閥件，即使已廣泛的被應用於工業界，因其使用者或製造者的測試設備無法滿足傳統測試方法的要求，其流量特性尚未被真實的量測過，造成許多應用時的不便。

本研究所發展出來的方法，因量測係在一暫態情況下進行的，即使在測試一較大尺寸的閥件時，所需空氣儲槽的容積可不受要維持流量穩定條件的限制，因此可以一小的空氣儲槽，測試大尺寸的閥件；此一方法不僅可用於測試一般閥件的流量特性，亦可用於測試安全閥的噴嘴流量係數，或管件與閥件等組合的流量特性，用途十分廣泛。

雖然此一暫態方法，有其方便性與準確性，然而若要成為一標準的測試方法，取代傳統穩態的標準測試方法，若干的細節仍須進一步的釐訂，簡述如下：

#### (1) 連接管體積對測試結果準確性的影響：

在本研究中，連接管的體積僅約為儲槽體積的 0.6%，因此將流體流經此一連接管的過程視為一準穩態過程。但若進一步考慮連接管的體積對流體性質的影響時，若連接管體積相對於儲槽體積越大，則會造成在儲槽出口流體的停滯溫度及流量與測試閥出口流體的停滯溫度及流量間的差異也越大，準穩態過程的假設也因此越不確切。若要避免連接管體積對準測試結果準確性的影響，在制定設備規格時，必先將此一因素考慮進去，所選擇的連接管其體積要遠較儲槽的體積要

來的小，如此可使流體流經連接管的過程更接近一準穩態的過程，降低測試結果的誤差。另一方面，亦可利用理論的分析，考慮連接管內的流體性質為非一致的，將儲槽出口流體的停滯溫度及流量與測試閥出口流體的停滯溫度及流量分別計算，亦即不考慮流體流經連接管的過程為一準穩態的過程，如此亦可使測試結果更為正確。

(2) 熱傳效應對測試結果準確性的影響：

在本研究中，測試的過程為一暫態的過程，測試所需的時間極為短暫，約為 500 msec，為使分析的過程更為容易，此一過程被假設為一絕熱過程。雖然本研究的設備，並無任何的絕熱裝置，絕熱過程的假設與實際情況也十分的接近，然而若要增進此一測試方法的準確性，可將儲槽與流體接觸的部分，加以絕熱，以減少由周界傳至流體的熱，如此可降低此一熱傳效應對測試結果所造成的誤差。另一方面，亦可利用理論的分析，考慮此一熱傳效應；在流體流出儲槽的過程中，儲槽內流體的溫度會因而低於周界環境的溫度，造成熱由儲槽內部表面傳入儲槽內部的流體，使儲槽內流體的溫度上升，此一現象可將式(2-2)加上一熱傳的項來加以模擬：

$$\frac{d}{dt}(m_{r,t}e_{r,t}) = \frac{dm_{r,t}}{dt}h_{r,t} + \frac{\delta Q}{dt} \quad (5-1)$$

其中傳入流體的熱  $\frac{\delta Q}{dt}$  可表示成：



$$\frac{\delta Q}{dt} = H_r A_r (\Delta T) \quad (5-2)$$

而  $H_r$  為儲槽內部表面的熱傳係數， $A_r$  為儲槽內部表面的面積及  $\Delta T$  為儲槽內部表面溫度與儲槽內流體溫度間的差異。

如此在考慮熱傳效應對測試結果所造成的影響後，可使所計算出來的流出儲槽流體的質量流量及溫度等性質更為正確，因而所得到的測試閥流量特性也會更為正確。

## 5.2 二儲槽模式的應用

脈衝式袋式集塵器已廣泛的應用於工業界的各個行業，常見有許多的袋式集塵器，因清洗系統的清洗效果不彰，以至於袋式集塵器操作在過高壓損的情況下，造成能源的浪費及濾袋壽命的減短；甚至因袋式集塵器所造成的壓損，超過其後誘引風機的負荷，以至造成不得不將製程降載或停止運轉的現象發生。而清洗系統設置的目的即在有效的將附著於濾袋表面的塵餅清除以降低袋式集塵器操作的壓損，由此可知清洗系統設計及操作的良窳與否，攸關袋式集塵器能否正常的發揮功能，而使整個製程得以持續的運轉。然而由於脈衝式清洗系統的設計參數與操作參數都會影響清洗系統的清洗的效率，因此要如何設計一恰當的清洗系統並操作在一適宜的條件下，實為一重要的課題。

本文所提出的“二儲槽”數學模式，可預估高壓空氣在空氣儲槽及噴氣管中性質的變化。此一模式經過實驗的驗證，具有相當高的準確性，可用以模擬脈衝

式清洗系統在噴氣過程中，空氣性質的變化及質量流量，因此本文所提出的二儲槽模式，可應用於預估不同設計的脈衝式清洗系統操作在不同的操作條件下，由噴嘴所噴出的脈衝空氣的性質，以作為設計及操作脈衝式清洗系統的工具。在此僅提出幾點建議提供使用者應用此一模式時的參考：

(1) 設計參數的選定：

在選定脈衝式袋式集塵器清洗系統的設計參數時，應使所設計出的清洗系統，操作在一正常的條件下能產生足夠清洗力量的脈衝空氣，然而足夠清洗力量的脈衝空氣並無一明確的標準，必須針對不同的行業別，濾袋的尺寸及附著於濾袋表面塵餅的特性等因素加以考量。以實際功能需求而言，一設計良好的脈衝式清洗系統，若操作在正常情況下，能使袋式集塵器的壓損控制在一合理的範圍內，因此清洗系統的最佳設計參數及操作參數亦會因案例不同而有所不同。

以往若要得出某一案例的最佳設計參數及操作參數時，必須藉由改變設計參數及操作參數，進行冗長繁複的實驗以評估設計及操作兩種參數對清洗效果的影響。然而若利用本文所提出的二儲槽數學模式，清洗系統所產生的脈衝空氣其性質可由清洗系統的設計參數及操作參數計算出來，因此實驗便可簡化為脈衝空氣的性質對清洗效果的影響，大量的減少了實驗所需的次數。另一更實際可行的方法為：由所針對的案例，根據其所處理煙氣的性質，以一處理類似煙氣並能成功操作的既存袋式集塵器，利用本文的二儲槽模式，代入其清洗系統的設計參數及操作參數，計算出此一成功案例清洗系統所產生的脈衝空氣，並將其視為標準；再應用二儲槽模式，利用試誤法，假設針對案例袋式集塵器清洗系統的設計參數

及操作參數，以得出與成功案例相同的脈衝空氣，因此，清洗系統的設計參數如：

儲槽的體積、膜片閥、噴氣管及噴嘴的尺寸等便可輕易的被決定出來。

## (2) 操作參數的選定：

一般而言，若清洗系統的設計是恰當的，在正常操作下，所產生的脈衝空氣應具有足夠的清洗力量。然而對一些清洗效果不彰，既存的袋式集塵器，已無法改變其設計參數，僅能藉由調整其操作參數，尋求改善。在這種情況下，可應用二儲槽模式，計算出成功案例的袋式集塵器其清洗系統清洗時所產生的脈衝空氣，藉改變既存清洗系統的操作參數，以得出與成功案例接近的脈衝空氣。

## 5.3 脈衝空氣性質之研究

此一研究利用上述兩個研究的結果，提出的數學模式，能計算出噴氣管上不同位置的噴嘴所噴出的脈衝空氣其壓力、溫度及質量流量等性質。研究中發現，由噴嘴所噴出的脈衝空氣其質量流量會因噴嘴在噴氣管上位置的不同而有所不同；越靠噴氣管入口的噴嘴，所噴出的脈衝空氣其質量流量越大，反之則越小。因此若要使所有的噴嘴所噴出的脈衝空氣具有相同的質量流量，噴嘴尺寸必須根據噴嘴的位置作一調整，而此一調整可應用本研究所建構的數學模式來達成。

另外，噴嘴的法線垂直於噴氣管的軸向方向，然而由噴嘴所噴出之脈衝空氣其方向並不垂直於噴氣管的軸向方向，而與噴嘴的法線間存在一傾斜角，此一傾斜角亦與噴嘴在噴氣管上的位置有關；越靠噴氣管入口的噴嘴，脈衝空氣的傾斜角越大，反之則越小。因此一般設計的清洗系統，由噴嘴所噴出的脈衝空氣，

並不垂直於噴氣管，也因此無法對準濾袋的中心線，以至降低了清洗的效果，甚至因為所噴出的脈衝空氣，因具有十分高的流速，而磨損了濾袋的上緣。因此，若要使所噴出的脈衝空氣垂直於噴氣管，對準濾袋的中心線，在噴嘴出口處加裝一導流裝置是有其必要的。

本研究的成果，兼具了簡易、準確與實用等特性，期能提供工業界應用。

## 致謝

感謝台電公司的經費支持，使有意義的研究得以順利完成。

## 参考文献

1. Ruppert, K. A. and H. Ginter., "The Effectiveness of Multiple Pressure Pulses in Cleaning of Filter Bags," *Ger. Chem. Eng.*, Vol. 7, pp345-349, 1984.
2. Bakke, E., "Optimizing Filtration Parameters," *Journal of the Air Pollution Control Association*, Vol. 24, No. 12, pp1150-1154, 1974.
3. Leith, D., First, M. W., "Filter Cake Redeposition In A Pulse-Jet Fabric Filter," 69<sup>th</sup> Annual Meeting of the Air Pollution Control Association, Portland, Oregon, 1976.
4. Leith, D. H., First, M. W., Feldman, H., "Performance of a pulse-jet filter at high filtration velocity-II. Filter cake redeposition," *Journal of the Air Pollution Control Association*, Vol. 27, No. 7, pp636-642, 1979.
5. Dennis, R., Wilder, J. E. and Harmon, D. L., "Predicting Pressure Loss for Pulse Jet Filters," *Journal of the Air Pollution Control Association*, Vol. 31, No. 9, pp987-992, 1981.
6. Klingel, R., Löffler, F., "Influence of Cleaning Intensity on Pressure Drop and Residual Dust Areal Density in a Pulse-Jet Fabric Filter," *Filtech Conference*, pp306-314, 1983.

7. Sievert, J. and Löffler, F., "The Effect of Cleaning System Parameters on the Pressure Pulse in a Pulse-Jet Filter," *Particulate and Multiphase Processes Conference*, Vol. 2, pp647-662, 1987.
8. Klingel, R., Löffler, F., "Dust Collection and Cleaning Efficiency of a Pulse Jet Fabric Filter," *Filtration and Separation*," Vol. 20, No. 3, pp205-208, 1989.
9. Humphries, W., and Madden, J. J., "Fabric Filtration for Coal-Fired Boilers: Dust Dislodgment in Pulse Jet Filters," *Filtration & Separation*, Vol. 20, pp.40-44, 1983.
10. Morris, W. J., "Cleaning Mechanisms in Pulse Jet Fabric Filters," *Filtration & Separation*, Vol.21, pp.50-54, 1984.
11. Bouilliez, L., "Importance of Physical Parameters for the Cleaning Efficiency of a Reverse Jet-Cleaned Dust Collector," *Solids Handling Conference*, pp.B11-B25, 1986.
12. De Ravin, M., Humphries, W., and Postle, R., "A Model for the Performance of a Pulse Jet Filter," *Filtration & Separation* , Vol. 25, pp. 201-207, 1988.
13. Hajek, S. and Peukert, W., "Experimental Investigations with Ceramic High-Temperature Filter Media," *Filtration & Separation*, Vol.33, n1, pp29-37, 1996.

14. Instrument Society of America, "Flow Equations for Sizing Control Valves," ANSI/ISA-S75.01, *Instrument Society of America*, Research Triangle Park, NC, 1986.
15. Instrument Society of America, "Control Valve Capacity Test Procedure," ANSI/ISA-S75.02, *Instrument Society of America*, Research Triangle Park, NC, 1986.
16. Saad, M. A., *Compressible Fluid Flow*, 2<sup>nd</sup> ed., Prentice Hall, New Jersey, 1993; Chapter 3.
17. L. R. Driskell, "New Approach to Control Valve Sizing," *Hydrocarbon Processing*, pp.111-114, 1969.
18. Warring, R. H., "Handbook of Valves, Piping and Pipelines," 1<sup>st</sup> Edition, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1982.
19. Elsevier Advanced Technology, Valves, Piping & Pipelines Handbook, 2<sup>nd</sup> Edition, Elsevier Science Publishers Ltd., Oxford, UK, 1993.
20. The American Society of Mechanical Engineers, Performance Test Cords on Safety and Relief Valves, *The American Society of Mechanical Engineers*: New York, 1976; ANSI/ASME PTC 25.3-19.