

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文



創新氣浮平台氣隙自調機構之研發

Development of Automatic Air Gap Adjusting
Mechanism for Innovative Air Floating Stage

研究生：楊敬明

指導教授：鄭璧瑩 博士

中華民國 100 年 8 月

創新氣浮平台氣隙自調機構之研發

Development of Automatic Air Gap Adjusting
Mechanism for Innovative Air Floating Stage

研究生：楊敬明

Student : Chin-Ming Yang

指導教授：鄭璧瑩 博士

Advisor : Dr.Pi-Ying Cheng

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程



Submitted to Degree Program of Automation and Precision Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University
In Partial Fulfillment of the Requirements
For the Degree of
Master of Science
In
Automation and Precision Engineering
August 2011
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 100 年 8 月

創新氣浮平台氣隙自調機構之研發

學生：楊敬明

指導教授：鄭璧瑩 博士

國立交通大學工學院精密與自動化工程學程

中文摘要

本文運用氣靜壓氣體軸承的工作原理，設計出一種具一維方向平面精度保持功能的自調機構。本文嘗試透過比例式調壓閥及接觸式線性光學尺(LVDT)做即時距離檢測的方式，對氣體軸承的進氣壓力進行調控進而改變其氣隙高度，而達到前述平面精度保持與修正的自調功能。本研究經由氣體軸承的相關理論與靜平衡計算設計出機構模型，並利用高階機構動態模擬分析軟體ADAMS的模擬，以分析本自調機構受氣浮力時的動態特性。由理論推導及實驗結果證明，經由進氣壓力的控制以調節氣體軸承氣隙高度進而達成平面精度保持和修正的目的為可行的做法，其可達之平面自調精度為 $1\ \mu\text{m}$ ，系統控制響應則為 400ms 。

期望藉由此一自調機構的研究，對於精密機械和量測設備在誤差補償及量測的處理上，提出一種新的設計，即不需要複雜的機構配置及控制系統架構亦能達到相對平面精度保持和修正的目的。而氣體軸承的計算與分析過程，則可做為後續類似的氣靜壓止推軸承設計或評估時的參考。

關鍵詞：氣體軸承、精度誤差補償、自調機構、氣壓伺服

Development of Automatic Air Gap Adjusting Mechanism for
Innovative Air Floating Stage

Student:Chin-Ming Yang

Advisor:Dr. Pi-Ying Cheng

Degree program of Automation and Precision Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

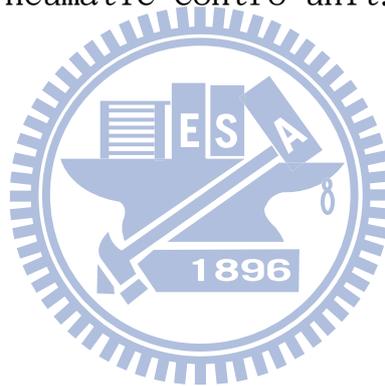
The objective of the thesis is to design an air gap self-adjusting mechanism by applying hydrostatic type air bearing theory and force function. The thesis proposes an integration control unit including the proportional pressure valve and linear optical scale sensor (LVDT) as real time air gap height detector and compensator respectively. This gap height pneumatic control unit can control the air bearing inlet pressure for maintaining the defined air gap height to afford required plane levelness. The experimental model of air gap self-adjusting mechanism of the air gap floating stage has also been designed based on the hydrostatic theory and dynamic characteristics analysis using ADAMS.

The investigation results derived both from theoretical and experimental process show that, $1\mu\text{m}$ levelness accuracy and 400ms system signal response time can be achieved by using the air bearing inlet pressure control technology to keep it in the required status of air gap height. The proposed innovative self-adjusting mechanism

demonstrates a new alternative approach of error compensation method for the application of new designed precision machinery and measuring equipment without the requirement of complex configuration and control system architecture.

The pressure and control model of the proposed air bearing can be a reference in the similar application such as thrust hydrostatic bearing design.

Keywords: Air bearing, Accuracy error compensation, Self-adjusting mechanism, Pneumatic contro unit.



誌 謝

終於結束3年來這樣一邊工作一邊做研究學習的日子了，現在的心情真有著如釋重負的感覺，對於在這段時間裡，因權衡於學業、家庭以及工作之間時所面臨的各種艱苦與挑戰，如非親身經歷實不易以言語向外人道，如今終於能夠順利的完成學業要感謝身旁的許多人在這段時間裡於課業、生活以及精神上所給予我的各種支持與協助。

首先感謝指導教授 鄭璧瑩博士在我於交大的這幾年，對於我的研究方向與基礎理論給予紮實的指導，並對實驗過程及論文內容細心的指正，幫助我當我在研究過程中遇到困難與瓶頸時，總能適時的給予督促和提點，同時啟發我在研究上具有能獨立思考的能力，方使本論文能夠順利的完成。在這一段論文撰寫的期間對我的學習態度及研究能力的養成皆有莫大的助益，再次由衷感謝。

同時感謝口試委員傅武雄教授與洪紹剛教授對於論文殷切的指正及建議，使全文得以更趨完善。

再來要感謝公司”志聖工業”於論文的實驗過程中在場地及相關資源上的協助，還有郭毓麟及楊培霽2位先生在Labview程式編寫上的教導，方使得論文實驗可以順利進行。

最後要感謝的是我的老婆謝紋玲，在求學這些年裡的犧牲和體諒，讓我能夠無後顧之憂的完成研究所學業。

謹將此論文獻給我的家人以及所有關心我、支持我的人們……

楊敬明謹誌

2011/08/24

目 錄

中文摘要	I
Abstract	II
誌謝	IV
目錄	V
圖表目錄	VII
符號說明	V
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 研究目的與方法	2
1.3 文獻回顧	5
1.3.1 氣體軸承方面文獻	5
1.3.2 精密機械誤差描述	7
第二章 氣體軸承介紹	10
2.1 氣體軸承的原理及種類	10
2.2 氣體軸承之優缺點	11
2.3 氣體軸承節流器	13
2.3.1 節流器的種類	13
2.3.2 節流器的工作原理	16
第三章 氣靜壓氣體軸承基本理論與計算	18
3.1 基本理論 - 雷諾方程式	18
3.2 孔口氣流特性	20
3.3 靜壓氣體軸承基礎性能計算	25
3.3.1 氣體軸承設計概念	25
3.3.2 氣體軸承理論計算	28

第四章 自調機構設計	38
4.1 機構系統模型	38
4.2 供氣系統流量配置	41
4.3 機構系統的靜力平衡	45
4.4 ADAMS機構動態模擬	48
4.4.1 ADAMS軟體簡介	48
4.4.2 氣隙自調機構的模擬分析	50
第五章 實驗與驗證	57
5.1 實驗系統架構	57
5.1.1 機構模組	57
5.1.2 控制元件	58
5.1.3 LABVIEW與資料擷取量測系統	60
5.2 氣體軸承靜態實驗	63
5.2.1 靜態實驗架構	63
5.2.2 實驗方法與結果	64
5.3 自調機構效能實驗	67
5.3.1 實驗與控制系統架構	67
5.3.2 LABVIEW程式	68
5.3.3 實驗方法與結果	70
第六章 討論與未來展望	77
6.1 結果與討論	77
6.2 未來發展方向	78
參考文獻	80
附錄A 自調機構設計圖面	83

圖表目錄

圖目錄:

- 圖 1.1 三軸工具機的單軸向誤差
- 圖 1.2 非除料加工的基材誤差
- 圖 1.3 平面自調機構概念圖 - 平面補償氣浮導軌平台
- 圖 1.4 平面自調機構概念圖 - 單軸氣隙自調機構
- 圖 1.5 非接觸氣體軸承 Sensor[8]
- 圖 1.6 龍門型綜合加工機[12]
- 圖 1.7 單軸向靜態幾何誤差[13]
- 圖 1.8 線性定位量測[12]
- 圖 1.9 直角度精度量測[12]
- 圖 2.1 氣體軸承種類[3]
- 圖 2.2 靜壓氣體軸承非補償式節流氣節流種類[15]
- 圖 2.3 滑閥反饋式節流器[16]
- 圖 2.4 Mohsin 節流器[17]
- 圖 2.5 Eric 節流器[18]
- 圖 2.6 節流器氣體流路等效電路圖
- 圖 3.1 氣體潤滑滑塊模型[14]
- 圖 3.2 氣體通過噴嘴的流動
- 圖 3.3 氣體質流量與出口/入口壓力比值的示意圖[2]
- 圖 3.4 氣體軸承的設計參數[19]
- 圖 3.5 氣靜壓推力軸承設計流程圖
- 圖 3.6 單排多孔矩形氣體軸承示意圖
- 圖 3.7 理論計算-氣體軸承進氣壓力與軸承推力關係圖
- 圖 3.8 理論計算-氣體軸承進氣壓力與氣隙流量關係圖
- 圖 3.9 確定 $1/\lambda$ [22]

- 圖 3.10 矩形氣體軸承單排與雙排孔簡易示意圖[22]
- 圖 3.11 矩形雙排孔孔口節流止推軸承承載能力[22]
- 圖 3.12 矩形雙排孔孔口節流止推軸承氣隙流量[22]
- 圖 3.13 簡易計算-氣體軸承進氣壓力與軸承推力關係圖
- 圖 3.14 簡易計算-氣體軸承進氣壓力與氣隙流量關係圖
- 圖 3.15 理論計算與簡易計算承載能力比較 - $h=150\ \mu\text{m}$
- 圖 3.16 理論計算與簡易計算承載能力比較 - $h=200\ \mu\text{m}$
- 圖 3.17 理論計算與簡易計算氣隙流量比較 - $h=150\ \mu\text{m}$
- 圖 3.18 理論計算與簡易計算氣隙流量比較 - $h=200\ \mu\text{m}$
- 圖 4.1 機構模組系統架構圖
- 圖 4.2 機架主體圖
- 圖 4.3 氣體軸承固定座組
- 圖 4.4 導柱/彈簧配置圖
- 圖 4.5 氣體軸承(正面)/(反面)
- 圖 4.6 測試板模組
- 圖 4.7 測試板模組動作示意
- 圖 4.8 供氣系統方塊圖
- 圖 4.9 調壓閥流量特性圖
- 圖 4.10 PU 配配管與簡易計算之流量表較
- 圖 4.11 自調機構物理系統模型[23]
- 圖 4.12 系統平衡圖(a)
- 圖 4.13 系統平衡圖(b)
- 圖 4.14 ADAMS 彈簧參數設定
- 圖 4.15 ADAMS 分析實體模型
- 圖 4.16 單一氣隙推力模擬曲線
- 圖 4.17 雙邊氣隙推力模擬曲線



- 圖 4.18 ADAMS 模擬設定
- 圖 4.19 自調機構下座於單一氣隙推力及不同彈簧常數下的模擬位移
- 圖 4.20 自調機構下座於單一氣隙推力及不同彈簧常數下的位移速度
- 圖 4.21 自調機構下座於雙邊氣隙推力下的模擬位移與速度
- 圖 4.22 自調機構下座於雙邊氣隙與初始推力下的模擬位移與速度
- 圖 5.1 氣體軸承固定座組
- 圖 5.2 實驗機構模組
- 圖 5.3 NI USB-6008 DAQ 卡[25]
- 圖 5.4 FESTO 比例式調壓閥，輸入/輸出關係圖
- 圖 5.5 Keyence GT-H10 感測器
- 圖 5.6 GT-H10 控制器主模組與擴充模組連接示意
- 圖 5.7 足夠取樣頻率的取樣結果[27]
- 圖 5.8 過低取樣頻率的取樣結果[27]
- 圖 5.9 3-bit 與 16-bit 解析度比較說明[27]
- 圖 5.10 訊號範圍與解析度說明[27]
- 圖 5.11 氣體軸承靜態實驗架構圖
- 圖 5.12 靜態測試實驗相片
- 圖 5.13 自調機構動態實驗架構圖
- 圖 5.14 動態測試實驗相片
- 圖 5.15 在 LAVIEW 中進行 DAQmx 程式流程
- 圖 5.16 LAVIEW 程式設計圖塊
- 圖 5.17 不同壓力調節氣之氣隙高度分析圖
- 圖 5.18 DAQ 2 ~ 5V Array 陣列數據輸出
- 圖 5.19 DAQ 2 ~ 5V，比例閥 1.2 ~ 3 kg. cm² 氣隙高度變化(150ms)
- 圖 5.20 不同間隔時間下 2 ~ 5V 右側氣體軸承的氣隙高度變化
- 圖 5.21 不同間隔時間下 2 ~ 5V 左側氣體軸承的氣隙高度變化

- 圖 5.22 2 ~ 5V 左右側氣體軸承氣隙高度差 - 100ms 與 150ms 比較
- 圖 5.23 DAQ 2 ~ 3V Array 陣列數據輸出
- 圖 5.24 DAQ 2 ~ 3V，比例閥 1.2 ~ 1.5 kg. cm² 氣隙高度變化(150ms)
- 圖 5.25 不同間隔時間下 2 ~ 3V 右側氣體軸承的氣隙高度變化
- 圖 5.26 不同間隔時間下 2 ~ 3V 左側氣體軸承的氣隙高度變化
- 圖 5.27 2 ~ 3V 左右側氣體軸承氣隙高度差 - 100ms 與 150ms 比較

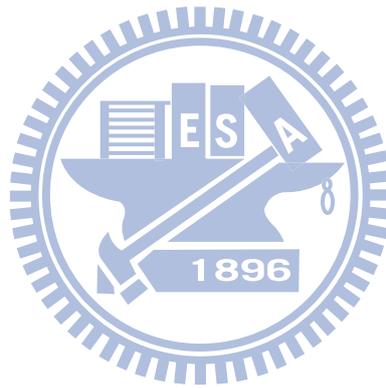
表目錄：

- 表 3-1 單排多孔矩形氣體軸承初始設計參數
- 表 3-2 空氣性質表
- 表 4-1 TA-80 空氣壓縮機性能表
- 表 4-2 $\phi 8$ PU 管，進氣壓力與管徑流量表
- 表 4-3 $\phi 10$ PU 管，進氣壓力與管徑流量表
- 表 4-4 自調機構動件零件重量表
- 表 5-1 設備元件規格表
- 表 5-2 氣體軸承靜態實驗數據
- 表 5-3 不同壓力調節氣之氣隙高度比較表



符號說明

- P_s : 為供氣壓力(kg/cm^2)
- P_a : 為環境壓力(kg/cm^2)
- P_r : 為節流器出口壓力(kg/cm^2)
- R_i : 為節流器阻力
- R_b : 為氣膜阻力
- Q : 節流器氣體流量(l/min)
- P_1 : 入口絕對壓力(kg/cm^2)
- P_2 : 出口絕對壓力(kg/cm^2)
- k : 理想氣體比熱比值($k = 1.4$)
- b : 臨界壓力比
- V : 氣體流速(m/s)
- W : 封閉系統的功(kJ)
- \dot{m} : 質量流率(kg/s)
- A_1 : 入口節流面積(cm^2)
- A_2 : 出口節流面積(cm^2)
- C : 傳導值(sm^4/kg)
- C_0 : 節流口流量係數
- Ψ : 孔口氣體流出速度係數
- μ : 空氣黏度 ($\text{kg} \cdot \text{sec}/\text{cm}^2$)
- g : 重力加速度 (cm/s^2)
- ρ : 空氣密度 (kg/cm^3)
- R : 氣體常數 ($\text{cm}/^\circ\text{K}$)
- T : 絕對溫度 ($^\circ\text{K}$)
- h : 氣膜高度 (mm)
- F : 氣體軸承承載力 (kg)



- L : 軸承長度 (mm)
 B : 軸承寬度 (mm)
 b_1 : 節流孔徑單邊尺寸 (mm)
 b_2 : 節流孔徑至軸承邊緣單邊尺寸 (mm)
 L_2 : 節流孔徑間距 (mm)
 n : 氣體軸承噴嘴孔數
 d : 噴嘴孔徑 (mm)
 $1/\lambda$: 氣體軸承線供給係數
 ξ : 氣體軸承形狀係數
 $\Lambda_s \xi$: 氣體軸承供氣係數
 \bar{W} : 氣體軸承承載能力係數
 \bar{G} : 氣體軸承流量係數
 D : 氣壓管的有效截面積 (mm)
 δ_{st} : 彈簧變形位移



第一章 緒論

1.1 前言

隨著科技的進步、現代工業的自動化日益普及，機械工業與科技發展無不以精密機械定位為導向。不僅傳統機械的工具機、檢測設備等需高精定位，半導體、光電通訊及醫學等需精密加工與無污染環境之相關產業，亦需精密定位之機械相關設備來完成。為提高工具機和檢測設備的加工與測量精度，業界與學術界無不致力於開發各式新的機種，用以加工及測量更精密的產品。但若是硬體製造的精度無法超過其本身零件的組裝精度，會使產品尺寸的準確性和測量精度大大降低，因此為進一步提昇加工及檢測精度一般常會使用量測技術來進行精密設備的誤差檢驗並進行後續的軟體補償修正，但是量測不易、設備昂貴且需仰賴較複雜的系統以及較高的操作技術則是常見的問題。

針對此類誤差問題的處理，大部份參考文獻所提出者皆著重在誤差模型分析、機構進給、剛性、熱變形和電控系統參數的補償(如運動軌跡誤差與伺服追隨誤差等)等技術的研究。較少有針對補償機構的研製進行探討，所以如果能建立一種可靠且簡易的誤差補償機構，即不需要複雜的機構配置與控制系統架構就能達到相對平面精度的保持，不但可省去許多時間及問題，更可降低成本。在處理此一問題上，本文提出一種採用非接觸式氣浮方式的新設計，嘗試以此構成的自調機構達到精度控制、量測與補償的目的。利用氣體軸承高定位精度、無磨擦接觸、無污染、穩定性高及使用壽命長等特性，做為精密加工設備與量測儀器之補償修正機構以期提升其誤差補償效能。

因此如何利用氣浮軸承本身的氣壓作推動力，來達到非接觸式的平面誤差自調補償及量測，並驗證其可行性為本論文之主要研究方向。

1.2 研究目的與方法

一般機械和量測設備運動狀態的描述常由位置座標點的向量型式表示。反應在工具機的運作上，加工部品的外型尺寸，是由許多刀具特定路徑所形成；也可以說，刀具移動的路徑是由許多的點座標所建構而成的，最基本的刀具路徑型式就是直線，若移動路徑為直線則至少由兩座標點形成。在座標點定位時，常會因為軸向定位誤差，空間幾何誤差，平台振動等影響，使得定位精度不如預期，進而造成實際運動軌跡與需求命令軌跡的差異，此差異大小即為誤差值，其誤差值越小表示設備的精度品質特性越好。然而、在某些特定場合，工具機、檢測設備之工作軸所掛載的加工器具或量測頭，是屬於較大面積的實體，而非和傳統加工器具一般、如端銑刀，可視為單點作業；或者，當被加工件需要較大面積加工時，則前述的相關誤差值將因此而被放大，即使使用機械設計或精密裝配的手段，或利用控制器進行即時的運動補償也很難以達成良好的精度誤差控制。

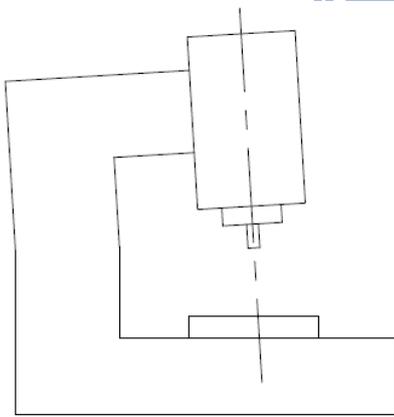


圖1.1 三軸工具機的單軸向誤差

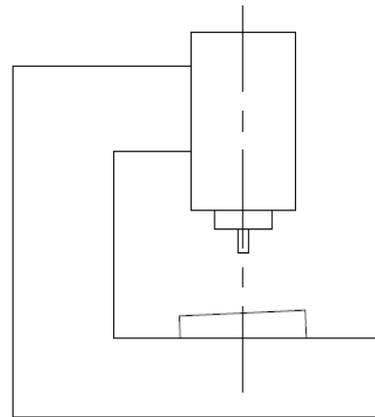


圖1.2 非除料加工的基材誤差

另外，在非除料加工的應用領域上；不同於傳統的除料加工，被加工物件的精度是由工具機所強制加工出來，因此、工具機的設備精度可被預期為被加工件的尺寸或輪廓精度。非除料加工是在既有的基材上再填附材料上去，因此、當被加工物件存在著表面不平整的現象，此時被加工物件的精度控制已無法完全經加工設備的既定條件所預期，則既有的相關精度控制技術自然也就不適用於此一應用條件。

而前述所提的2種技術瓶頸，在一般放電加工機和3D Printer等類似設備的應用領域上，可明顯的被發現。其他如自動光學檢測設備(AOI)，此類利用精密光學模組做物件量測的設備上，部份高解析精密光學模組的DOF (depth of field)往往非常的小，更需要相當高的Stage相對平面精度才能避免造成量測結果的誤差。

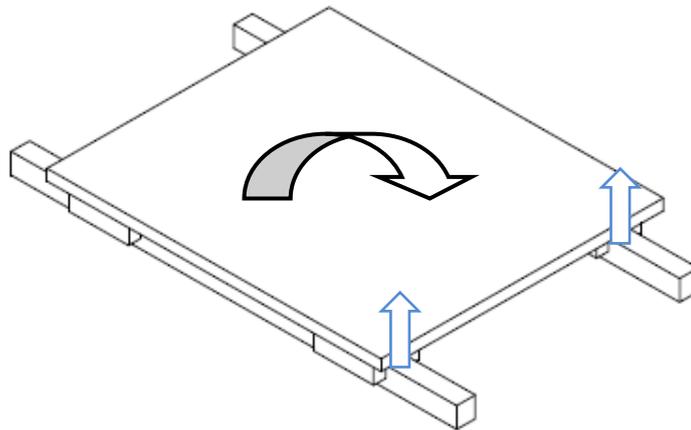


圖1.3 平面自調機構概念圖 - 平面補償氣浮導軌平台

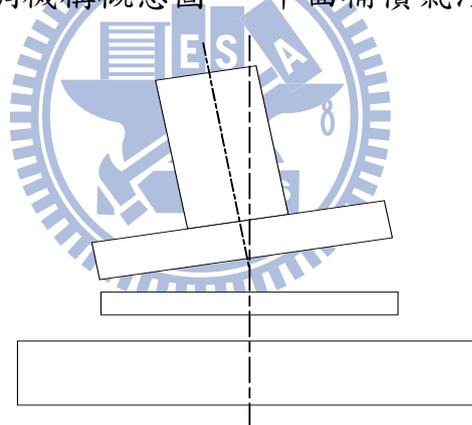


圖1.4 平面自調機構概念圖 - 單軸氣隙自調機構

在處理此類問題上，本文提出的概念為導入靜壓型氣體軸承理念於自調機構之設計，藉由預設的彈簧機構和氣體軸承構建出一個具二維自由度的氣浮平台，此一氣浮平台可做為後續工具機實際掛載加工器具或量測設備架設量測頭的工作軸，或延伸開發成可進行平面補償(Pitch、Yaw)的氣浮導軌平台。主要設計內涵是氣體軸承與其節流器 (restrictor) 的設計和彈簧 (Spring) 元件之結合使用，利用比例伺服閥直接對氣體軸承之供氣壓力作調控以改變其氣浮推力，期望在不同的壓力調節下，使得左右兩組氣

體軸承之氣隙高度(氣體軸承到測試板間的高度距離)之誤差可以達到最小。以實現自調機構平面度量測和補償的功能。同時製作設計成品進行檢測，檢驗測項目包括氣體軸承供氣壓力及所產生的氣浮推力與氣墊層(氣隙高度)的參數關係，並與理論值做分析比對。驗證本自調機構的平面度補償與自調效能，包括可控制的平面精度值及穩態狀況。以證明此種自調補償機構的可行性。

針對上述研究方向，本論文分為以下幾個章節進行分析與討論

第一章：緒論：對研究之背景、目的與方法作一概括描述，並將相關文獻略作介紹。

第二章：氣體軸承介紹：介紹氣體軸承之種類、優缺點與靜壓氣體軸承節流器形式及其工作原理。

第三章：氣靜壓氣體軸承基本理論與計算：首先針對氣體軸承的基本理論做介紹，包含氣體軸承的孔口氣流特性及質量流率。然後進行本氣體軸承氣隙推力及流量的理論計算。以預先評估氣體軸承效能並做為後續自調機構動態分析的參考。

第四章：自調機構設計：首先就機構系統的模型設計做說明並分析供氣系統的流量配置，然後針對此一實驗模組進行靜平衡計算，並以ADAMS分析軟體做機構運動模擬，以進一步分析自調機構的動態特性。

第五章：實驗與驗證：針對此一自調機構的控制系統與元件做說明，並對此自調機構做效能測試，包括氣體軸承進氣壓力與氣隙高度驗證的靜態實驗，以及自調機構自調效能確認的動態實驗。

第六章：實驗結果與討論：提出本研究之具體成果與結論，以及建議在未來可行之繼續研究的方向。

1.3 文獻回顧

以下針對氣體軸承的設計應用及精密機械於誤差處理的相關文獻資料收集整理於下：

1.3.1 氣體軸承方面文獻

過去氣體軸承相關研究主要是在轉動軸承以及導軌元件的應用上，對於直接將氣浮技術用於自調機構的研究則比較少見，相關文獻相對也就比較鮮少。

陸[1]在”氣靜壓軸承之特性分析及最佳化”的論文中，利用最佳化分析方法，在已知設計條件以及預期承載的目標下，以提升負載及加大剛度為目的，在軸承的設計參數範圍中尋求設計參數的最佳化。

楊[2]在”氣體軸承節流孔口之氣體質流量 CFD 分析與實驗研究”的論文中，利用CFD以及實驗分析，得到傳導值C與節流孔直徑成正比關係以及各種節流器的臨界壓力為趨於固定值的結論。

施[3]的”氣靜壓軸承用補償式節流器之設計開發與特性探討”，選用簧片作為補償式節流器之工作元件，搭配節流毛細管之變化來達到流量補償功能，同時利用CFD及實驗進行節流器設計參數對壓力變化之分析，與作用力和剛性對氣膜間隙之探討，以確認各項設計與操作參數之影響。

Mizumoto[4]以壓電材料改變節流器長度，製作出主動式自動補償裝置，以控制孔口氣體流量進行補償，使主軸很快的回到中心，控制主軸的迴轉精度，並提高其剛性及穩定性。

Fan等人[5]，設計出利用MEMS 製作的氣浮軸承，並且配合有限元素法的分析，以及自製的漂浮高度與氣壓關係的測試儀，說明了當孔洞越小數目越多則負載力可以提升且氣流可以穩定輸出，且氣室不能太大否則會產生氣鏈現象，但是太小又會失去剛性。

吳[6]”自走式氣浮平台之研製”，結合下噴式及斜噴式氣壓變化之方

式作為氣浮軸承及其推進系統，並利用雷射干涉儀做位置迴饋感測，可達到自走式氣浮軸承定位平台的功能。實驗證明此氣浮平台定位控制可以達到約 $20\ \mu\text{m}$ 左右的精度。

廖[7]”創新進氣結構氣浮平台之設計與分析”，提出創新進氣結構的氣浮平台，結合節流器及氣袋的使用，以提昇氣浮平台的抗振效果。實驗結果，承載高度與供氣速度及節流孔徑有關，節流孔徑太大會喪失節流功能，承載高度則由供氣速度所主導。

Zhang[8]等人，利用氣浮軸承組合設計成位移感測器，配合著空氣測微計以及空氣伺服控制器，進行非接觸量測。實驗證明了感測器上的噴嘴可以自動跟隨著物體行進，其解析度以及重複性為 $0.5\ \mu\text{m}$ 且非線性誤差在 $2\ \mu\text{m}$ 以下。

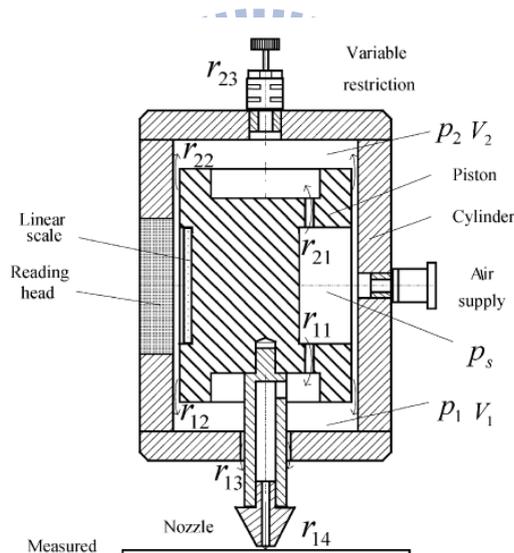


圖 1.5 非接觸氣體軸承 Sensor[8]

黃[9]”虛擬口形氣浮導軌之精密線性滑動平台特性分析”利用高階機構動態模擬分析軟體（ADAMS），以建構非線性彈簧來模擬氣膜剛性，並分析負荷能力與振動實驗，再與實際之導軌的實驗數據相互比較，以印證虛擬口形氣浮導軌之正確性。

1.3.2 精密機械誤差描述

王[10]”三軸工具機誤差分析及量測”，藉由齊次座標變換矩陣推導出三軸高速切削CNC雕刻的機誤差模式，及循圓圖形變化的數學解析，以建立循圓動態量測的理論基礎，達成對工具機多軸同動所產生之多種誤差參數合成的誤差現象進行預測，提昇工具機的精度。

精密機械的誤差描述

精密機械的誤差成因相當複雜，一般在機械量測均利用統計的評估技術，大略歸類成系統誤差(Systematic Errors)及隨意誤差(Random Errors)兩類。系統誤差通常是系統所固有的，在機器零件的製造與裝配階段即產生的誤差，因此，在相同的操作環境下，可以再生並量測出相同的誤差值及方向。系統誤差通常會以累積式誤差、週期式誤差或是反向誤差的型態出現，所以可推導出數學模式，並利用補償方法來減少甚或消除這些誤差。隨意誤差則與系統誤差相反，該誤差在相同的操作條件和環境下亦無法重現，因此無法利用數學模式，只能藉由統計的方法來計算其大小。[11]一般精密機械的精度取決於許多因素的交互影響，如機器零件的幾何誤差、裝配誤差、伺服控制系統的誤差以及機器本身重量、負載、加速、溫度變化等因素反應在實際操作過程中的誤差。



圖 1.6 龍門型綜合加工機[12]

誤差對空間運動的影響

由機器運動所引起的誤差有幾何性誤差與運動性誤差。幾何性誤差主要是因為機器零件間的相對位置及形狀誤差所造成，而運動性誤差則是綜合所有機構運動軸所造成的誤差。

如圖 1.7 所示為單軸向靜態幾何誤差，構件(如滑動件)沿單一軸向運動時，其運動軸上的任一位置，因幾何變形而產生對應於空間的六個自由度誤差。

這六個自由度誤差包含三個位移誤差：直線定位誤差、水平垂直誤差、垂直真直度誤差與三個角度位移誤差：俯仰度(Pitch)、偏搖度(Yaw)及橫轉度(Roll)。

假設工作空間上的 0 點，在沿著 X 軸移動時，存在有三個位移誤差，則此三個位移誤差為：

$\delta_x(X)$: 位置誤差，此誤差與軸運動方向相同。

$\delta_y(X)$: Y 軸的真直度誤差，此誤差與軸運動方向相互垂直。

$\delta_z(X)$: Z 軸的真直度誤差，此誤差與軸運動方向相互垂直。

另外，考量工作空間中任意點 O' 對 O 點的角度偏移誤差，則存在：

橫轉度(Roll): 運動軸的橫轉運動，對 X 軸所造成的角偏移誤差。

俯仰度(Pitch): 運動軸的俯仰運動，對 Y 軸所造成的角偏移誤差。

偏搖度(Yaw): 運動軸的俯仰運動，對 Z 軸所造成的角偏移誤差。

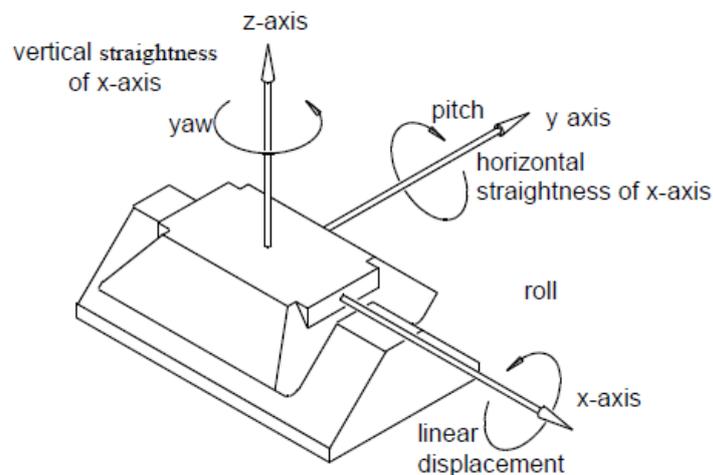


圖 1.7 單軸向靜態幾何誤差[13]

精密機械的誤差補償

對於加工和組裝技術無法充分達成的機械精度，可以藉由使用電腦或機電系統等的補償技術，以適時的在運轉中將零件的誤差或組裝上的誤差自動地予以補正。

對於重複性誤差 → 事先予以正確的量測起來，再利用量測所得數據或回歸後之數學模式而給予補償。

非重複性誤差 → 將適當的感測器設於適當的位置，再以經由這些感測器所擷取的數據為基礎，以進行補償誤差之控制。

補償的方法：

理論計算法 → 將實際的誤差利用理論計算予以預測，再進行補償之方法。由於無法非常正確地掌握實際的誤差發生的機制，因此不容易達成高精度的補償。

靜態模型法 → 對於重複性誤差最常用的補償方法。亦為數值控制機器的基本的補償方式。利用隨時監測中的各部位的溫度以導出用以決定誤差量的數學式。亦即，不需要隨著時間變動的動態資訊，僅用正在監測中所得之數據即能定出誤差量

動態模型法 → 為了能正確地預測緊接下來會產生的變化，必須追蹤包含初期狀態的時間的經過（動態變化）等所有的運轉數據並予以利用。

回饋控制法 → 廣泛應用於重複性誤差與非重複性誤差。其回饋訊號必須儘可能從欲控制的位置或其近旁來予以檢出。

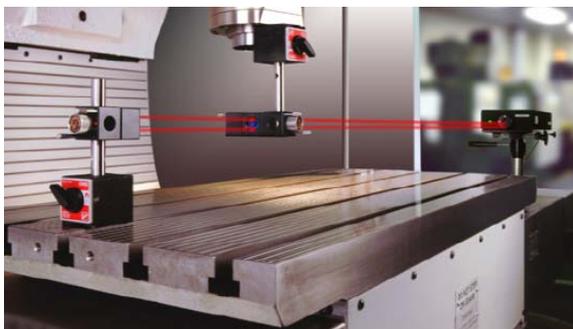


圖1.8 線性定位量測[12]

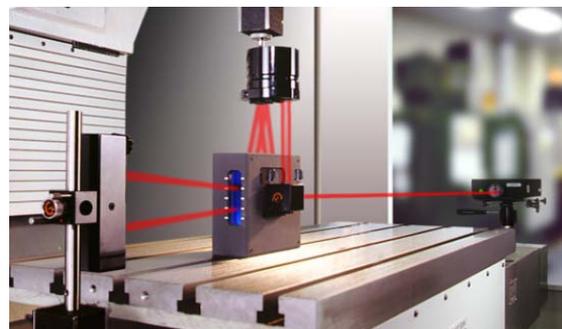


圖1.9 直角度精度量測[12]

第二章 氣體軸承介紹

2.1 氣體軸承的原理及種類

氣體軸承的動作原理乃是利用氣體的黏滯性，藉由增加氣墊層內氣體的壓力，以支撐其承載物體。如圖2.1所示，依其壓力之發生原理，可以分為三類：靜壓型(externally pressurized type/hydro-static type)、動壓型(self-acting type/hydro dynamic type)、以及擠壓膜型(squeeze film type)。

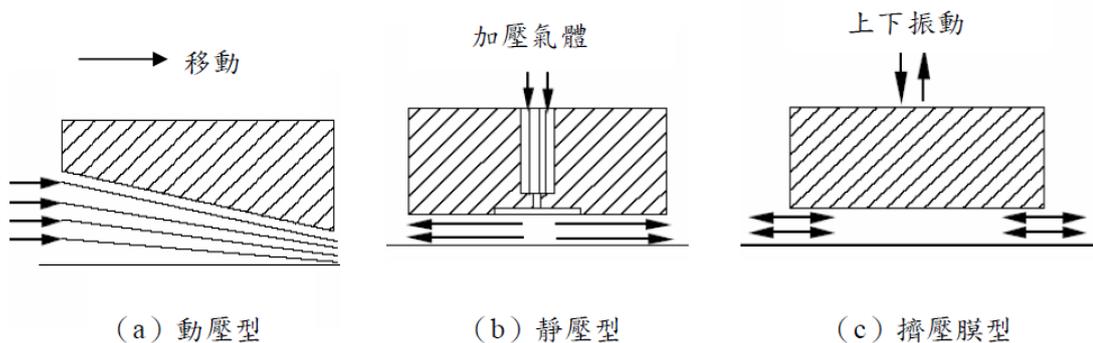


圖2.1 氣體軸承種類[3]

動壓型如圖2.1(a)所示，兩個作用面相對移動時，氣體因其黏性拖拉，而在兩表面間形成氣膜，進而產生向上的浮力，軸承面的形狀為此動壓型軸承發展中的重點。此類型軸承完全不需要外加壓力氣源或其他設備。但此軸承需要特殊計算，加工精度要求也很高，以致成本居高不下。以空氣的粘度(40°C 0.018Pa·s)約為SAE10號油(40°C 32 Pa·s)的千分之一計算，所以一般空氣動壓軸承之最大承載能力一般小於 $0.35\text{kg}/\text{cm}^2$ 。

靜壓型如圖2.1(b)所示，外部加壓的氣體通過節流器導入軸承間隙內，將對應軸承面分開，在軸承間隙變化時，節流器可以增減間隙內的流量，使軸承獲得剛性；節流器流量的設計為靜壓型軸承的發展重點。

擠壓膜型如圖2.1(c)所示，不需外加氣源，氣膜壓力是藉由相接軸承面間的垂直方向振動所產生，氣膜擠壓運動方向垂直於軸承表面。由於氣體的黏滯性，間隙內氣體無法迅速進出而形成氣膜壓力。

其中靜壓型氣體軸承，空氣經由外部增壓形成高壓氣體，再由外往節流部(restrictor)通入，最終導入氣墊層之間隙，再利用間隙內產生的靜壓支撐負載，因此只要外部可以提供壓縮氣體，即使兩平面沒有相對運動的產生，還是具有支撐負載的功能。因此，在前述介紹的三種氣體軸承中，靜壓型氣體軸承具有較佳的可控性、精度與剛性，故目前氣體軸承的研究與應用主要是以靜壓氣體軸承為主。

2.2 氣體軸承之優缺點

如將氣體軸承與傳統軸承做比較，其優缺點可歸納如下：

氣體軸承之優點：

(1) 摩擦係數和摩擦力矩小：軸承的摩擦與潤滑劑的黏滯係數成正比，空氣的黏滯係數約為油的 $1/5000$ 到 $1/10000$ 以下，所以氣體軸承的摩擦也為 $1/5000$ 到 $1/10000$ 以下，所以幾乎不會發生爬行(crawl)現象。因此氣體軸承很適合在高速運轉下使用。

(2) 運動精度高：氣體軸承是經由壓縮氣體產生的氣膜，以非接觸式的方式運動，相較於液壓軸承與一般傳統軸承產生的熱量較小，所以材料不會產生熱變形。且由於氣體的均化效應，可以有效補償加工表面的誤差，大幅提高軸承平移精度和旋轉精度。

(3) 無污染：一般傳統軸承需注入很多油以形成油膜，容易造成工作環境的污染，而氣體軸承的運轉則不需要油作為潤滑劑，而是利用加壓氣體產生氣膜來潤滑，因為完全不用油，所以不用擔心油所產生的環境污染。適用於食品、藥品、醫療器材等忌油的機械軸承應用。

(4) 耐冷耐熱：氣體軸承軸磨擦損耗小、自發熱低，再加上氣體特性從低溫到高溫的廣大溫度範圍都很安定，因此，氣體軸承的運轉溫度，低至氣體的液化溫度，高到軸承材料可忍受的溫度都可工作。

(5) 可用於放射能場所：油會因為放射線的照射而固化，所以不能使用

在具有放射能場的工作環境中，而氣體則無此問題，所以，氣體軸承廣用於原子爐系統的循環機軸承。

(6) 使用壽命長：氣體軸承因無接觸運轉，一般不會發生磨耗，唯，動壓型氣體軸承在啟動、停止時都是固體接觸，如果沒有特別的防治方法，就可能產生磨耗。

氣體軸承之缺點：

(1) 負載能力小、剛性低：氣體軸承的負載能力與剛性主要是由潤滑劑的黏性及可壓縮性支配，所以氣體軸承的負載能力與剛性會低於液體軸承。

(2) 不安定現象：要增加軸承的負載能力最常見的是加大軸承中的氣袋，而氣袋中的高壓氣體因黏滯係數低，振幅衰減性也不佳，如設計不良時容易產生氣錘現象，使得軸承會有急遽的震動並發出聲響，高速運轉時，會以轉速的數分之一到二分之一的震動數晃轉，即發生晃轉不安定。當晃轉的太嚴重時會使主軸與軸承產生接觸，致軸承磨耗損壞。

(3) 無邊界潤滑：液體軸承潤滑就算承受極大負載，使得軸承幾乎沒有間隙，也能發揮邊界潤滑功能充分使用，防止軸承的重大損毀。氣體軸承完全以氣體為潤滑劑，若施加超過額定負荷，即發生固體接觸而燒焦，不會產生邊界潤滑。

(4) 氣體不具防鏽之特性：氣體軸承對供給的氣體品質要求很嚴格，進入軸承的氣體必須是無油及無水分的存在，所以氣體軸承之中無法有潤滑油的存在，也因為如此，軸承零件容易生鏽損壞。

(5) 成本高：氣體軸承的間隙比液壓軸承小，通常介於數微米 (μm) 至數十釐米之間，因此，對於零件需要較精密的尺寸及形狀精度、增加製造成本。

另外，對於靜壓型氣體軸承來說，因為軸承間隙小而不容許生鏽，所以對壓縮空氣的要求非常高，需進行有效的過濾和穩壓。確保壓縮氣體在進入

到氣浮軸承前的空氣”品質”和”壓力”、”流量”均已達到一定的潔淨動及穩定性。因此、需多花一部分費用去添購水分離機、過濾器而這些供氣的設備也同時增加了氣浮軸承的成本。

2.3 氣體軸承節流器

2.3.1 節流器的種類

氣靜壓軸承中節流器的設計關係著軸承整體性能好壞，節流器的形狀和尺寸設計是氣靜壓軸承最重要的一環。依節流器氣隙與流量調節的動作原理，氣靜壓軸承節流器可區分成非補償式節流器與補償式節流器2大類。

非補償式節流器

常見非補償式節流氣之設計，十合晉一(1985)定義下列六種形式：孔口節流、毛細管節流、溝型節流、自成節流、多孔質節流及表面節流。[14]

(1) 孔口節流：孔口節流如圖2.2(a)所示。主要特色是在供氣出口處的氣體流路變窄，這種設計比較可以提高其支撐剛性，但往往會因氣袋設計不良而造成氣鏈現象。

(2) 自成節流：自成節流如圖2.2(b)所示。其特色是利用間隙與供氣孔邊緣發生阻抗來達節流目的。在應用上常使用多個供氣孔，其最大優點就是氣鏈的安定性較高。

(3) 毛細管節流：毛細管節流如圖2.2(c)所示。其節流原理就是藉毛細管造成供氣孔節流的作用。

(4) 多孔質節流：多孔質節流如圖2.2(d)所示。主要特點就是在間距內面使用具通氣性的多孔性材料，該多孔性材料即具節流功能，其穩定性是最好的，只是加工與製造不易，且有孔口堵塞之虞，所以該多孔性材料的品質要求甚高。

(5) 溝形節流：溝形節流如圖2.2(e)所示。主要特色就是使用供氣槽取代供氣孔，將自成節流的供氣孔延伸細長，在軸承內面由點供氣變為線供

氣，進入軸承內的氣體大致成為均勻的軸方向流動，承載能力高。

(6) 表面節流：表面節流如圖2.2(f)所示。主要特色就是在間距表面設計淺槽，用槽的邊緣部達到節流目的，其穩定性及支撐負載能力都不錯。

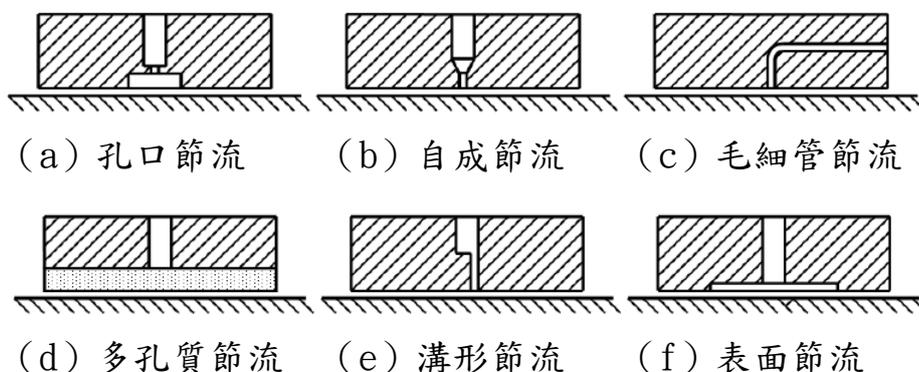


圖2.2 靜壓氣體軸承非補償式節流氣節流種類[15]

補償式節流器

補償式節流器顧名思義即氣隙與流量的調節具自我補償(可變節流)的功能，常見的補償式節流器可分為滑閥反饋式節流器與薄膜反饋式節流器兩大類。

滑閥反饋式節流器

滑閥反饋式節流器如圖2.3所示。其原理是壓力經滑閥環縫隙分別進入滑軌或主軸的兩對置腔體，當工作負載 W 導致滑閥兩側壓力不等時而產生滑移，滑閥滑移將改變滑閥節流長度，進而改變出口流量大小。由於兩對置腔體的壓力差負責平衡工作負載，使進入兩對置腔體的流量因反饋而相等，讓滑軌能回到平衡位置。

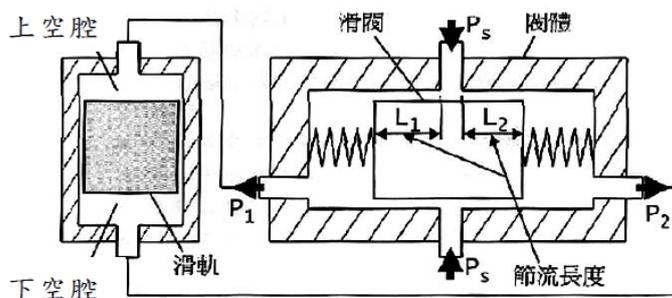


圖2.3 滑閥反饋式節流器[16]

薄膜反饋式節流器

Mohsin節流器為其中的一種典型、如圖2.4所示，其作用原理是當軸承受負載使受壓面壓力增加時，反饋的壓力會使簧片撓曲，使得節流間隙增加，反而使流量能夠提昇。因此經由適當地調整彈簧的剛性，可使撓曲量轉為我們所需要的流量，而得到一較大剛性的負荷曲線。

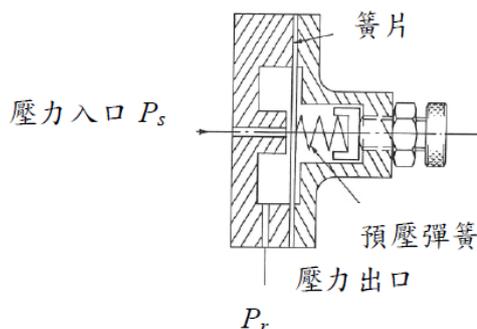


圖2.4 Mohsin節流器[17]

Eric節流器如圖2.5所示，外型主要為一個腔體，此腔體有兩個開口，一開口在圖上標示的16處，另一開口在圖上標示的15處，15是進氣提供處，它提供整個腔體一個壓力，16是氣體流出處，氣體經氣膜間隙12流入周邊的環境，而11就是所謂的膜片節流器，它可依照需求選用不同的材質；右側視圖為其在2-2處的剖面圖，可看出，除了11的選用材質不同，此外16的開口大小，也是造成軸承不同性能的原因。

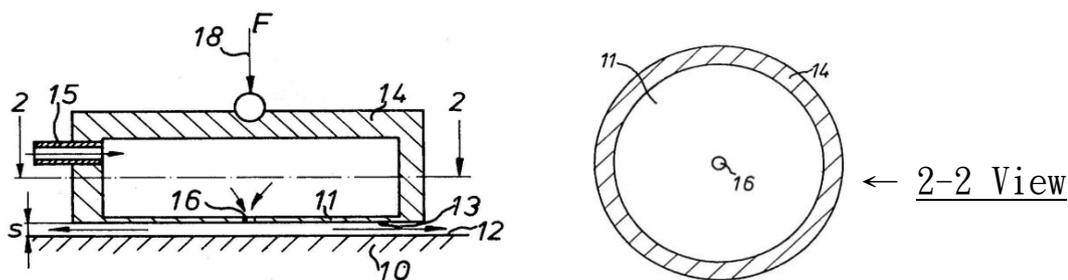


圖2.5 Eric節流器[18]

節流孔徑加工方法

一般節流器小孔直徑在0.2~0.5mm，在比較特殊的場合甚至比0.2mm小，所以加工上並不容易。材料多數為銅和鋼，有時也有使用硬質合金。可採用的加工方法為下：

(1) 直接鑽孔

小孔孔徑在0.1~0.3mm，直接鑽孔不易，只有在銅、鋁材料上方可實現。但直接鑽孔成本低及精度高，一般仍採用此方法進行鑽孔加工。

(2) 放電加工

放電加工加工孔徑在0.01 ~3mm，但加工精度不高，有毛刺和喇叭口及不規則邊界，且鑽孔速度慢，鑽孔定位困難及誤差大缺點。

(3) 雷射鑽孔

小孔孔徑小於0.3mm，有材質不受限制，速度快、精度高及孔深比大等優點。但機台成本高，一般並不採用此法進行小孔加工。

為彰顯本文所開發之自調機構的自主調節效能，本論文採用非補償式節流做為節流型式，又因考量加工方法及產生氣膜的穩定度，故選擇以可直接鑽孔的自成節流做為實驗機構的節流型式。

2.3.2 節流器的工作原理

如2.3.1節所提，節流器的形狀和尺寸設計是氣靜壓軸承最重要的一環。氣體因具有黏滯性，流經節流器時會與壁面摩擦，故節流器之設置提供了氣體流經時形成壓力降；如此壓降之形成，可根據外部負載變化，自行調節氣墊層內(氣膜)之壓力。當氣墊層厚度驟降時，亦即承載物件從平衡位置向平台本體表面方向產生一位移量，它的氣體流阻會變大，氣體流量減小，經節流孔之壓力降也會減小，而使節流孔出口端壓力增大，故向上支撐能力會提升；反之，當氣墊層厚度驟升時，亦即承載物件從平衡位置向平台本體表面反方向產生一位移量，它的氣體流阻會變小，氣體流量增加，經節流孔之壓力降也會增加，而使節流孔出口端壓力減小，故向上支撐能力會下降。上述的氣體壓力、流阻和流量的關係，可以利用電路中歐姆定律的類似概念加以說明。而節流器氣體流路與電路等效關係可以圖2.6表示。

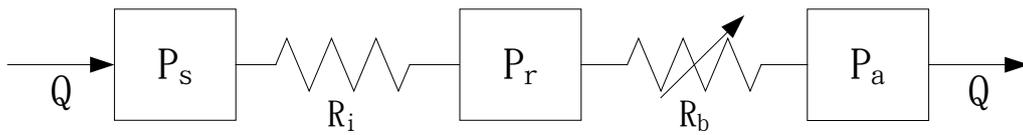


圖2.6 節流器氣體流路等效電路圖

圖中 P_s 為供氣壓力， R_i 為節流器阻力， P_r 為節流器出口壓力， R_b 為氣膜阻力， P_a 為環境壓力。 R_i 、 R_b 兩者串聯、此時通過氣體流路的流量表示為 Q 。當氣源壓力選定則 P_s 為一定，節流器的直徑 d 設計確定，所以 R_i 為定值， P_a 亦為定值，唯 R_b 會隨氣膜間隙變化，此時流量 Q 可表示成(相當電流 I =電壓 V /電阻 R)

$$Q = \frac{P_s - P_a}{R_i + R_b} = \frac{P_r - P_a}{R_b} \quad (2.1)$$

移項整理後得

$$P_r = QR_b + P_a = \frac{P_s - P_a}{R_i + R_b} R_b + P_a = \frac{P_s - P_a}{\frac{R_i}{R_b} + 1} + P_a \quad (2.2)$$

於是，在工作過程中，當負載產生變化量 ΔW ，此時氣膜厚度隨之減小 Δh ，則氣膜阻力 R_b 變大，比值 R_i/R_b 變小，所以式(2.2)的 P_r 會之增大以平衡負載的變化。假使無節流器，式(2.2)中的 R_i 為零， P_r 等於 P_s ，當負載變化量 ΔW 產生時， P_r 不會增加來平衡外來作用力，氣膜會隨之減小，直至兩個潤滑面接觸為止，進而導致磨損。在止推軸承中，不安裝節流器時，若平板傾斜後，無法恢復至原來水平狀態。在徑向軸承中，不安裝節流器時，則無法使軸承底部氣腔壓力增大以平衡負載。

第三章 氣靜壓氣體軸承基本理論與計算

3.1 基本理論 - 雷諾方程式

雷諾方程式是氣體支撐性能計算和結構設計的基本方程式，如軸承的負載能力、剛性、流量及穩定性等，而這些性能與軸承間隙內的壓力分佈有直接影響。軸承間隙內之壓力分佈，可以利用流體力學中的運動方程式、連續方程式、狀態方程式去推導出雷諾方程式。

如圖3.1為氣體潤滑滑塊模型，其中 B 為 x 軸長度， L 為 y 軸長度， h 為軸承間隙。 u 、 v 、 w 為 x 、 y 、 z 方向的氣體速度， U 為其中一個邊界的移動速度， μ 為氣體的黏滯係數， ρ 為密度。

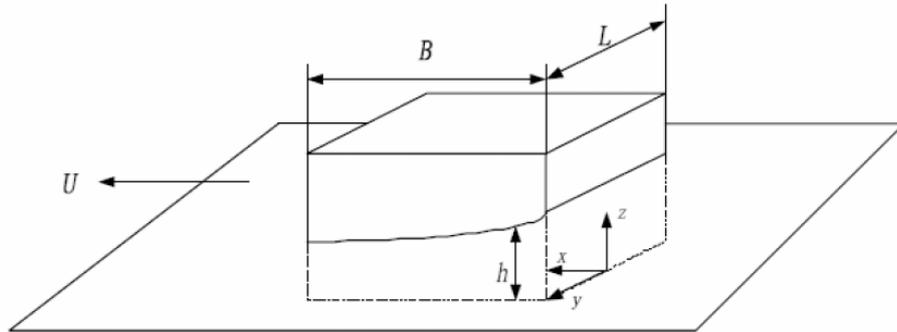


圖3.1 氣體潤滑滑塊模型[14]

軸承間隙內的氣體壓力分佈，由上圖取座標，氣體運動方程式的Navier-Stokers Equation，若省略外力項，可由流體力學表示成下式：

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (3.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \quad (3.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (3.3)$$

在解上述公式時有以下五個假設：

- (i) x 方向的長度 $B \doteq 1$ ，y 方向的寬度 $L \doteq 1$ ，z 方向的間隙 $h \doteq 10^{-4}$ 。
- (ii) 間隙內的流動為完全發展的邊界層流動。
- (iii) 比起壓力梯度項，慣性力項極小，所以不計式(3.1)、(3.2)、(3.3)的左式。
- (iv) 不計 z 方向的速度 w，亦即間隙方向的壓力不變。
- (v) 主要黏性力只有 $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$ ， $\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}$ ，其他不計。

則依據上述假設，式(3.1)可簡化為以下x 方向的壓力梯度與流速關係

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3.4)$$

同理可得到 y 方向和z 方向的关系式

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

可壓縮氣體的連續方程式如下：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) = 0 \quad (3.7)$$

而理想氣體的狀態方程式則為：

$$P / \rho = RT \quad (3.8)$$

其中，R 為氣體常數，T 為絕對溫度。

流速之邊界條件為：

$$z=0 \text{ 時， } u=U, \quad v = 0 \quad , \quad z=h \text{ 時， } u=0, \quad v = 0$$

設黏滯係數 μ 為常數，將式(3.4)和式(3.5)做兩次積分，並將邊界條件式代入，即可得各別之流速、壓力梯度以及位置等關係式

$$u = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) (z^2 - hz) + \frac{U}{h} (h - z) \quad (3.9)$$

$$v = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) (z^2 - hz) \quad (3.10)$$

由於z方向的流速為 $w=0$ ，將(3.7)式在間隙方向積分，可得：

$$\int_0^h \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) \right] dz + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = 0 \quad (3.11)$$

將(3.9)、(3.10)代入上式，用微分積分交換順序的定理整理成：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left[U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + 2 \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \right] \quad (3.12)$$

式(3.12)可做為軸承間隙內的氣體壓力分佈的基礎方程式。

3.2 孔口氣流特性

氣體流經節流孔的性質，一般均假設其近似於流過噴嘴的特性。現以大容器內的氣體自噴嘴小孔流出的情況來描述(圖3.2)，它包含了2個重要參數，即傳導值C(conductive value)及臨界壓力比b(critical pressure ratio)。針對流過理想之噴嘴而言，空氣的最大質量流率的值取決於C值、其值為一常數。至於參數b亦為一常數，其值約為0.5283。

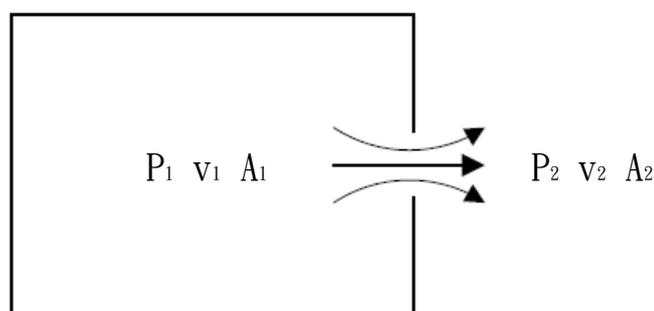


圖3.2 氣體通過噴嘴的流動

以下就其定義和推導說明如下：

氣體由大容器流經噴嘴小孔(節流孔)的膨脹或壓縮過程，因為節流孔的孔徑很小，氣流經過時的流速很高，來不及熱交換，故可視為絕熱過程，即存在等熵及絕熱的狀態，因此壓力及體積存在以下關係式

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = \text{Const} \quad (3.13)$$

在此一封閉系統中，氣體從初壓力與體積為 P_1 與 V_1 壓縮到 P_2 與 V_2 ，過程間所作的功，為PV曲線下的面積。可以積分法求得其合：

$$W_{1,2} = \int_{V_1}^{V_2} P \, dv \quad (3.14)$$

將(3.13)代入(3.14)，可得：

$$\begin{aligned} W_{1,2} &= \int_{V_1}^{V_2} cV^{-k} \, dv \\ &= c \int_{V_1}^{V_2} V^{-k} \, dv \\ &= \frac{c}{1-k} (V_2^{1-k} - V_1^{1-k}) \\ &= \frac{1}{1-k} (P_2 V_2^k V_2^{1-k} - P_1 V_1^k V_1^{1-k}) \\ &= \frac{1}{1-k} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \\ &= \frac{1}{k-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) \end{aligned} \quad (3.15)$$

如將其延伸至大氣的功 W 可推導為：

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{k-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) + (P_1 V_1 - P_2 V_2) \\ &= \left(\frac{1}{k-1} + 1 \right) (P_1 V_1 - P_2 V_2) \\ &= \frac{k}{k-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) \\ &= \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \frac{V_2}{V_1} \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

利用(3.13)移項可得以下變化式

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k, \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{V_1}{V_2}, \quad \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{V_2}{V_1} \quad (3.17)$$

則(3.16)式可改寫成

$$W = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} \right)$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{-\frac{1}{k}} \right) \\
&= \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{k}} \right) \\
&= \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \tag{3.18}
\end{aligned}$$

$$\because W = \frac{v^2}{2g}$$

$$\therefore v = \sqrt{2Wg} \tag{3.19}$$

將式(3.18) 代入(3.19)可得氣體流速 v

$$v = \sqrt{\frac{2kg}{k-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \tag{3.20}$$

假設氣體自噴嘴小孔流出的流動為穩定狀態，故在容積裡沒有多餘的累積流體，也就是說進出容積的體積流率相等(質量守衡)。出口的質量流率為 \dot{m} ，表示成 $\dot{m} = \rho Q$ ，其中 Q 為體積流率。當出口面積為 A ，流體流經此面積的平均速度為 v ，則在 Δt 的時間內，流體流經此面積的體積應為 $vA \Delta t$ ，此值相當於具有長度 $v \Delta t$ ，截面積為 A 的體積量，因此體積流率 $Q = vA$ ，亦即 $\dot{m} = \rho vA$ 。依質量守衡定律，入口流率必等於出口流率，將入口標註為(1)、出口標註為(2)，則 $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2$$

氣體質量流率 $\dot{m} = \rho vA = \frac{A v}{V_2}$ ，將(3.20)代入

$$\begin{aligned}
\dot{m} &= \frac{A}{\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} V_1} \sqrt{\frac{2kg}{k-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \\
&= A \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{P_1 V_1}{V_1^2} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= A \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{P_1^2}{RT_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \\
&= AP_1 \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{T_2}{(RT_2) T_1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \\
&= AP_1 \sqrt{\frac{2kg}{k-1(RT_2)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \tag{3.21}
\end{aligned}$$

移出式(3.21)中的常數項時，公式(3.21)可表示成

$$\dot{m} = CP_1 \sqrt{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \tag{3.22}$$

此時將(3.22)的質量變化對壓力比取微分

即 $\frac{\partial \dot{m}}{\partial \frac{P_2}{P_1}} = 0$ ，有最大的質量流率 $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$

$$\frac{2}{k} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}-1} - \frac{k+1}{k} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0$$

$$\frac{2}{k+1} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2-k}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\frac{2}{k+1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3.23}$$

由於空氣之比熱比 $k=1.4$

$$\text{所以公式(3.23)} \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 0.5283$$

當 $\frac{P_2}{P_1} = 0.5283$ ，此時質量流率為最大， $\dot{m} = \dot{m}_{\max}$

我們將此處的 $\frac{P_2}{P_1}$ 比值稱之為臨界壓力比 b

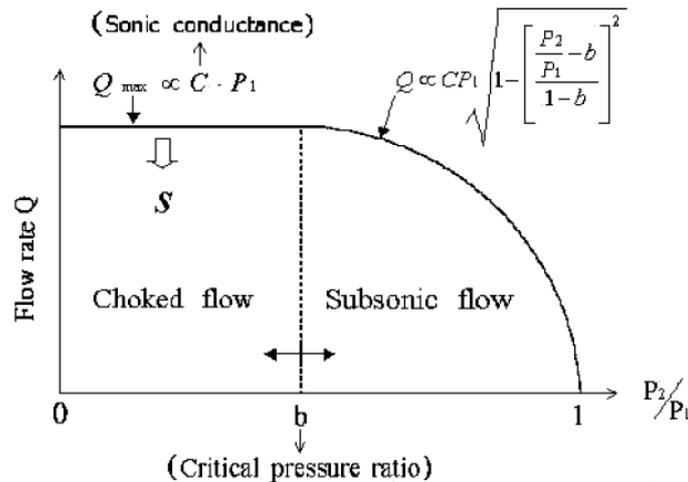


圖3.3 氣體質量流量與出口/入口壓力比值的示意圖[2]

從圖3.3中可了解氣體質量流率與臨界壓力比的關係，當出口壓力比值 $P_2/P_1 < b$ ，代表入口與出口的壓力差（Pressure difference）很大，理論上氣體質量流率將跟著很大，但受限於音速，故氣體質量流量值呈現一最大飽和值（Choked flow）；反之，若 $P_2/P_1 > b$ ，則代表著入出口壓力差較小，此時氣體質量流量值將隨著入出口壓力比值呈橢圓形函數遞減。

將公式(3.22)和(3.24)整理後，孔口傳導值 C 可表示成

$$P = \rho RT \quad (\text{氣體狀態方程式}) \quad (3.24)$$

$$C = \frac{AC_0}{g\rho} \left[\frac{2gk}{(k-1)RT_2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.25)$$

Where

A: 節流器截面積

C_0 : 節流器流量係數

R: 氣體常數

k: 理想氣體比熱比值

g: 重力加速度

其中 C_0 稱為節流器流量係數，由於氣流經過小孔會發生頸縮現象，實際流動面積小於孔口面積，使得理論流量與實際流量有差異，故以此流量係數予以修正。

3.3 靜壓氣體軸承基礎性能計算

氣靜壓氣體軸承因軸承接觸面幾何形狀的不同可區分成，柱面、平面和球面三種。柱面氣靜壓氣體軸承即所謂的徑向軸承或軸頸軸承，平面氣靜壓氣體軸承又稱為氣靜壓推力軸承或止推軸承。主要應用於精密設備的氣浮導軌、主軸上用的止推軸承或做為精密傳送、支撐等應用。依其接觸面的結構形狀又可分為：方形、圓形和環形推力軸承。一般而言、方形推力軸承的承載能力和剛度均較圓形推力軸承大，故本論文選擇使用方形推力軸承做為此自調機構之作動元件。[19]

3.3.1 氣體軸承設計概念

氣體軸承的設計最重要的考量是軸承的承載能力與剛性以及相對於此軸承性能所需供給的氣體流量特性。軸承承載能力是指氣體軸承所能承載的工作負荷，單位是公斤重。軸承剛性為軸承間隙(氣隙高度)於每單位變動量的軸承承載能力。氣體流量特性則是在既定的軸承參數條件下，氣體軸承所需的氣體工作流量、亦即氣體軸承耗氣量；同時，在氣體軸承設計上，氣體工作流量也是選擇供氣機的重要指標。

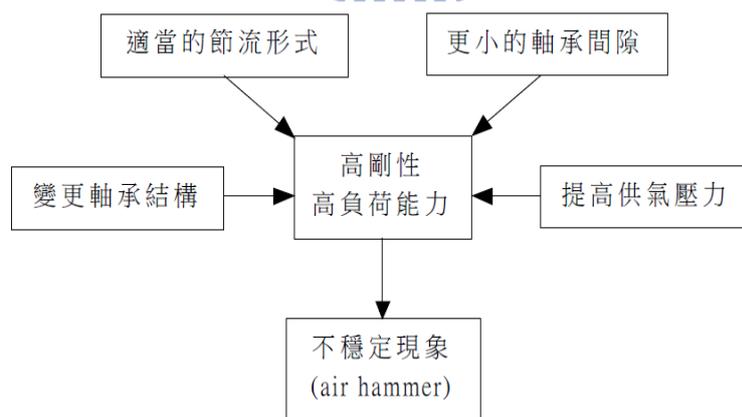


圖3.4 氣體軸承的設計參數[20]

圖3.4為氣體軸承設計所考慮的幾個重要參數。欲提高軸承的負荷能力，可以從提高供氣壓力、選擇適當的節流形式、要求更小的軸承間隙以及變更軸承結構來著手，但也必須注意在提高軸承性能時，可能產生的不穩定現象

象(pneumatic hammer instability)。所以在設計軸承上，重要的是讓參數配合達到最佳化，以設計出高性能的軸承、提高軸承的穩定性並簡化軸承的加工製造、降低成本。

圖3.5為本自調機構之氣靜壓推力軸承設計流程圖

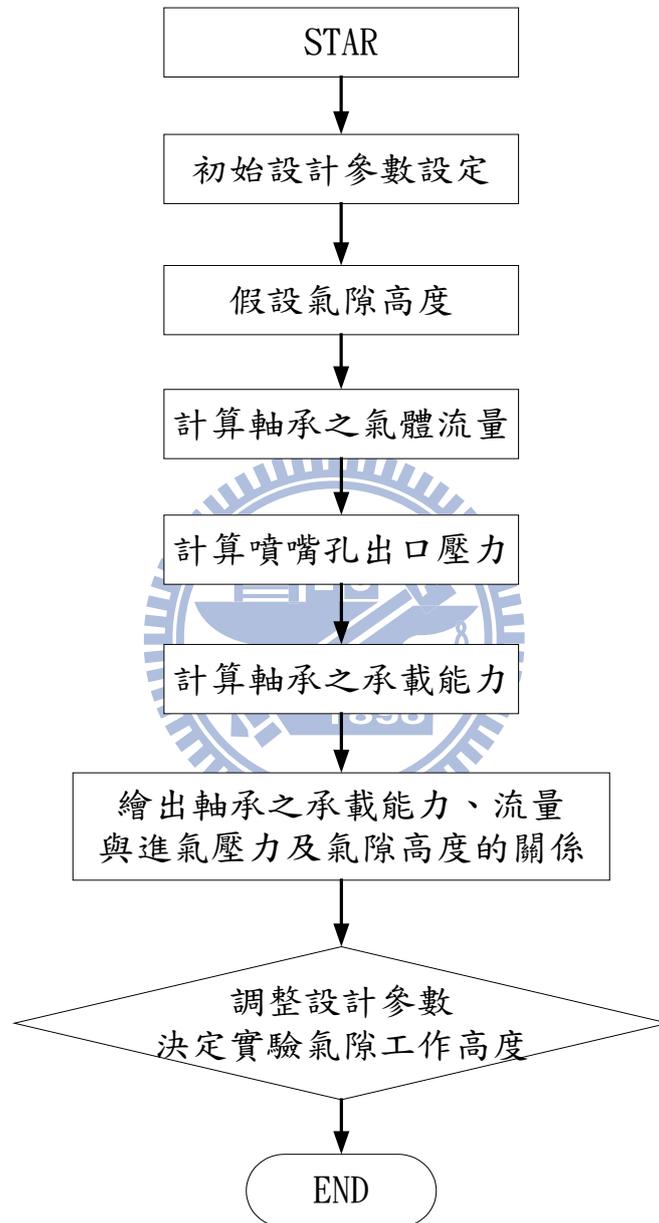


圖3.5 氣靜壓推力軸承設計流程圖

首先依功能需求選擇氣體軸承的節流型式及幾何外型，如前所述、本文選擇的是自成節流的平面矩形氣靜壓推力軸承，同時、針對此一軸承預設其初始設計參數，包括軸承的長、寬、節流孔徑及孔數…如表3-1。

表 3-1 單排多孔矩形氣體軸承初始設計參數 (mm)

軸承長度 (L)	70
軸承寬度 (B)	30
進氣孔徑	5.0
噴嘴孔徑 (d)	1.2
噴嘴孔數	7
噴嘴間距 (L ₁)	10
氣膜高度 (h)	0.2

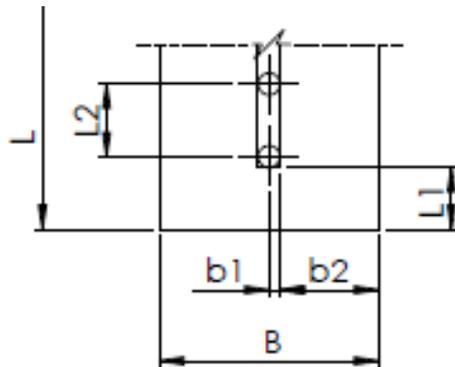


圖 3.6 單排多孔矩形氣體軸承示意圖

然後是假設一氣隙高度，此處的氣隙高度即為日後本自調機構的工作高度（平面自調範圍）。依據相關文獻研究、氣靜壓潤滑間隙一般取 $12\sim 50\mu\text{m}$ ，由於氣體的可壓縮性導致氣隙高度（氣膜厚度）會隨負載增大而減小；反之，當其負載減小時氣隙高度就增大。在工程使用上一般都希望氣膜厚度隨負載的變化盡可能小，也就是說氣膜剛度要大。本自調機構為利用其氣隙高度（空間）進行平面補償修正，因此、不同於一般的工程應用，我們希望能夠得的是較大的氣隙。然則、氣隙高度為影響氣體軸承耗氣量的主要因素之一，過大的氣隙高度將使得軸承氣體流量需求隨之大幅增加，因此在實際運作上必須考量到氣源供應的問題。有了相關的設計條件，接下來即可依續計算出氣體軸承的氣隙流量及其節流口的氣體出口壓力，再由節流口出口壓力和軸承幾何尺寸推算軸承理論推力，以確保軸承推力可平衡負載本自調機構的彈簧常數和機構重量，最後再將所有的理論計算值彙集成關係圖表分析，以決定實驗模型的實驗參數。

3.3.2 氣體軸承理論計算

設計一個有效率的矩形氣靜壓止推軸承，需兼顧軸承的負荷能力、剛性、流量、穩定性等性能，而支配這些軸承性能的是軸承間隙內的氣體壓力分佈。要得到這些數據就必須透過一些合理的假設推導出基礎方程式，再利用有限差分或有限元素法求得。但這些方法計算十分煩瑣，因此近年來發展了另一種設計氣體軸承的簡易法(Ken J. Stout, “Design of aerostatic Bearing”, ASPE, 1999)。此法所定義及設計參數為經過相當計算及驗證，頗適用於工業界氣體軸承之設計應用。本章節同時利用第 3.2 節所推導出的孔口氣流特性與理想氣體方程式、連續定理、絕熱方程式的基礎理論進行理論計算，並將結果與簡易計算法做相互比對，避免可能發生的推導及計算錯誤。

理論計算法：

氣體軸承節流孔(噴嘴孔)出口氣體壓力，可以利用『流體的質量守衡』來計算節流孔出口氣體壓力值 P_r 的大小，設經節流孔流入軸承氣隙內的氣體重量流量 Q_{in} 與經氣隙流出軸承的氣體重量流量 Q_{out} 相等，即可求得節流孔的出口氣體壓力 P_r 。

經節流孔流入軸承氣隙內的氣體重量流量 Q_{in} ：

$$Q_{in} = AC_0 \Psi \frac{P_s}{\sqrt{RT}} \quad (3.26)$$

其中， A 為節流孔(噴嘴孔)的孔口面積，設 d 為其孔徑、 h 為氣隙高度，在孔口節流時， $A = \pi d^2/4$ ，在自成節流時， $A = \pi dh$ 。 C_0 為節流器的流量係數，由於氣流經過小孔會發生頸縮現象，實際流動面積會小於孔口面積，使得理論流量與實際流量有差異，故以此流量係數予以修正。

Ψ 是氣體軸承節流孔的孔口氣體流出速度係數，當 $P_2/P_1 < b$ 時，表示成：

$$\Psi = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{2/(k-1)}} \quad (3.27)$$

而 P_s 為氣體軸承進氣壓力， R 為氣體常數， T 則為供氣溫度。

經氣隙流出軸承的氣體重量流量 Q_{out} ，參考[黨根茂]的推導可經由以下(3.28)公式算出：

$$Q_{out} = \frac{(P_r^2 - P_a^2)nL_2h^3\rho}{12\eta P_a b_2} \quad (3.28)$$

因為 $Q_{in} = Q_{out}$ ，所以

$$AC_0\Psi\frac{P_s}{\sqrt{RT}} = \frac{(P_r^2 - P_a^2)nL_2h^3\rho}{12\eta P_a b_2}，經移項整理後：$$

$$P_r = \sqrt{\frac{AC_0\Psi P_s 12\eta P_a b_2}{nL_2h^3\rho\sqrt{RT}} + P_a^2} \quad (3.29)$$

在求得節流孔流入軸承氣隙內的氣體重量流量 Q_{in} 後，再將表3-1單排多孔矩形氣體軸承的初始設計參數及表3-2空氣性質表中的對應數據代入公式(3.29)，即可求得欲知的氣體軸承節流孔出口氣體壓力。

表3-2 空氣性質表

溫度 (°K)	氣體密度(ρ) kg/cm ³	動力黏度(μ) kg. sec/cm ²	氣體常數(R) cm/°K	音速(V) m/s	比熱比(k)	流量係數(C_0)
288	1.225x10 ⁻⁶	1.8x10 ⁻¹⁰	2927	340.4	1.4	0.83
293	1.204 x10 ⁻⁶	1.82 x10 ⁻¹⁰	2866	343.3	1.4	0.83
298	1.184 x10 ⁻⁶	1.88 x10 ⁻¹⁰	2866	346.3	1.4	0.83

承載能力計算[21]

在計算單排多孔矩形氣體軸承承載能力時，為簡化計算作以下假設：

1. 氣體在間隙中僅考量沿X方向的一維均勻流動，但不考慮氣體在 L_1 兩端的流動，同時、節流孔之間無對流，間隙內無垂直接流動。
2. 在氣膜厚度上氣體黏度不變，壓力梯度等於0。
3. 在間隙內氣體流動是等溫過程。

$$F = 2nb_1L_2P_r + \frac{4}{3}nb_2L_2\frac{P_r^3 - P_a^3}{P_r^2 - P_a^2} - BLP_a \quad (3.30)$$

從公式(3.26) ~ (3.30)可概略推知，影響氣體軸承承載能力的主要因素為

氣體軸承節流孔的出口氣體壓力 P_r ，及氣體軸承的幾何外形尺寸。而 P_r 值的大小則取決於節流孔型式、孔徑大小、氣體軸承進氣壓力以及氣隙高度，與圖 3.3 氣體軸承設計參數的敘述結果相同。

範例計算

現以表 3-1 的氣體軸承幾何外形尺寸，假設氣隙高度 h 為 $200 \mu\text{m}$ ，經過比例伺服閥所提供的氣體軸承進氣壓力 P_s 是 3 kg/cm^2 、供氣溫度 298°K (約為 25°C) 為例，試算其理論氣隙流量及推力。

首先計算經節流孔流入軸承氣隙內的氣體重量流量 Q_{in} :

$$= AC_0 \Psi \frac{P_s}{\sqrt{RT}}$$

因為是自成節流，所以節流孔孔口面積取 $A = \pi dh$ ，則單一節流孔孔口面積為 $7.54 \times 10^{-3} \text{ (cm}^2\text{)}$ ，共 7 個孔，總節流孔孔口面積為 $5.28 \times 10^{-2} \text{ (cm}^2\text{)}$ 。供氣溫度 298°K ，比熱比 $K=1.4$ ，因此由 (3.27)、節流孔的孔口氣體流出速度係數 $\Psi = 21.414$ ，將各項所得代回公式 (3.26)

$$Q_{in} = 3.045 \times 10^{-3} \text{ (kg/s)}, \text{ 相當於 } 151.75 \text{ (l/Min)}$$

由於 $Q_{in} = Q_{out}$ ，將上式計算所得的 Q_{in} 代回公式 (3.29)，可求出氣體軸承節流孔的出口氣體壓力 P_r

$$P_r = 1.12 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

氣體軸承理論承載能力由 (3.30) 公式可算出

$$F = 0.7 \text{ (kg)}$$

為進一步了解相關參數對於氣體軸承承載能力和氣隙流量的影響，我們將氣體軸承及節流孔徑大小的機械尺寸固定，計算在不同的進氣壓力和氣隙高度下所相對應出的值。一方面觀察其參數特性，一方面做為後續實驗驗證時各外部參數的調節參考。

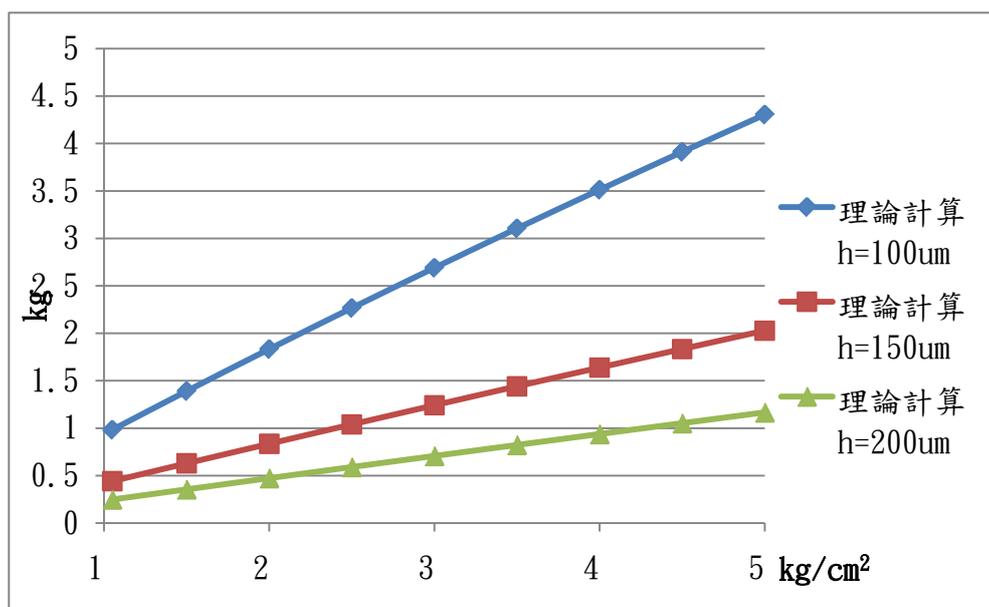


圖 3.7 理論計算-氣體軸承進氣壓力與軸承推力關係圖

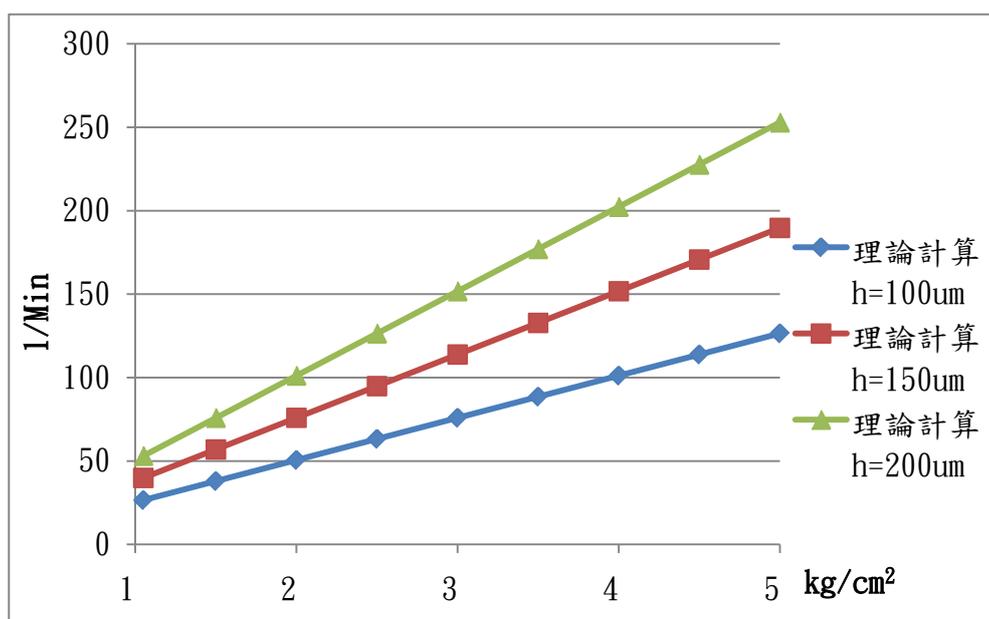


圖 3.8 理論計算-氣體軸承進氣壓力與氣隙流量關係圖

從關係圖3.7及圖3.8中可看出，當氣隙高度越小時，承載能力就越大；而隨著間隙變大，其承載力會隨之變小。圖形中也表示進氣壓力與承載力關係，其明顯表示進氣壓力越大時，承載能力越大，所以採用較大之進氣壓力及較小的氣隙高度可以獲得較大的承載力。至於氣隙流量則隨進氣壓力與氣隙高度的加大而增加，也就是說，加大進氣壓力雖可增加氣體軸承的承載能力，然則、相對的也增加了氣體軸承的耗氣量。

簡易計算法：

簡易計算法為利用氣體軸承的相關設計條件，依 Ken J. Stout 的計算公式，計算出相關參數後，依圖表找到氣體軸承特性係數值，進而計算出其承載能力和氣隙流量的一種方法。

在氣體軸承中影響剛性最大的因之子為”線供給係數” $1/\lambda$ ，所以在設計氣體軸承時，首先應注意節流孔的大小及位置，且必須先計算出線供給係數的值。而要求得 $1/\lambda$ 必須要先計算出軸承形狀係數 $N\xi$ 和 $nd\pi/L$ (nd/D)，進而利用圖 3.9 確定 $1/\lambda$ 。[22]

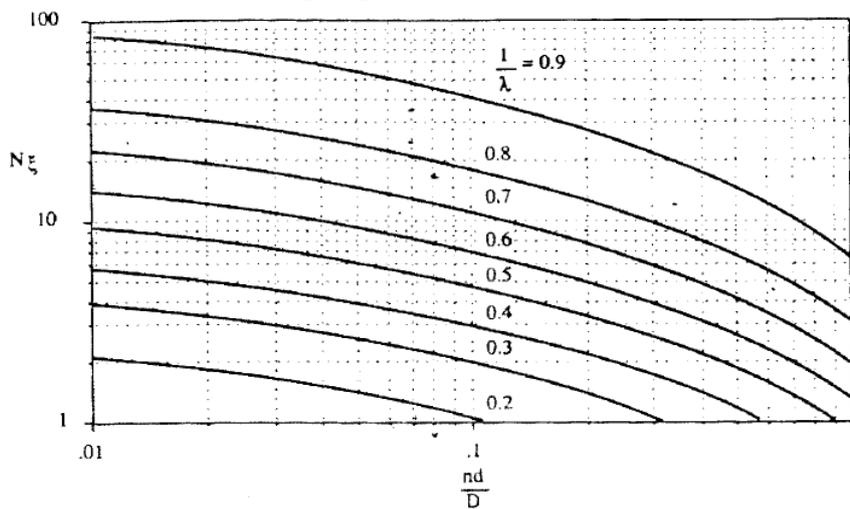


圖 3.9 確定 $1/\lambda$ [23]

計算軸承形狀係數 ξ ：

$$\xi = \pi B/L \quad \text{單排孔氣體軸承}$$

$$\xi = \pi 2a/L \quad \text{雙排孔氣體軸承}$$

其中， n =每列節流孔數， N =每軸承節流孔數(如雙排孔 $N=2n$)， d =節流孔徑。

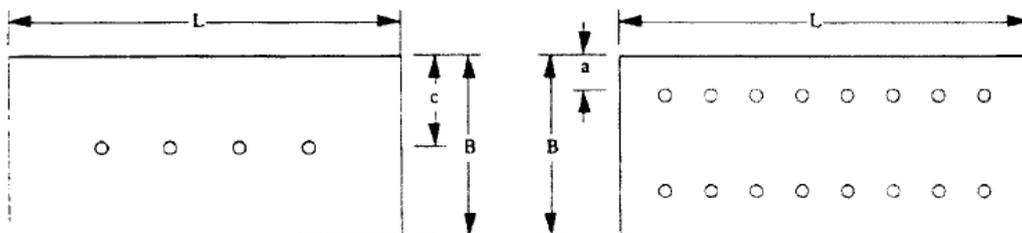


圖 3.10 矩形氣體軸承單排與雙排孔簡易示意圖 [23]

計算供氣係數 $\Lambda_s \xi$:

$$\text{孔口節流 } \Lambda_s \xi = \frac{7.89 \times 10^3 n d^2 \pi B}{P_s h^3 L} \quad (3.31)$$

$$\text{自成節流 } \Lambda_s \xi = \frac{31.55 n d \pi B}{P_s h^2 L} \quad (3.32)$$

計算承載能力:

在計算出氣體軸承的供氣係數 $\Lambda_s \xi$ 值後，即可利用圖 3.10 找到氣體軸承的承載能力係數 \bar{W} ，再利用公式(3.33)即可計算出承載能力，單位為(N)。

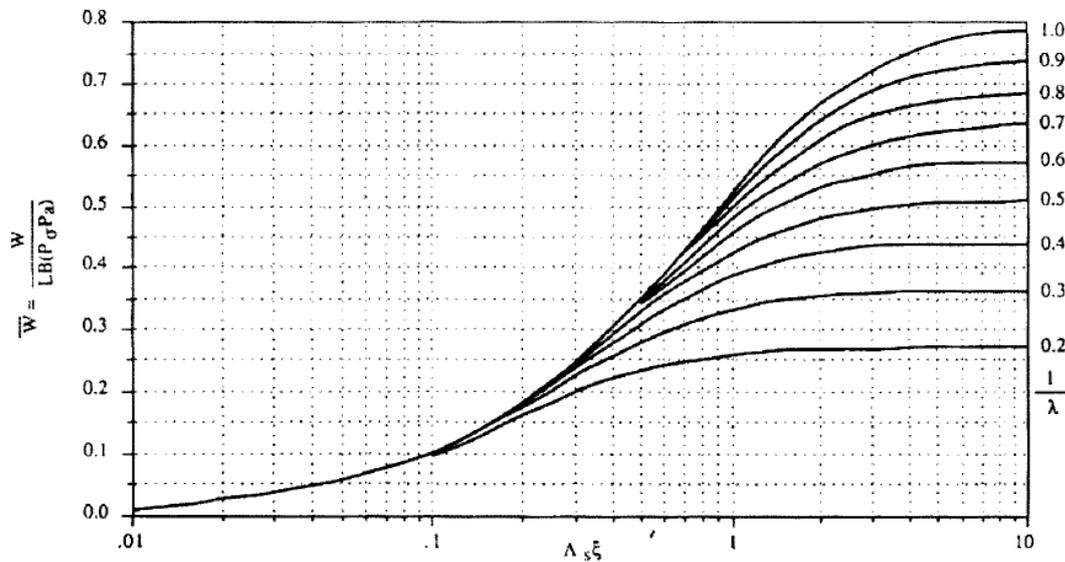


圖 3.11 矩形雙排孔孔口節流止推軸承承載能力[23]

$$F = LB(P_s - P_a)\bar{W} \quad (3.33)$$

對單排孔矩形止推軸承，圖 3.11 的縱座標值應 $\times 0.75$ 。

計算氣隙流量:

和計算氣體軸承承載能力一樣，氣隙流量依氣體軸承的供氣係數 $\Lambda_s \xi$ ，對照圖 3.12 以找出氣體軸承的流量係數 \bar{G} ，再利用公式(3.34)求的氣隙流量，單位為(m^3/s)。

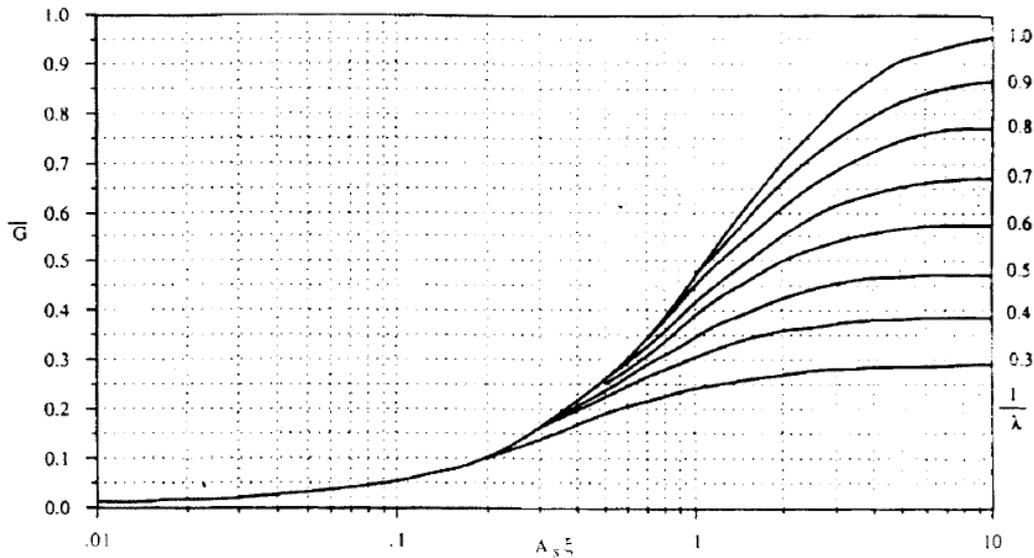


圖 3.12 矩形雙排孔口節流止推軸承氣隙流量[23]

$$Q = \frac{h^3 P_s^2 \bar{G}}{3.42 \times 10^6 \xi} \quad (3.34)$$

對單排孔矩形止推軸承，圖 3.12 的縱座標值同樣應 $\times 0.75$ 。

範例計算

與理論計算法相同以表 3-1 的氣體軸承幾何外形尺寸，假設氣隙高度 h 為 $200 \mu\text{m}$ ，經過比例伺服閥所提供的氣體軸承進氣壓力 P_s 是 3 kg/cm^2 、供氣溫度 298°K (約為 25°C) 為例，試算其理論氣隙流量及推力。

計算軸承形狀係數 ξ 和 $nd\pi/L$ 以及 $1/\lambda$ ：

因為是單排孔，所以 $\xi = \pi B/L$ 等於 1.3463 ， $nd\pi/L$ 等於 0.3769 。由圖 3.9 可知 $1/\lambda$ 約為 0.7 。

計算供氣係數 $\Lambda_s \xi$ ：

用(3.32)式，自成節流的算法，氣體軸承進氣壓力 P_s 是 3 kg/cm^2 ，氣隙高度 h 為 $200 \mu\text{m}$ ， $\Lambda_s \xi$ 等於 0.029735 。

計算承載能力與氣隙流量：

參考圖 3.10 與圖 3.11，承載能力係數 \bar{W} 及流量係數 \bar{G} ，各為 0.036 和 0.021 ，分別帶回公式(3.33)、(3.34)，氣體軸承承載能力及氣隙流量約為 $1.13(\text{kg})$ 及 $147.76(1/\text{Min})$ 。為進一步了解相關參數對於氣體軸承承載能力和氣隙流量的影響，我們將氣體軸承及節流孔徑大小的機械尺寸固定，計算在不同

的進氣壓力和氣隙高度下所相對應出的值。一方面觀察其參數特性，一方面做為後續實驗驗證時各外部參數的調節參考。

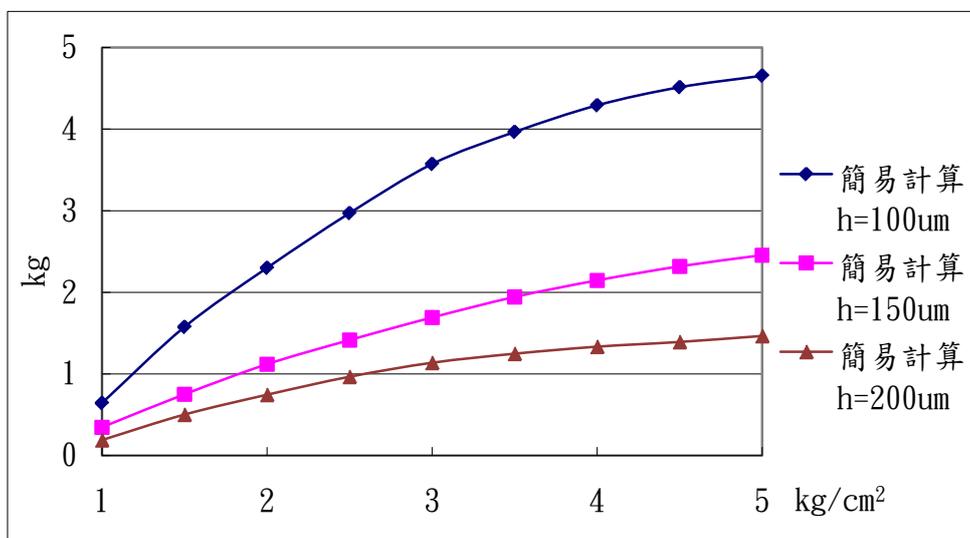


圖 3.13 簡易計算-氣體軸承進氣壓力與軸承推力關係圖

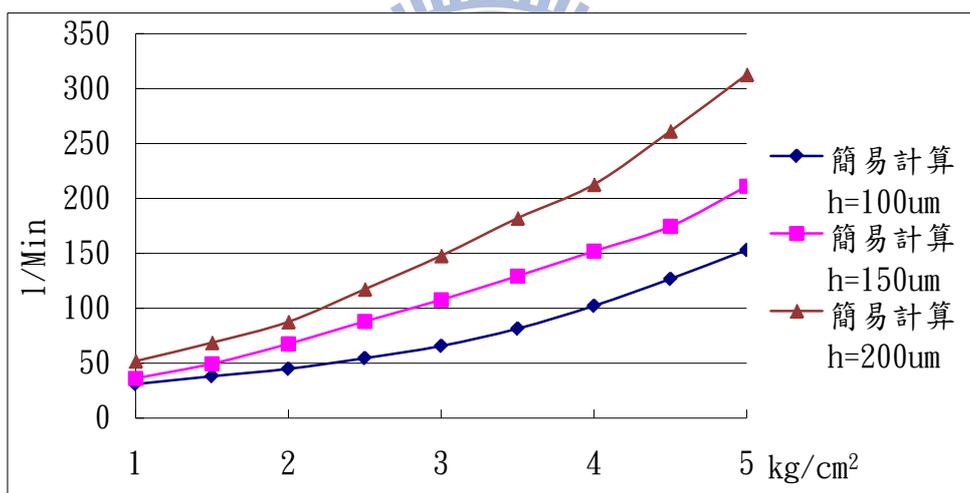


圖 3.14 簡易計算-氣體軸承進氣壓力與氣隙流量關係圖

從圖3.13及圖3.14中可看出與理論計算法相同的結果，氣隙高度越小、進氣壓力越大則氣體軸承承載能力就越大；而隨著間隙變大，其承載力也隨之變小。氣隙流量同樣隨進氣壓力與氣隙高度的加大而增加。

綜合以上，影響氣體軸承承載能力和氣隙流量的最大因子為氣隙高度，以簡易計算法為例：軸承承載能力要大，則 \bar{W} 的係數值要高，也就是說、 $1/\lambda$ 與 $\Lambda_s \xi$ 這2個參數值要大，而 $1/\lambda$ 要大則控制 $N \xi$ 和 $nd \pi / L$ 的值也要大，而這關係到的是氣體軸承的形狀尺寸及節流孔徑大小，所以、節流孔徑愈大的軸承負荷能力愈高，主要是節流器直徑較大的軸承能導入較大量的氣

體進入軸承間隙中，軸承間隙中氣體增加因而提高軸承的負荷能力，但相對的也因此提高了耗氣量。然則，當氣隙高度大到一個程度時，供氣係數 $\Lambda \xi$ 會變得很小，即使 $1/\lambda$ 大亦無法提高 \bar{W} 的係數值，可見氣隙高度的影響遠大於其他參數，於此、吾人暫將本自調機構的氣隙高度定為 $200 \mu\text{m}$ ，原規劃的氣體軸承形狀尺寸及節流孔徑大小則維持不變。為進一步確認以上所提 2 種計算方法，避免可能的推導或計算錯誤。我們於此將理論計算以及簡易計算 2 者計算結果(圖表)做整合進行相互比對。

承載能力比較:

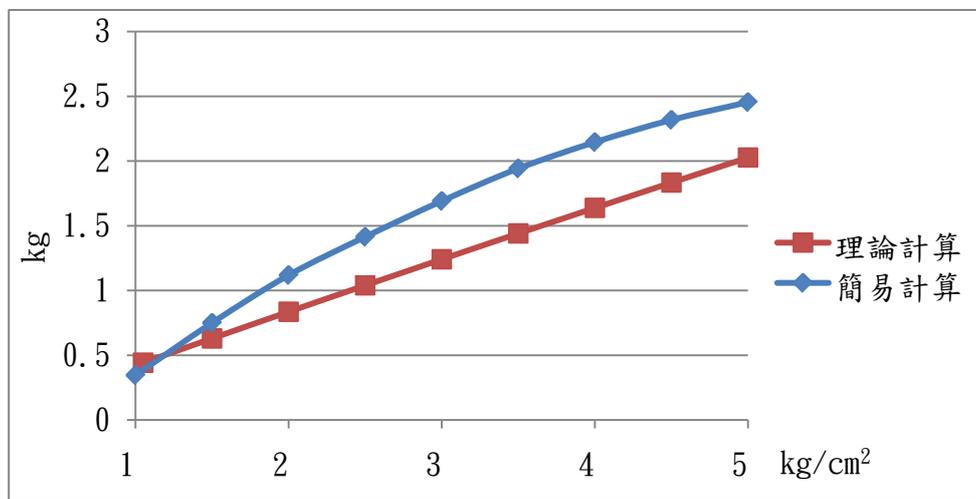


圖 3.15 理論計算與簡易計算承載能力比較 - $h=150 \mu\text{m}$

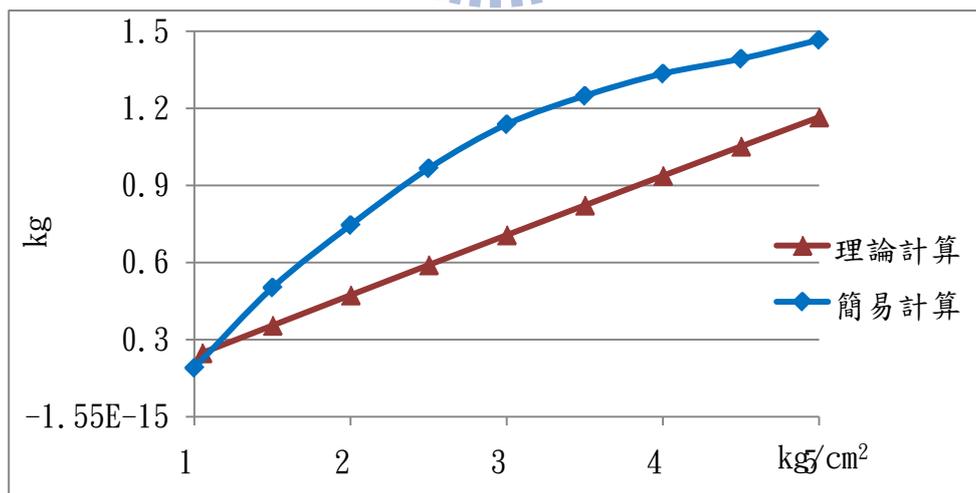


圖 3.16 理論計算與簡易計算承載能力比較 - $h=200 \mu\text{m}$

由比較圖 3.15 與 3.16 可觀察，理論計算與簡易計算法的差異，其在 1 kg/cm^2 左右的初始壓力條件下，承載能力十分接近並產生一個曲線交叉，其

後則呈現簡易計算的曲線值以小幅的固定趨勢高於理論計算曲線，而最大差幅在 5kg 以內。

氣隙流量比較：

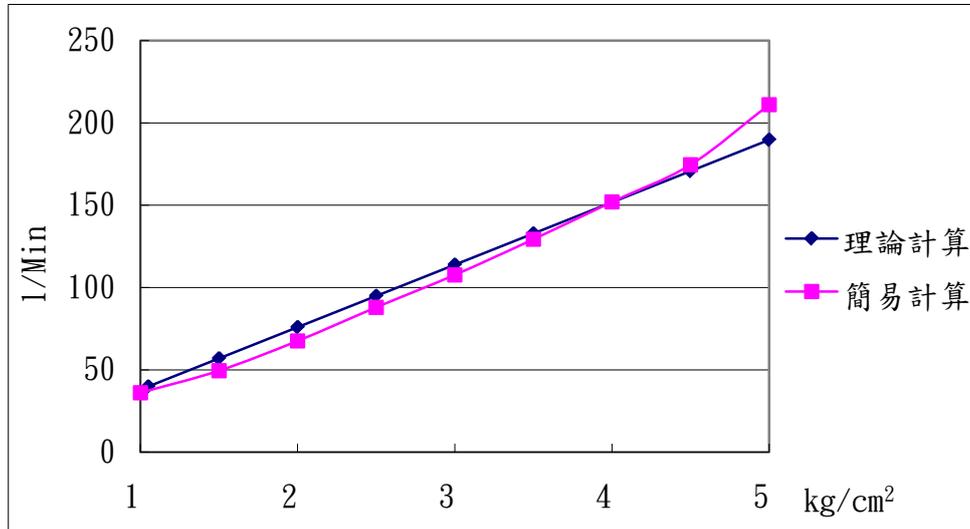


圖 3.17 理論計算與簡易計算氣隙流量比較 - $h=150 \mu m$

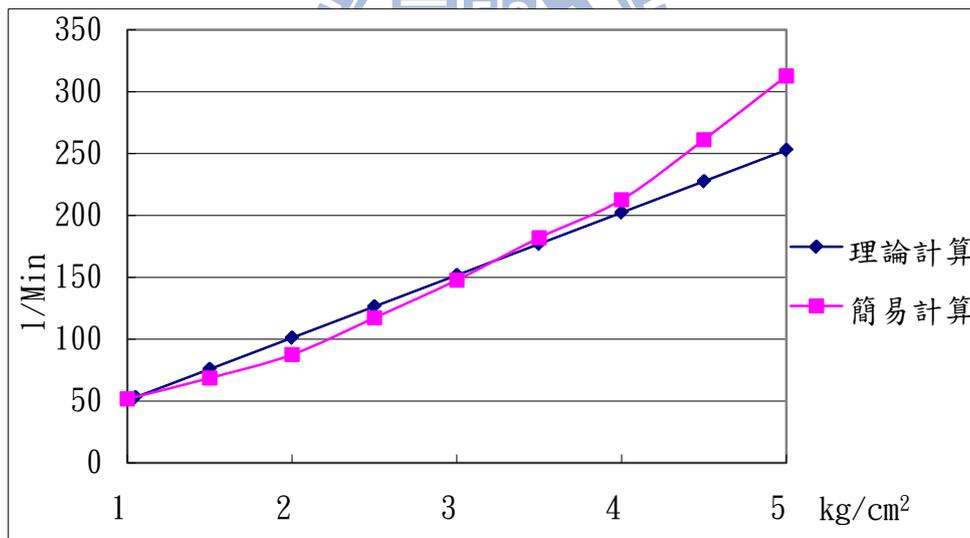


圖 3.18 理論計算與簡易計算氣隙流量比較 - $h=200 \mu m$

由比較圖 3.17 與 3.18 觀察發現，簡易計算法的氣隙流量在供氣壓力超過 4 kg/cm^2 以後，流量值較理論計算法有較明顯的上揚但差異不大，其餘則無大的差異點發生。整體而言，理論計算與簡易計算法的結果及趨勢均十分接近。

第四章 自調機構設計

4.1 機構系統模型

圖 4.1 為利用 Solid Works 繪圖軟體所建構的 3D 機構模組組合外觀圖，主要由機架主體、氣體軸承固定座模組、氣體軸承、測試板模組所組合而成，以下就其設計概念，各別說明如下：

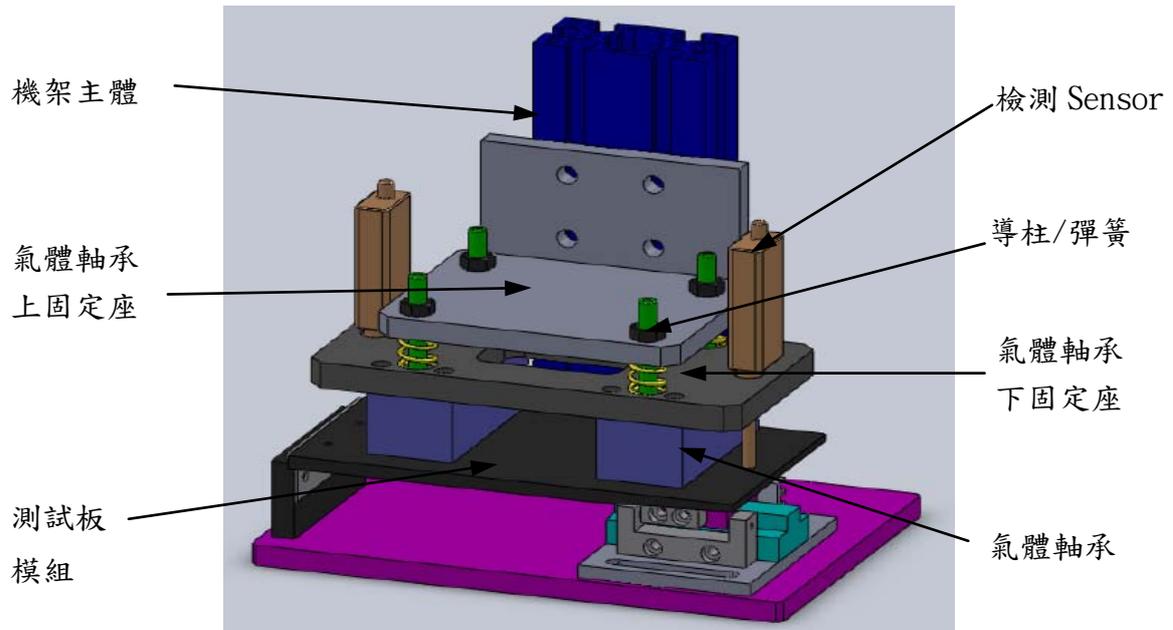


圖 4.1 機構模組系統架構圖

機架主體

此模組主要功能為構成本自調機構的鎖固及組合基礎，組成零件有市購 30x60 的標準鋁擠及鋁製下基板，由此建構成類似工具機 Z 軸立柱及工作床台的簡易模型，下基板的預設孔位與鋁擠溝槽，為方便實驗測試時，測試板和氣體軸承固定座模組的導引、定位。

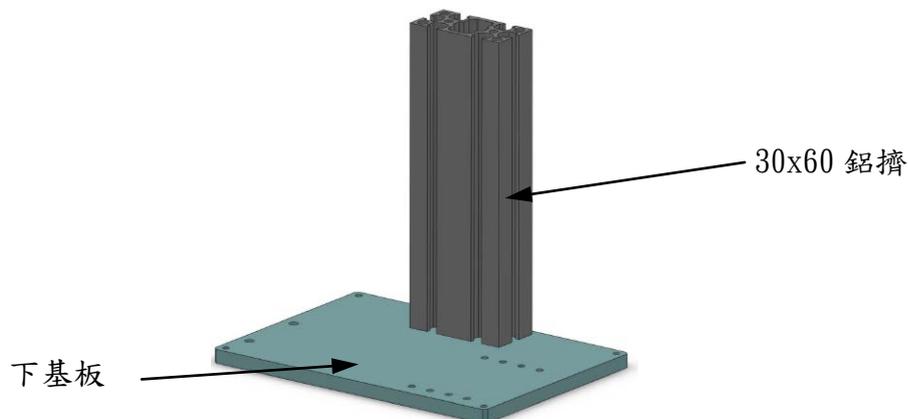


圖 4.2 機架主體圖

氣體軸承固定座模組

此為自調機構的主要構件，包括了 1. 上固定座，由兩塊平板鎖合成 L 型，垂直面與主體立柱鎖固，並做適當的位置調校，以控制氣體軸承與基板間的初始高度，水平面則經由預設的導柱與彈簧將下固定座懸吊支撐起來。2. 下固定座，為氣體軸承的固定板件，基於氣體軸承自調效能的考量，此固定板需具由一定的機械強度及質輕的特性，故、在材質選用上使用 AL 6061 鋁板製作。3. 導柱，4. 彈簧，圖 4.2.4 導柱/彈簧配置圖所示，氣體軸承之上下固定座，由此導柱與彈簧(共 4 組)懸吊聯結，使下固定座與上固定座間存在上下運動的彈性預度，做為氣體軸承推力產生時的平面調節空間以及速度、力量的緩衝，避免平面調節時的自激振動。同時，考量此調節機構在平面調節所發生的角度偏擺，導柱與彈簧的組合配置上以預設的定位方式和尺寸預度，以達預期的功能作動。

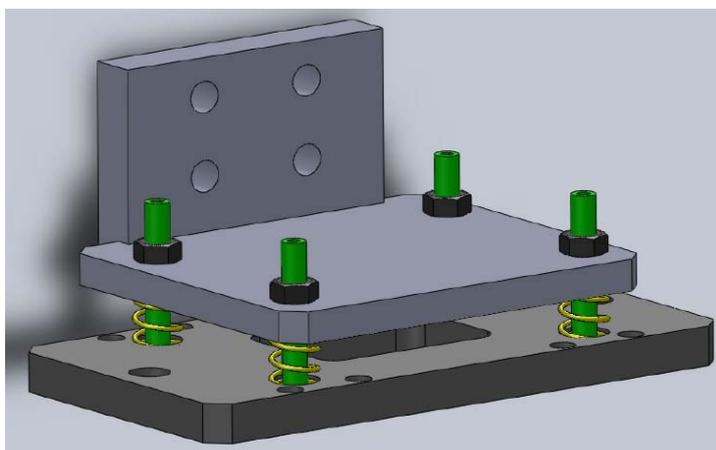


圖 4.3 氣體軸承固定座組

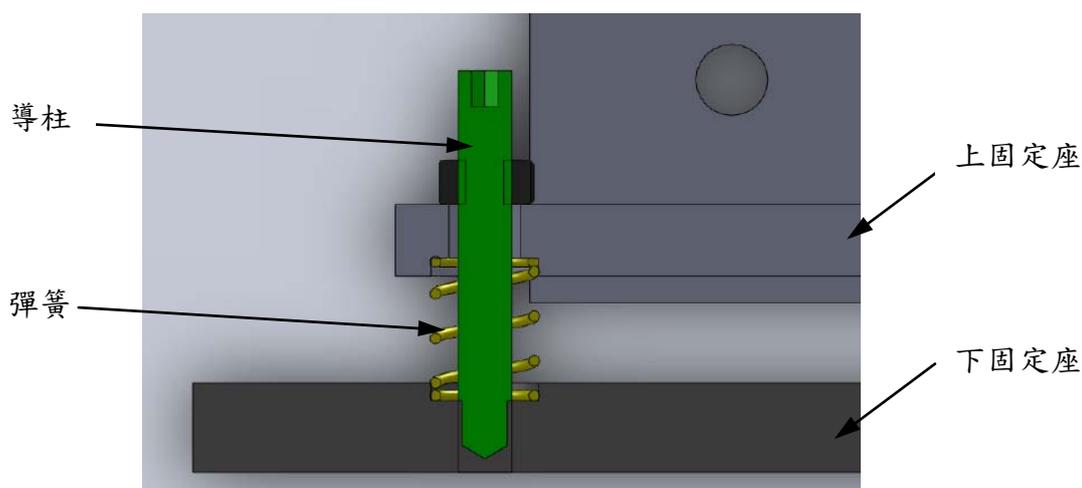


圖 4.4 導柱/彈簧配置圖

氣體軸承

氣浮軸承本體的部分包括 1. 進氣孔，主要為氣壓提供的進氣孔，且位置集中在一邊，可以避免管線交錯複雜進而影響整體運行的缺點。

2. 氣室，容納經進氣孔進入的氣體，具有均化、穩定壓縮氣體至節流孔徑的氣體壓力的作用。3. 節流孔徑，直接在氣浮軸承本體上鑽孔形成自成節流孔。

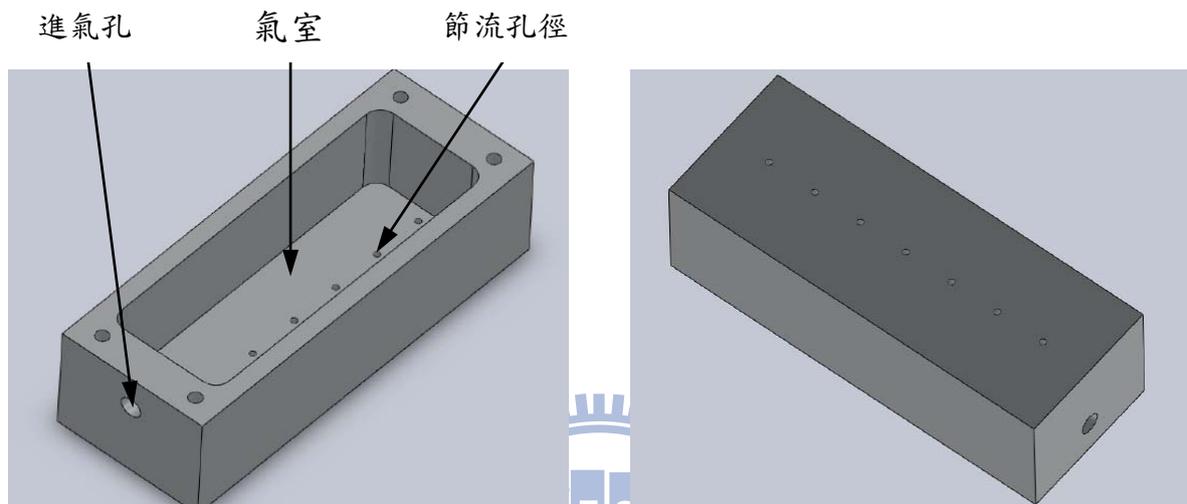


圖 4.5 軸承(正面)/(反面)

測試板模組

此模組的功能在產生一個一維的平面傾斜，以模擬類似工具機或檢測設備工作台可能的整體平面度誤差狀況，此一傾斜平面經由上方的接觸式 Sensor 直接量出其誤差值，以做為後續自調效能實驗時平面度補償的參考標的。組成零件有測試平板、傾斜平面導板及其動作氣缸和控制傾斜度的 Stopper 組件。機構模組組合外觀如圖 4.6 所示。

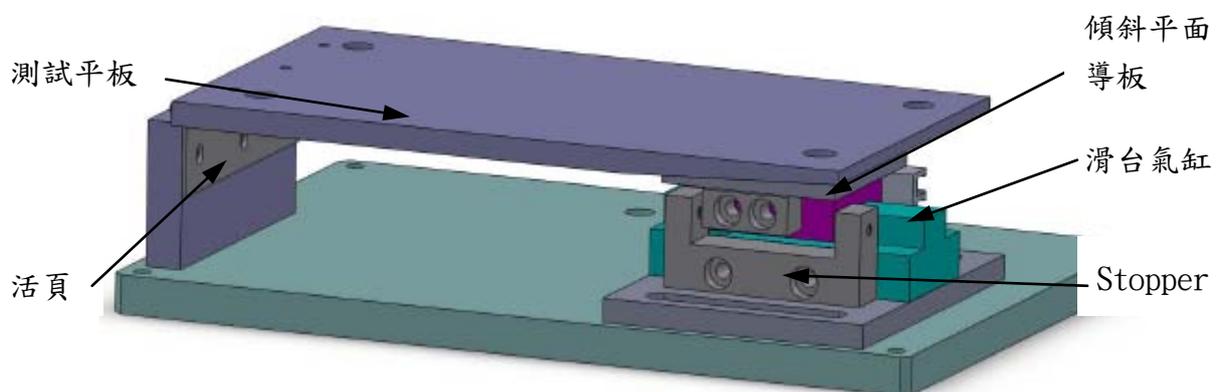


圖 4.6 測試板模組

圖 4.7 可用來說明測試板平面傾斜的動作情形，當 NOK PPT-SD10-10-TP 滑台氣缸受外力驅動，同時帶動傾斜平面導板產生水平方向的直線位移時，測試平板因與傾斜平面導板直接接觸的組合關係，並且因受到活頁組合條件的限制，故以活頁中心做旋轉擺動，因而產生一個模擬平面度誤差的傾斜狀態。測試板的旋轉擺動量，可利用調整螺絲做調整控制。

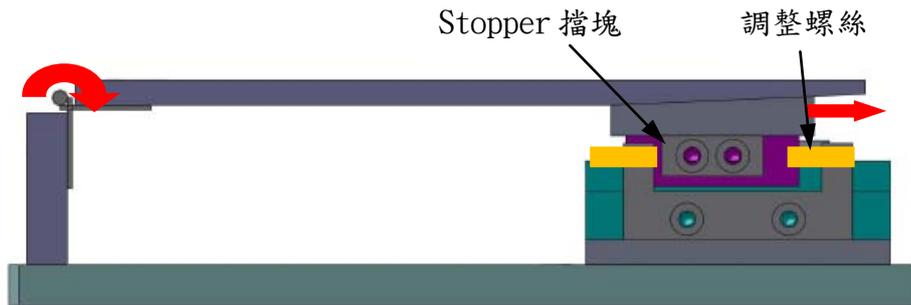


圖4.7 測試板模組動作示意

4.2 供氣系統流量配置

氣體軸承工作原理為利用連續高壓氣體進入氣體軸承間隙時所形成的氣膜壓力分佈來產生支撐力以承載負載，而壓縮氣體在形成氣膜的同時也快速的流失、直接進到大氣(亦即 P_a) 當中。因此、氣隙流量為評估氣體軸承工作效能的重要指標。[24] 參考以往相關文獻及其應用，氣隙高度大部份均小於 $50 \mu\text{m}$ ，所以一般氣隙流量的需求均不大，故鮮少去考慮到整體供氣系統的流量配置條件，包括空壓機的出氣量、空壓元件的流量特性以及配管管徑...

本自調機構為利用其氣隙高度(空間)進行平面補償修正，因此需要較大的氣隙高度，相對的氣體耗氣量也較大，為避免氣體擴散效應在類似較高的氣隙高度下工作而擴大，致前端的供氣系統流量無法 Support 後端的氣體軸承耗氣量，則預期的工作高度及推力皆將因此而無法到達。於此，有必要就先就整體供氣系統中的各模組零件的流量條件進行確認。

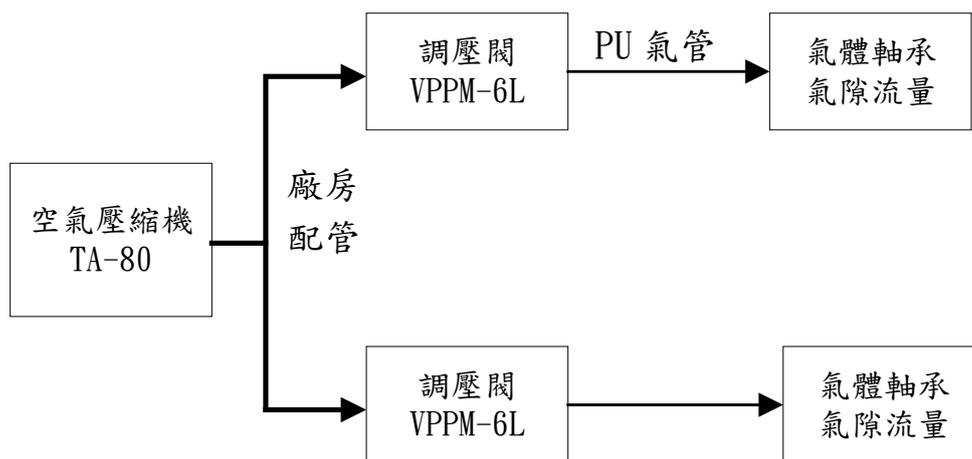


圖 4.8 供氣系統方塊圖

圖 4.8 為供氣系統方塊圖，壓縮空氣由空壓機運轉加壓經廠房配管分配至各工作地點，實驗模組以快速接頭接通氣源，並經 PU 氣管至空壓元件再到氣體軸承。

以下即就各段的供氣流量進行評估：

空氣壓縮機供氣量

本實驗使用復盛牌(FS)單段往復式空氣壓縮機，型號為TA-80充當氣源，該空氣壓縮機具有運轉平穩、低振動與靜音效果佳之優越特性，壓縮機可能因為供應電源或是本身運轉不穩定而產生非連續或非穩定的供氣源，故可以透過高壓氣體儲存桶以增加其穩定性。詳細規格如表4-1 所示。

表4-1 TA-80空氣壓縮機性能表

型號	馬力	活塞變位量	使用壓力	儲氣筒容量
TA-80	5 HP	792 l/Min	7 kg/cm ²	170 l

調壓閥流量特性

調壓閥又稱減壓閥，其目的仍在調整氣壓系統的壓力，使其維持定值，而不受到供氣壓力波動的影響。調壓閥的流量特性為表示在輸入壓力一定時，輸出氣體流量隨壓力輸出的變化而變化的特性。圖4.9為本實驗所使用的調壓閥流量特性圖。左圖為自調機構在軸承效能靜態實驗時所用的手動

式調壓閥，規格為SMC AWG30，右圖為自調機構在做自調效能動態實驗時所用的比例式調壓閥，規格為Festo VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1N。從以下2張圖表顯示，不論是手動調壓閥或比例式調壓閥，調壓閥隨壓力調節的流量輸出，最小值均超過450 l/Min。

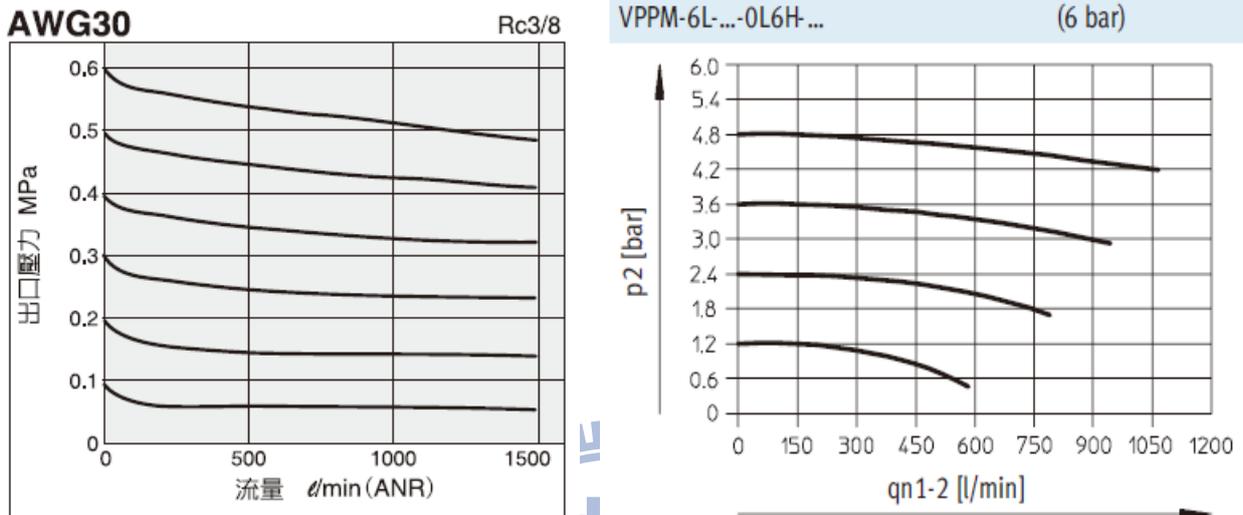


圖4.9 調壓閥流量特性圖

管管徑流量

氣壓管管徑的氣體流量多寡，取決於氣壓管的有效截面積、氣體壓力、流速及管長等因素，按理想氣體條件考量在無壓損和管損的情況下，取氣體密度 $\rho = 1.18 \text{ kg/m}^3$ ，氣體流速 $V = 60 \text{ m/s}$ (阻力較小可以達到30~70米/秒)，氣體管徑流量可利用公式(4.1)做概略估算。

$$Q = \left(\frac{D}{31.66} \right)^2 \times P \quad (4.1)$$

其中

D：氣壓管的有效截面積(mm)

Q：流量(M^3/min)

P：絕對壓力(錶壓力 $\text{Kg/cm}^2 + 1.033 \text{ Kg/cm}^2$)

表4-2 與4-3 分別為PU配管管徑 $\phi 8 \text{ mm}$ 以及 $\phi 10 \text{ mm}$ 時的理論管徑流量估算結果。以 $\phi 8 \text{ mm}$ PU管配管，最大管徑流量為148.4 (l/Min)，以 $\phi 10 \text{ mm}$ PU管配管，最大管徑流量為250.8 (l/Min)。

表4-2 $\phi 8$ PU管，進氣壓力與管徑流量表

P 表壓	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
Q (l/Min)	49.46	61.83	74.2	86.56	98.934	111.3	123.67	136.03	148.4

表 4-3 $\phi 10$ PU 管，進氣壓力與管徑流量表

P 表壓	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
Q (l/Min)	83.59	104.5	125.4	146.3	167.2	188.1	209	229.9	250.79

氣體軸承氣隙流量

參照3.3.2 氣體軸承理論計算值，當自調機構的工作高度在 $150\mu\text{m}$ 時，氣體軸承的理論氣隙流量約為 $190 \sim 210\text{ l/Min}$ ；當自調機構的工作高度提高到 $200\mu\text{m}$ 時，則氣體軸承的理論氣隙流量需增加至 $250 \sim 310\text{ l/Min}$ 左右。綜合以上各段供氣流量分析結果可預知，在整個供氣系統中，空氣壓縮機的供氣量以及調壓閥的流量特性於此應用條件上應該足以匹配，需要特別留意的可能是在PU管管徑流量與氣體軸承耗氣流這部份的前後段流量供需。為方便觀察此一現象，以下進一步將簡易計算法的氣隙流量表和配管管徑流量表彙集在一起，以確認其相互關係。

從圖4.9中發現到， $\phi 10\text{mm}$ PU管的管徑流量曲線與 $200\mu\text{m}$ 氣隙高度的流量曲線在進氣壓力成 4 Kg/cm^2 左右的位置產生相交點，而 $\phi 8\text{mm}$ PU管的管徑流量曲線則是在進氣壓力成 2.5 Kg/cm^2 左右的位置與 $150\mu\text{m}$ 的氣隙高度流量曲線相交。這代表以 $\phi 10\text{mm}$ 的PU管配管，氣體管徑流量可能僅能Support到 $200\mu\text{m}$ 的氣隙高度，而且是在進氣壓力達 4 Kg/cm^2 的條件底下，如將配管改為 $\phi 8\text{mm}$ ，則氣體管徑流量可能僅能在 2.5 Kg/cm^2 的進氣壓力條件下Support $150\mu\text{m}$ 的氣隙高度。

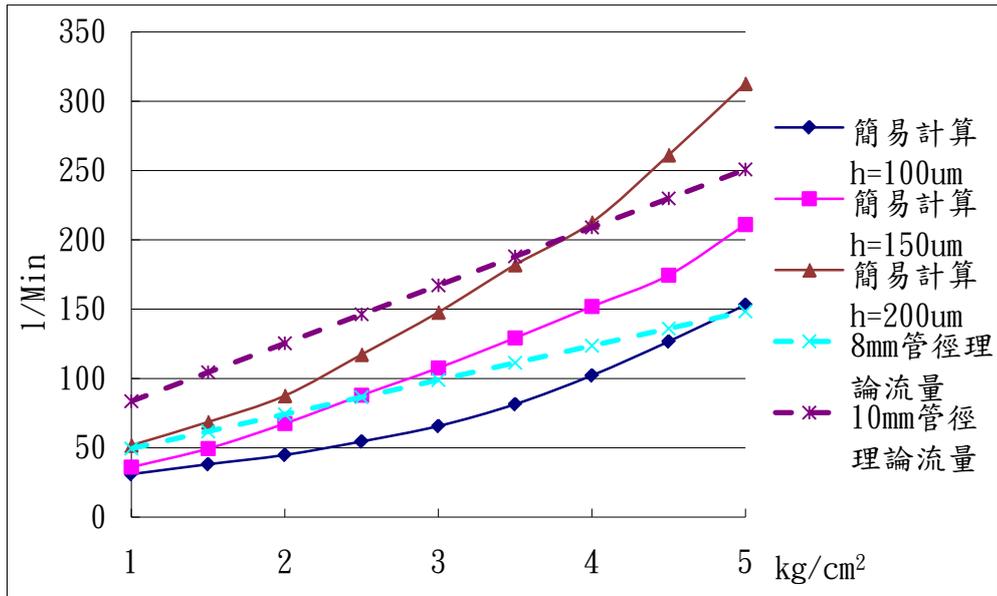


圖4.10 PU配配管與簡易計算之流量表較

4.3 機構系統的靜力平衡

設有一質量為 m 的物塊(可視為質點)掛在彈簧的下端，彈簧的自然長度為 L_0 ，彈簧剛度為 k ，如不計彈簧的質量，這就構成典型的單自由度系統，稱之為彈簧質量系統。本節以此簡化的彈簧質量系統力平衡關係，以及3.3節計算所得之氣體軸承理論氣隙推力的結果，分析、計算本自調機構的力系統平衡狀態，以確認配置彈簧的需求規格符合預期的設計模組自調效能。首先、可將圖4.1之自調機構設計圖簡化成一個自由度的無阻尼二階機械系統，以4.11的機構物理系統模型圖表示之。

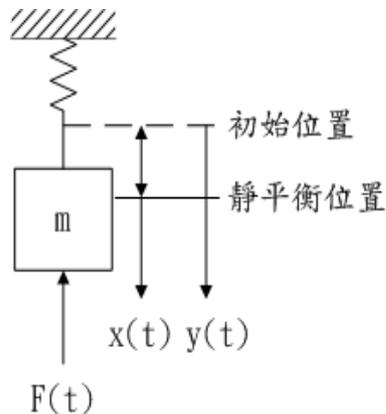


圖4.11 自調機構物理系統模型[25]

如圖4.11，考量一個質量為 m 的質量塊，以一彈簧常數(剛度) k 之彈簧垂直懸吊作用於質量塊正下方，同時施以一外力 $F(t)$ 。其中，外力 $F(t)$ 為氣體軸承的理論氣隙推力，質量塊 m 為自調機構機構模組中的下固定座、氣體軸承等零配件的等效重量，亦即自調機構平面精度調整時氣體軸承所需推動的零件組。令 δ_{st} 為彈簧受質量塊自重(地心引力 g)所產生之變形位移，分別令 $x(t)$ 為自靜平衡位置變化之位移、 $y(t)$ 為自初始位置變化之位移，從幾何關係可以得到：

$$y(t) = x(t) + \delta_{st} \quad (4.1)$$

$$\text{其中，} \delta_{st} = \frac{mg}{k} \quad (4.2)$$

以座標軸 $y(t)$ 為基準軸，畫出質量塊之自由體圖及其外力平衡，如圖4.12，由牛頓第二運動定律可知慣性力總合應等於外力總合，因此可得：

$$m\ddot{y} = F(t) + mg - ky(t) \quad (4.3)$$

整理上式可以得到一個自由度無阻尼振動系統運動方程式：

$$m\ddot{y} + ky(t) = F(t) + mg \quad (4.4)$$

若以座標軸 $x(t)$ 為基準軸，則系統之自由體圖及其外力平衡狀態，如圖4.13，同理可以導出一個自由度無阻尼振動系統運動方程式：

$$m\ddot{x} + kx(t) = F(t) \quad (4.5)$$

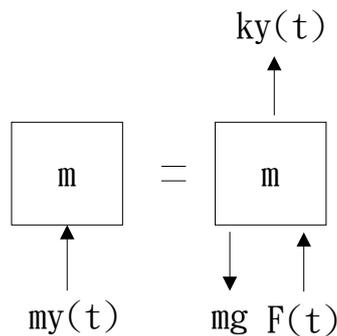


圖4.12 系統平衡圖(a)

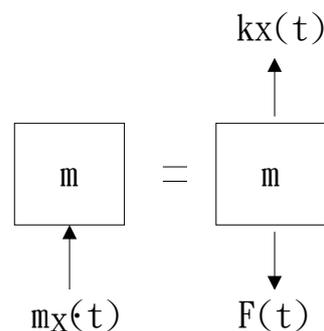


圖4.13 系統平衡圖(b)

比較(4.4)與(4.5)，乃是相同之一個自由度無阻尼振動系統，以不同的座標基準軸 $x(t)$ 與 $y(t)$ ，而得到不同之系統運動方程式。將式(4.1)對時間 t 取二次微分，因為 δ_{st} 為常數，所以可以得到：

$$\ddot{y}(t) = \ddot{x}(t) \quad (4.6)$$

將(4.1)及(4.6)代入式(4.4)，化簡可以得到

$$m\ddot{x} + k[x(t) + \delta_{st}] = F(t) + mg \quad (4.7)$$

將(4.2)關係式代入(4.7)，進一步化簡可以得到與(4.5)式相同的解

$$m\ddot{x} + kx(t) = F(t)$$

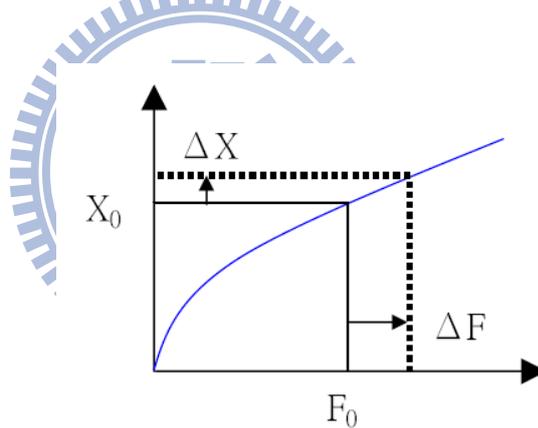
因此式(4.4)與(4.5)本質上是完全相同的，雖然式(4.4)與(4.5)分別取 $y(t)$ 及 $x(t)$ 為系統變數。從以上推導可知，由質量塊本身重量所引起之靜態位移，對振動方程式而言並不會有影響，因此，在振動系統分析中，可以不用考慮彈簧由重力所產生之靜態位移的影響。

考量自調機構於平面自調時下固定座與氣體軸承的實際運動狀態。於公式(4.5)中，設 X_0 為自調機構系統呈穩態時的狀態，此時力系統達到平衡則應滿足以下條件

$$F = F_0 = \text{定值}$$

$$X = X_0 = \text{定值}$$

$$\dot{X} = \ddot{X} = 0$$



當外在因素使得得氣浮板於與平台的任一側距離 X_0 產生微小的變動量，即 $X = X_0 + \Delta X$ ，此時氣浮力亦相應一個微量值， $F = F_0 + \Delta F$ ，使系統回復到原始的平衡狀態。此時系統動態方程式(4.4)可改寫成

$$mg + K(X_0 + \Delta X) = F_0 + \Delta F + m(\ddot{X}_0 + \Delta \ddot{X}) \quad (4.8)$$

彈簧需求規格計算

參考3.3.2及4.2節對於氣體軸承理論計算及供氣系統流量配置考量結果，以氣隙高度 $100 \sim 200 \mu\text{m}$ 、進氣壓力 $1 \sim 3 \text{ Kg/cm}^2$ 的條件推估，氣體軸承推力應落在 $0.6 \sim 1.1 \text{ Kg}$ 。而質量塊 m 的等效重量，由Solid Works 3D繪圖軟體所建構的零件尺寸和材質設定條件，可概略統計出自調機構的各動件部

的零件重量，如表4-4所示，氣體軸承所需推動的零件重量約為0.609kg。彈簧k值可因此計算得知為0.4 ~ 2.4 kgf/mm。

表4-4 自調機構動件零件重量表

零件名稱	材質	重量(g)	數量	重量(g)
下支撐板	A6061T6	265	1	243
氣室	A6061T6	58	2	116
GT-H12K	NA	100	2	200
五金/線材	NA	50	1	50
				609

但由於在此自調模組的機構設計中彈簧是採並聯配置，即、前項計算所得的彈簧k值為系統的彈簧等效量， $K = K_1 + K_2 + \dots$ ，因此，實際的彈簧k值應約為0.2 ~ 1.2 kgf/mm。依據理論計算所得、本自調機構的初始實驗彈簧配置，規格取其計算平均值0.7 kgf/mm，故、選用MISUMI市售標準元件K值為0.6(kgf/mm)的WH12-15，彈簧常數(K值)誤差±10%、彈簧外徑12(mm)、彈簧線徑1.3(mm)、自由長度15(mm)、最大荷重4.5(kgf)。

4.4 ADAMS機構動態模擬

本節引用前段內文中，對氣體軸承所做理論計算和特性分析所得到的氣體軸承力的特性，於此ADAMS高階機構動態模擬分析軟體中、對本氣隙自調機構做進一步的分析，以預先評估機構系統的運動及受力狀態。

4.4.1 ADAMS軟體簡介

ADAMS是屬於運動模擬分析軟體的一種，由美國MSC. Software公司所開發，其名是來自於” Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System”。功能主要是用來模擬分析各種機械系統在較大位移時的運動特性，包括位置、速度、加速度及其受力等。而基於剛體動力學的基本理論與假設，在ADAMS的模擬系統中，所有物體元件均被視為剛體，無法產生任何變形和內

應力；物體的質量則依據集中質量的觀念，視為聚集在物體的質心位置上。和一般的電腦輔助模擬分析軟體一樣，ADAMS軟體核心模組包括：圖形介面模組(ADAMS/View)的前處理器、求解程式模組(ADAMS/Solver)的求解器，與後處理模組(ADAMS/Post Processor)以及其他擴充模組。[26]

ADAMS/View(前處理器)是以使用者為中心的交互圖形環境，它具有豐富的零件幾何圖形庫、接頭與力之元件庫，以提供電腦機構實體模型建構時，所需要的系統幾何造型與關聯，並設定質量參數，以應其後系統分析及顯示之用。除了利用ADAMS內建功能直接建立模型元件外，還可以透過其他的電腦輔助設計軟體(CAD)，如Solid Works、Autocad等，將所建立的物體幾何模型以IGES、Para solid、STEP及STL等檔案型式直接匯入模組當中，再補建適當的接頭、負荷條件與運動關係。

ADAMS/Solver模組可以說是整個軟體的核心，擔任最重要的計算與分析的工作，主要功能有二：其一為依據圖形介面模組所轉換之系統輸入資料檔，建構求解程式所需之動力學聯立方程式；其二為據此聯立方程式建構數值分析程式，以進行系統之運動模擬演算及分析結果的輸出。主要的模擬型式有五種，分別運用在不同需求，分別是動力(Dynamic)、運動(Kinematic)、靜態(Static)、組合(Assemble)與線性(Linear)等分析模擬。

ADAMS後處理器(ADAMS/Post Processor)在模擬進行完畢之後，使用者即獲得此系統模型在整個模擬過程中所產生的性能或狀態相關數據，這通常是設計或分析者所欲觀察或評估的依據。因此，在ADAMS的後處(ADAMS/Post Processor)中提供了處理這些數據之功能，以找出使用者想要觀察的各種模擬數據。在操作面板上選擇物件、特徵及構成要素，讓物件結果呈現於圖表上，以便於觀察模擬結果。並且還具有由其它應用程式輸入的數據及進行數據後處理分析功能，如快速傅立葉轉換(FFT)、波德圖形(Bode plotting)、曲線擬合(Curve fitting)、曲線微分、區域局部放大等。

4.4.2 氣隙自調機構的模擬分析

本氣隙自調機構的ADAMS虛擬模擬分析流程為:(1)幾何模型建模(2)定義拘束條件(3)定義負荷條件(4)模擬結果與分析。

以下就其實際操作分別說明如下:

(1)幾何模型建模

ADAMS進行動態分析模擬時，整個虛擬模型是以3D的實體模型來架構，如前段說明，實體模型主要可經用ADAMS的圖形介面模組內建工具直接建立模型元件，亦可透過其他的電腦輔助設計軟體(CAD)所建構的圖檔匯入。通常一般的電腦分析軟體其繪圖的功能均有限、ADAMS亦是如此，所以有時候對於一些複雜的曲面或零件繁瑣的機械系統，並沒有辦法完整且精準的建立模型。由於本研究所要建構的自調機構模型並沒有複雜的曲面，零件的數目也不多，所以決定以直接在ADAMS中建構實體模型，以減少資料傳輸過程中所可能造成的誤差與不便。

首先、在新開啟的ADAMS工作環境下設定系統單位及重力場(單位為MKS制，重力為Z軸向下為負)，然後、依據已完成的機構模組設計尺寸和幾何形狀，在ADAMS的工作視窗中，建立幾個設計點及參考座標點，方便後續物件的建構與關聯設定。接下來即可運用其基本指令中的方塊(Box)指令與薄殼(Hollow out a solid)指令，依續產生上固定座、下固定座以及氣體軸承等3D實體物件，同時完成各物件的材質設定，得知各部份的體積、質量。並檢視ADAMS構成物件的質量重量與Solid Works繪圖軟體所建構的質量重量是否相同。

(2)定義拘束條件

為使元件與元件間均有適當的連接，不致使得機構在後面的模擬分析過程中瓦解，可利用ADAMS中的接頭等指令來設定其拘束條件。在ADAMS中以五大接頭型式來限制元件，分別為理想接頭、原始接頭、動作產生器、接觸限制、複雜接點等。其中以旋轉接頭、滑動接頭及圓柱接頭較常使用，

如在這些接頭加入運動產生器，如旋轉馬達、直線馬達，便可使機構達到預期動作要求。為符合本自調機構的實際組合及運動狀態，首先以固定接頭(Fixed Joint)將上固定座及虛擬測試板與地桿(Ground)做固定聯結，再利用彈性聯結中的Spring指令，於上固定座與下固定座的4個設計點間，分別完成4只彈簧的建構，使之與實際的機構設計模組組合條件一致，同時依選用彈簧規格，進行彈簧參數的設定(Stiffness 0.6，Preload -0.15)。

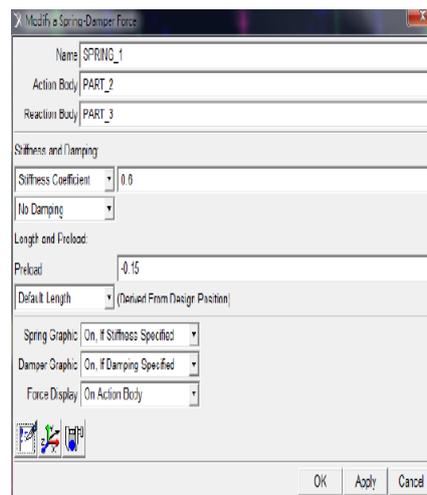


圖4.14 ADAMS彈簧參數設定

完成後的分析實體模型如圖4.15所示

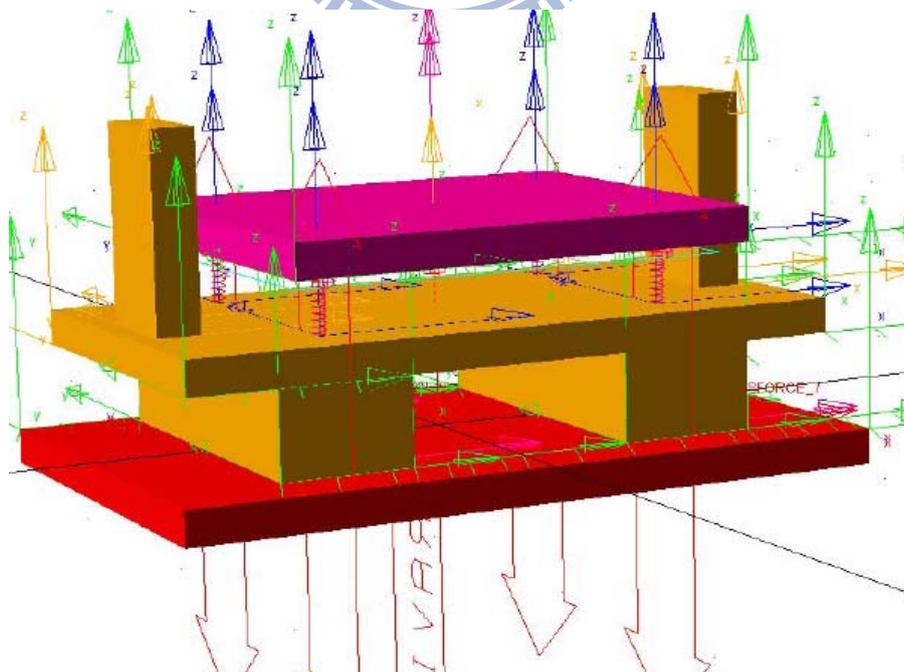


圖4.15 ADAMS分析實體模型

(3) 定義負荷條件

在ADAMS中建立元件被施有作用力時，須指定在元件上作用力的位置與方向、特徵及定義作用力大小。定義每一分量的大小時，有三種選擇：

- 固定力：使用者指定一實數常數值。如重力、施力等。
- 軸襯(Bushing)或彈簧-阻尼(Spring Damper)類：使用者指定平移或旋轉的剛性係數與阻尼係數。
- 客戶自訂：使用者指定方程式運算式。

在本自調機構的動態模擬中，最重要的地方就是對軸承氣隙內的分佈力做模擬設定。於此應用上，氣膜所提供的承載力可以視為是無限多個力將平板撐起，為了方便工程上的分析應用，並期望能在不影響精度的情況下儘可能的簡化分析模型；故將各別氣體軸承的氣隙推力以2個對稱的集中應力來做簡化代表。氣隙推力值、依3.3.2及4.2節的理論計算結果取0.6 ~ 1.1 Kg。且，為模擬在動態實驗時，氣體軸承其氣隙推力隨比例閥進氣壓力調節的相應變化對自調機構動態特性的影響，本文利用ADAMS的STEP函數指令，分別建立出如圖4.16的單一氣隙推力與圖4.17的雙邊氣隙推力，2種可隨時間變化的模擬曲線，以觀察自調機構下座的動態特性。

STEP函數之輸入型式為：

STEP(TIME, 0.0, 0.0d, 10.0, 100.0d)

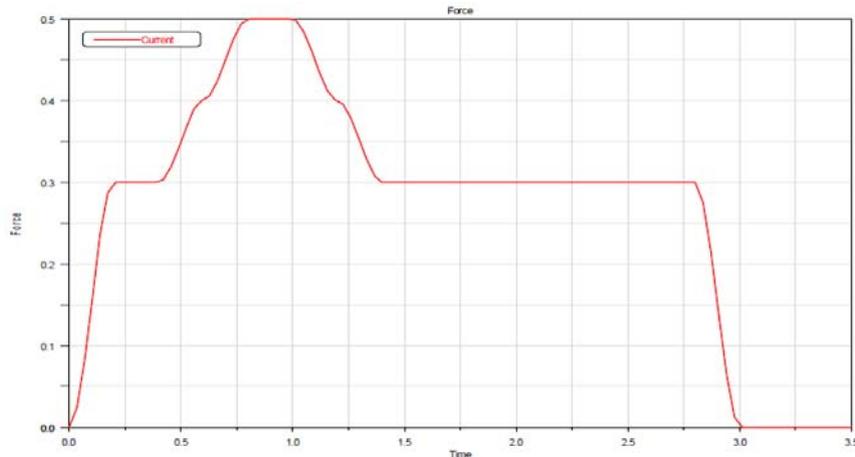


圖4.16 單一氣隙推力模擬曲線

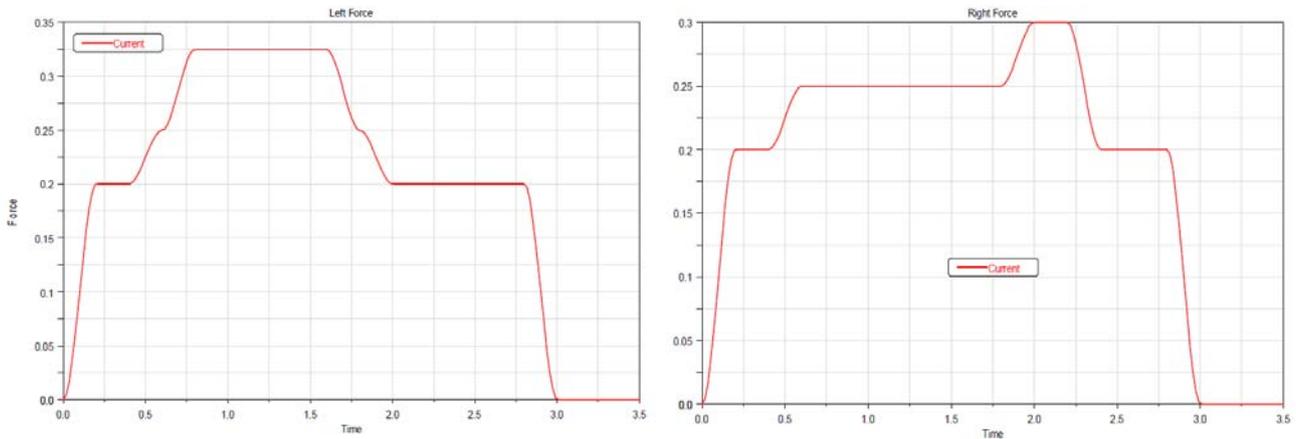


圖4.17 雙邊氣隙推力模擬曲線

(4) 模擬結果與分析

ADAMS提供有五種模擬型式以運用在不同場合，分別是動力(Dynamic)、運動(Kinematic)、靜態(Static)與線性(Linear)等分析模擬。其中，動力模擬是以建構完成的機構模型在被一預設外力驅動下，對位移、速度、加速度提供時間的歷程解答，故符合本自調機構的模擬需要。

單一氣隙推力狀態下的動態特性

首先模擬自調機構於單一氣隙推力狀態下的動態特性，自調機構左右兩側氣體軸承的虛擬氣隙推力均設定如圖4.16的模擬曲線，此時、左右兩側氣體軸承氣隙推力隨時間的變化一致。ADAMS (Interactive Simulation Control Panel)設定如圖4.18。End time時間輸出配合力的模擬曲線時間設3.5秒、Step分割數180，Sim. Type選擇Default，ADAMS會透過分析初始條件，判定是進行動力學分析或者是靜力學分析。勾選Start at equilibrium在執行模擬分析前先做一次靜態平衡的模擬。

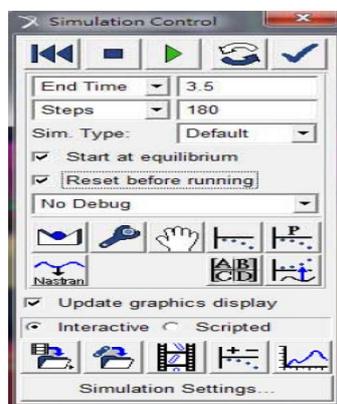


圖4.18 ADAMS模擬設定

另外，為了解不同彈簧K值對於自調機構在動態響應的影響，針對彈簧參數的Stiffness，分別以0.4、0.5、0.6、0.7、0.8 5種K值儲存其分析記錄，以觀察結果差異。由4.19分析圖表可觀察，在虛擬氣隙推力的作用下自調機構下座隨著時間做上下位移，位移軌跡與氣隙推力的模擬曲線一致，氣隙推力愈大相對位移量也愈大，最大位移量在0.6 ~ 1.2mm之間，但實際位移量受限於系統供氣流量可能無法支撐氣隙流量需求的問題，以及氣隙推力與氣隙高度的反比關係；故、實際位移量與模擬值應有若干差異。而在相同力的特性條件下，彈簧K值愈小、位移量愈大。其結果符合虎克定律及4.3節的計算結果。

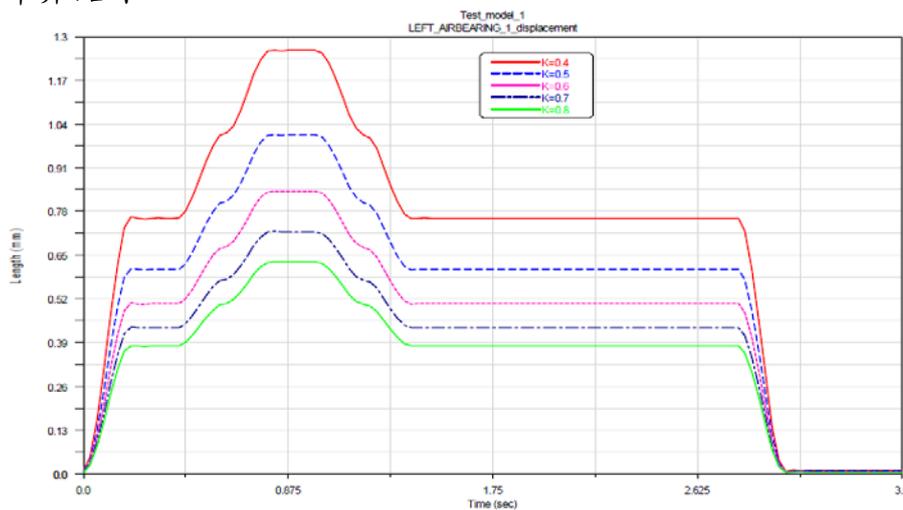


圖4.19 自調機構下座於單一氣隙推力及不同彈簧常數下的模擬位移

圖4.20為自調機構下座的位移速度分析圖，由於同樣力的大小持續作用在同樣質量的物體上，因為氣體軸承的氣隙推力(平衡力)一直存在，故符合虎克定律，當力為定值，單位時間內的位移量與K成反比關係，K值愈小其速度響應也就越快。

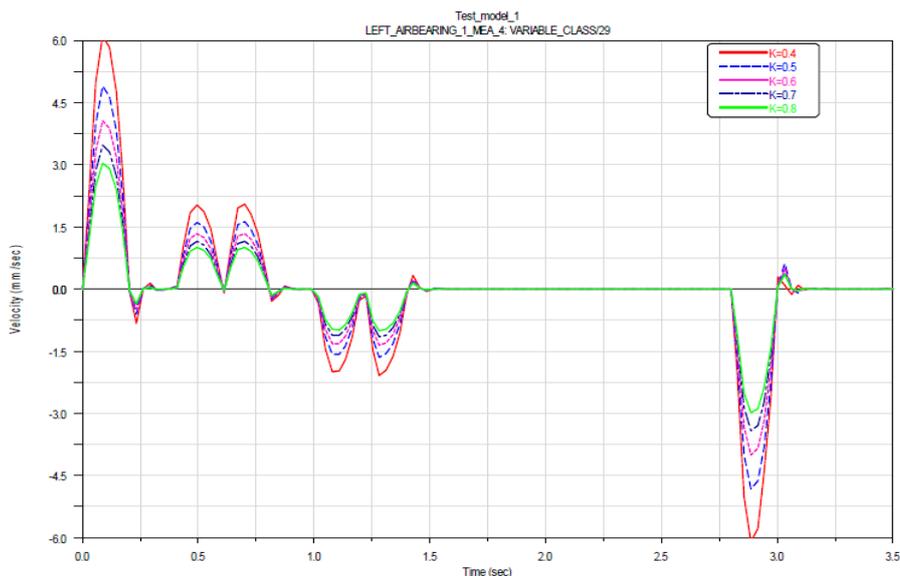


圖4.20 自調機構下座於單一氣隙推力及不同彈簧常數下的位移速度

雙邊氣隙推力狀態下的動態特性

自調機構左右兩側氣體軸承的虛擬氣隙推力分別設定如圖4.17的左圖與右圖2種模擬曲線，此時、左右兩側氣體軸承氣隙推力隨時間的變化並不一致。自調機構下座兩側將因此而隨時間產生不等高的上下擺動，其擺動(傾斜)運動可模擬如同當測試板做平面傾斜時，自調機構的平面調整狀態。為能清楚確認左右氣體軸承各自的動態特性，另分別於左右兩側氣體軸承的幾何模型角落上取座標點，建立量測目標以量測該座標點的位移與移動速度，再分別儲存其量測記錄。ADAMS(Interactive Simulation Control Panel)的設定則與單一氣隙推力的設定相同。

圖4.21之左右2張分析圖表分別顯示，左右兩側氣體軸承之量測座標點的位移與移動速度分析結果。在各自氣隙虛擬推力作用下的自調機構下座位移軌跡與氣隙推力的模擬曲線一致，位移速度亦符合位移曲線單位時間內的變化，位移量越大速度愈快。從圖中亦可發現，在雙邊氣隙推力的作動下，左右氣體軸承隨時間及力的特性做上下傾斜擺動，值得注意的是，在虛擬氣隙推力的作用時間(3秒)結束後，左右量測座標點仍存在微幅的位移振盪，推測此現象應為前氣隙推力作用力的慣性擺動，在力作用結束後因機構系統失去了平衡力而發生。

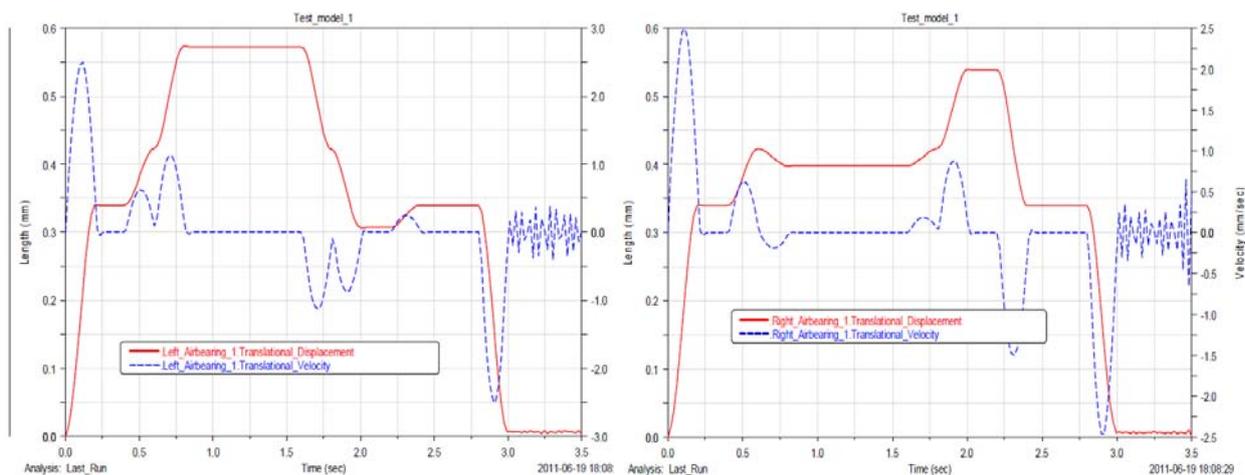


圖4.21 自調機構下座於雙邊氣隙推力下的模擬位移與速度

為進一步釐清此一現象，吾人針對雙邊氣隙推力的模擬曲線做了微幅的設定調整，讓模擬推力在結束時仍存在一個 0.1 kg/cm^2 的保持力而非直接回到”0”。分析結果如圖4.22所示，由分析圖可知，在施于保持力的情況下，原來的微幅位移振盪沒有再發生。此結果可做為後續自調機構動態測試時，控制程式對於比例閥壓力調控的設定參考。

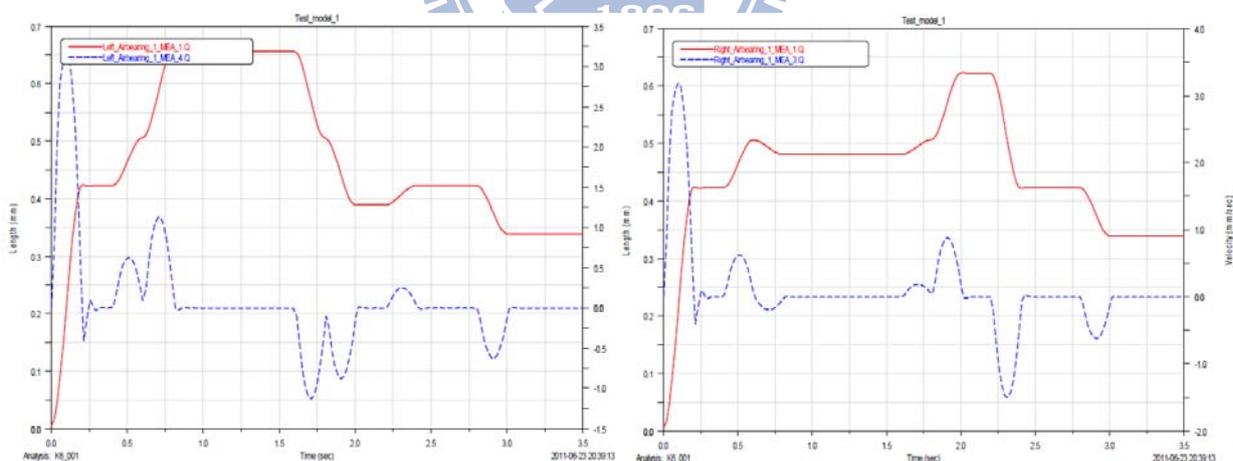


圖4.22 自調機構下座於雙邊氣隙並施于保持力的模擬位移與速度

第五章 實驗與驗證

5.1 實驗系統架構

5.1.1 機構模組

首先將上、下固定座、彈簧與氣體軸承等零件依設計圖面鎖固組裝，再各別旋轉4個彈簧螺栓上的下螺帽，以調整使得上、下固定座這2組零件間的相互平面度達一定組合精度；同時可借此調整，讓彈簧呈一預壓縮的狀態以形成在自調機構氣隙高度變動時的彈簧回復力，然後再各別將彈簧螺栓上的上螺帽旋緊。調整確認方式如5.1圖所示。。

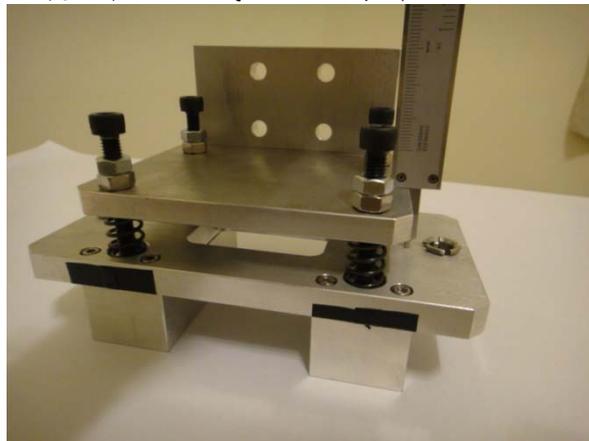


圖5.1 氣體軸承固定座組

接下來再陸續完成下基板與鋁擠立柱以及測試板模組的組裝；測試板模組的水平狀態同樣利用游標卡尺做量測確認，最後是將已調校完成的氣體軸承固定座組組合，並做氣體軸承下表面與測試板間的水平精度的初步確認，完成如圖5.2圖所示的實驗機構模組。

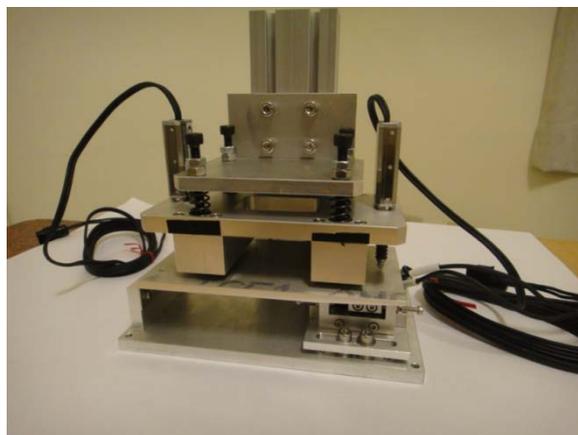


圖5.2 實驗機構模組

5.1.2 控制元件

表5.1為自調機構實驗控制系統的設備元件規格表，以下各別就其功能規格說明如下：

表 5-1 設備元件規格表

品名	規格	數量
控制器	個人 PC	1
電源供應器	Mean Well NES-100-24	1
DAQ卡	NI USB-6008	1
手動調壓閥	SMC AWG30-03	2
比例式調壓閥	Festo VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1N	2
檢測 Sensor	Keyence GT-H10	2

DAQ資料擷取卡

NI USB-6008具備基本的資料擷取(DAQ)功能，適合如簡單資料記錄、可攜式量測、學術實驗等應用。透過 LabVIEW 或 C 即可進程式設計。NI USB-6008提供10kS/s及12位元的Input/Output信號解析度，8個單端點（4個差動）類比輸入，2個有效類比輸出，和12條數位I/O通道(5 V TTL/CMOS)，提供有效的多功能DAQ。

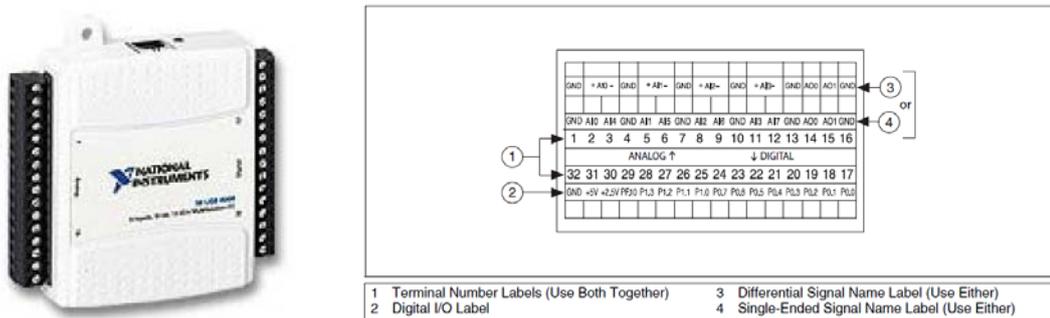


圖5.3 NI USB-6008 DAQ[27]

比例式調壓閥

本論文之實驗以控制FESTO VPPM-6L-L-1-G18-0L6H-V1N比例調壓閥，利用輸入電壓的變化來產生等比例的空氣壓力輸出。閥的操作原理為當輸入

訊號增加，閥內感應線圈磁力隨著增加，則比例閥內的閥軸移動量增大，來對氣壓進行比例式的調整，圖5.4為比例式調壓閥氣壓供應與電壓關係曲線圖。氣體壓力與電壓之間呈現線性的關係（比例式為電壓：氣壓=1v：0.6bar），故將利用此種關係來做氣浮軸承的推力控制。

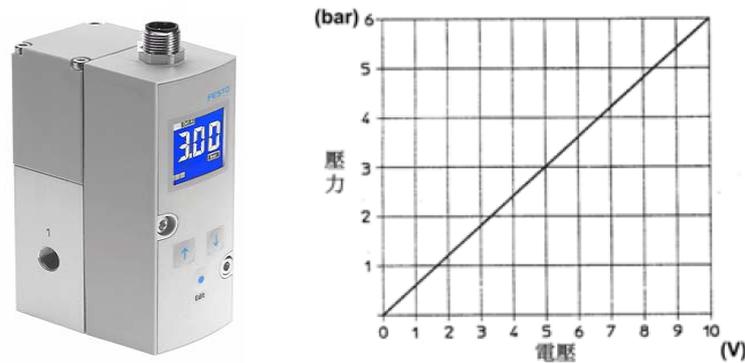


圖 5.4 FESTO 比例式調壓閥，輸入/輸出關係圖

檢測Sensor

如圖5.5所示為本論文實驗所使用之檢測Sensor，Keyence GT系列的高精度接觸式數位感測器，組成包含感測頭及顯示/放大器模組。其感測頭的檢測屬接觸式，末端延伸連接一線性光學尺直接讀取量測值，解析度為 $1\mu\text{m}$ ，量測範圍10mm。為避免感測頭的接觸應力影響自調響應，特別選用低應力型(0.4N測量力)以減少量測時作用在目標上的反壓力。搭配其放大器模組功能，將2只感測器的量測值各別連接出去，透過放大器模組內建的計算功能，將擴充模組的值減去主模組的值，便可以運算出自調機構左右兩測的氣隙高度差。



圖 5.5 Keyence GT-H10 感測器

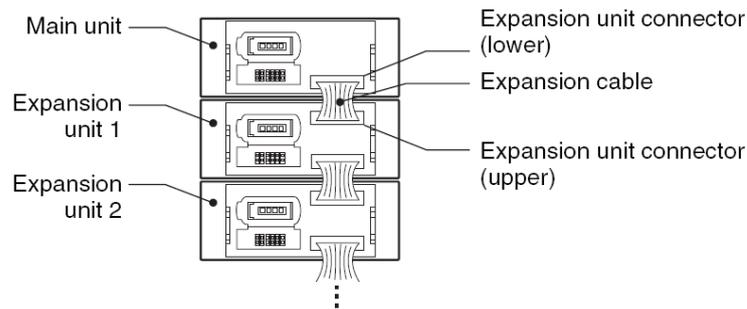


圖5.6 GT-H10控制器主模組與擴充模組連接示意

5.1.3 LABVIEW與資料擷取量測系統

LABVIEW介紹

LABVIEW是由美國NI公司於1986年發展出來，具有強大功能且為適用性極高的儀器控制與分析軟體。與傳統程式語言所不同的是，期設計撰寫環境為較容易使用的圖形化程式語言(Graphic Language)，使用圖示的方式取代文字程式碼的撰寫，利用資料流的觀念呈現程式執行的順序。LABVIEW除了使用簡單的圖示方式設計程式之外，所擁有之內建功能函數更可完成大部分的程式設計，因此不需像傳統程式一般，需要使用一些加入物件導向、指標或記憶體管理等方式不易了解及使用的技術。另外，還有一些專為硬體所撰寫的程式庫，如資料擷取、串並列通訊、資料儲存、網路連結、資料分享等應用。[28]其整個應用程式包含三個主要部份：

1. 前置面板
2. 程式方塊視窗
3. 圖像與連接器

此三個部份建構出完整的LABVIEW應用程式。其中前置面板是屬於使用者人機界面的部份，也就是最後使用者所操作的電腦面板視窗，在前置面板中可以執行資料或是命令的輸入，以及顯示相關資料運算、監控或是擷取的結果。

資料擷取量測系統

一般而言資料擷取量測系統之功能在於透過轉換器(Transducer)將物理

現象轉成可量測的電訊號，接著經由訊號調節(signal conditioning)處理轉換器轉換後的訊號，再經由類比轉數位(ADC)轉成數位訊號，並透過人機介面或輸出介面呈現出訊息。因此資料擷取量測系統即包括轉換器，訊號調節，資料擷取(Data Acquisition)之硬體與軟體。而在資料擷取方面可分為硬體與軟體兩個部分，硬體的部份為資料擷取卡，簡稱DAQ卡，軟體的部份則為驅動控制DAQ卡的程式。就DAQ卡而言，最重要的功能就是將類比的訊號轉換為數位的值，以便電腦來解譯。在讀取類比時域訊號時，訊號所傳送的資訊，其有用的部分不只在於訊號位準，還包括這個位準隨時間變化的情況。當量測一個時域訊號(經常稱為“波型”)時，為了量測訊號的形狀，必須要將個別的量測點擷取成準確的時間序列。量測時，必須使用足以將波型復原的取樣速率。一張DAQ卡的取樣速率意指發生一次類比/數位轉換的時間有多快。假設現在對一個模擬信號 $x(t)$ 每隔一個 Δt 的時間取樣一次，時間間隔 Δt 被稱為取樣間隔或者取樣週期。它的倒數 $1/\Delta t$ 被稱為取樣頻率，單位是取樣數/每秒。 $t=0, \Delta t, 2\Delta t, 3\Delta t \dots$ ， $x(t)$ 的數值就被稱為取樣值。當取樣速率不夠高的時候，會發生混疊(aliasing)現象，使讀取到的訊號波型失真。那麼，取樣速率需要多高呢？根據「奈達斯特定理」(Nyquist's theorem)，取樣速率至少要高於欲擷取訊號頻率的兩倍以上，所擷取的訊號才不至於會失真。

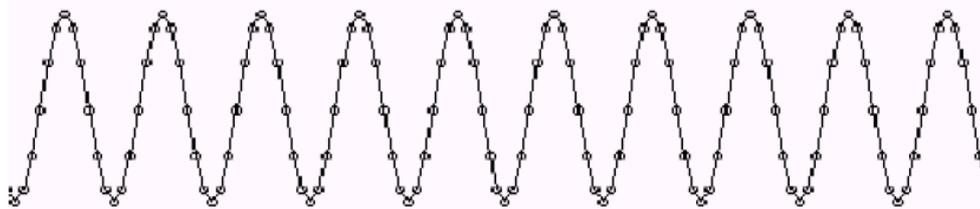


圖5.7 足夠取樣頻率的取樣結果[29]



圖5.8 過低取樣頻率的取樣結果[29]

所以資料擷取系統應該要具備以下規格：

- (i) 正確性與解析度—正確的量測訊號位準
- (ii) 高頻寬—以高的速率來對訊號取樣
- (iii) 正確的取樣計時器—以精確的時間間隔來對訊號取樣(需要與軟體搭配)

解析度(Resolution)意指DAQ卡進行類比/數位轉換時，呈現類比訊號的位元數。以圖5.9來舉例說明：

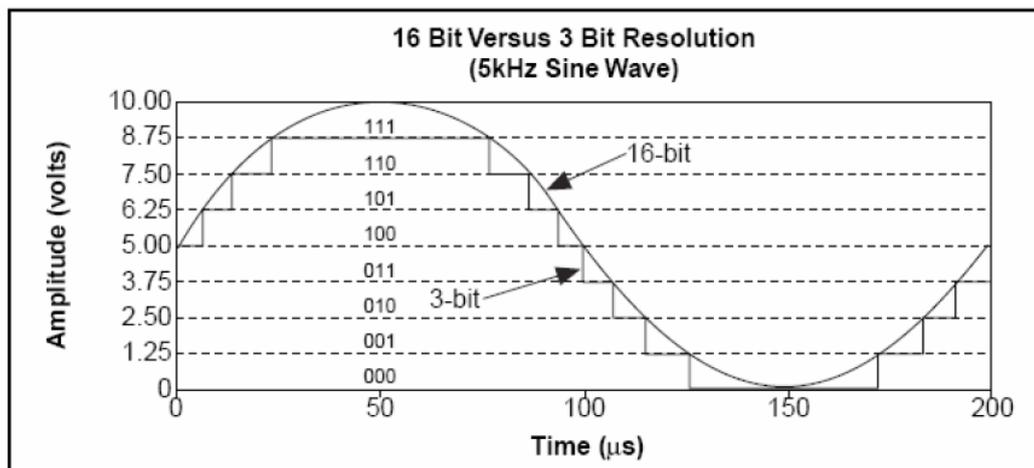


圖5.9 3-bit與16-bit解析度比較說明[29]

比較3-bit解析度與16-bit解析度的DAQ卡，其中3-bit可將10V切成 $2^3=8$ 個小格來呈現，每個小格為1.25V；而16-bit則可將10V切成 $2^{16}=65536$ 個小格，每個小格為0.000152V。由此可知，解析度越高其轉換後的數位訊號越不容易失真。解析度的解析能力亦與所需轉換的訊號範圍有關，如圖5.10所示：

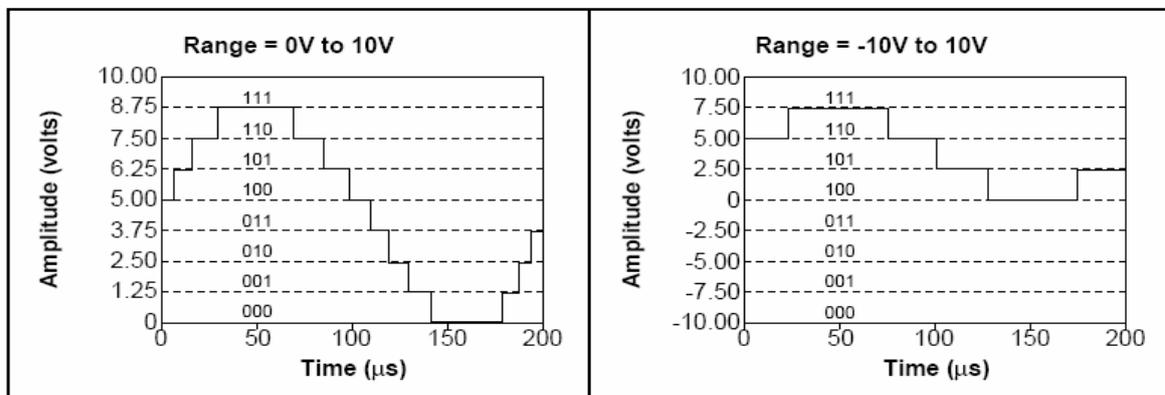


圖5.10 訊號範圍與解析度說明[29]

5.2 氣體軸承靜態實驗

5.2.1 靜態實驗架構

靜態實驗的目的在於驗證第三章計算所得之氣體軸承理論氣隙推力及氣隙高度與進氣壓力之間的關係，並與靜態實驗結果做分析比對，同時確認本自調機構實驗模組確實可達的工作高度，做為後續動態實驗時，氣體軸承進氣壓力初始值和控制值的設定參考。圖5.11為本自調機構的靜態實驗架構圖。由於DAQ6008的Analog output最大輸出電壓值僅為5V，因此聯結至比例閥的相對output最大氣體壓力為 $3\text{kg}/\text{cm}^2$ ，為了取得較大的壓力調節範圍，以確認氣體軸承的工作效能，故本靜態實驗選擇先利用手動調壓閥來調控進氣壓力的方式，而非使用DAQ來驅動比例閥。

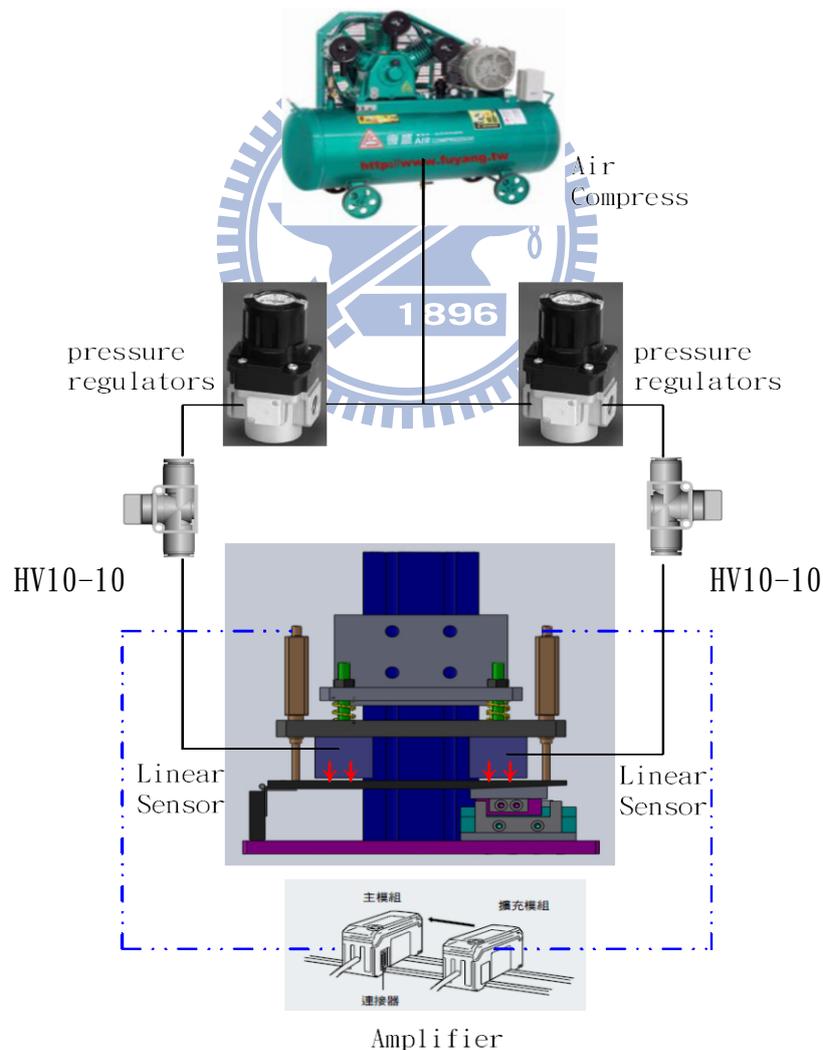


圖5.11 氣體軸承靜態實驗架構圖

如上圖，壓縮空氣經各別2組快速接頭與廠房配管聯結以接通氣源進來，氣體經PU管依序流經手動調壓閥(pressure regulator)和手動切換閥，由此控制進入氣體軸承的氣體壓力大小(即 P_s 值)及其ON-OFF的狀態。

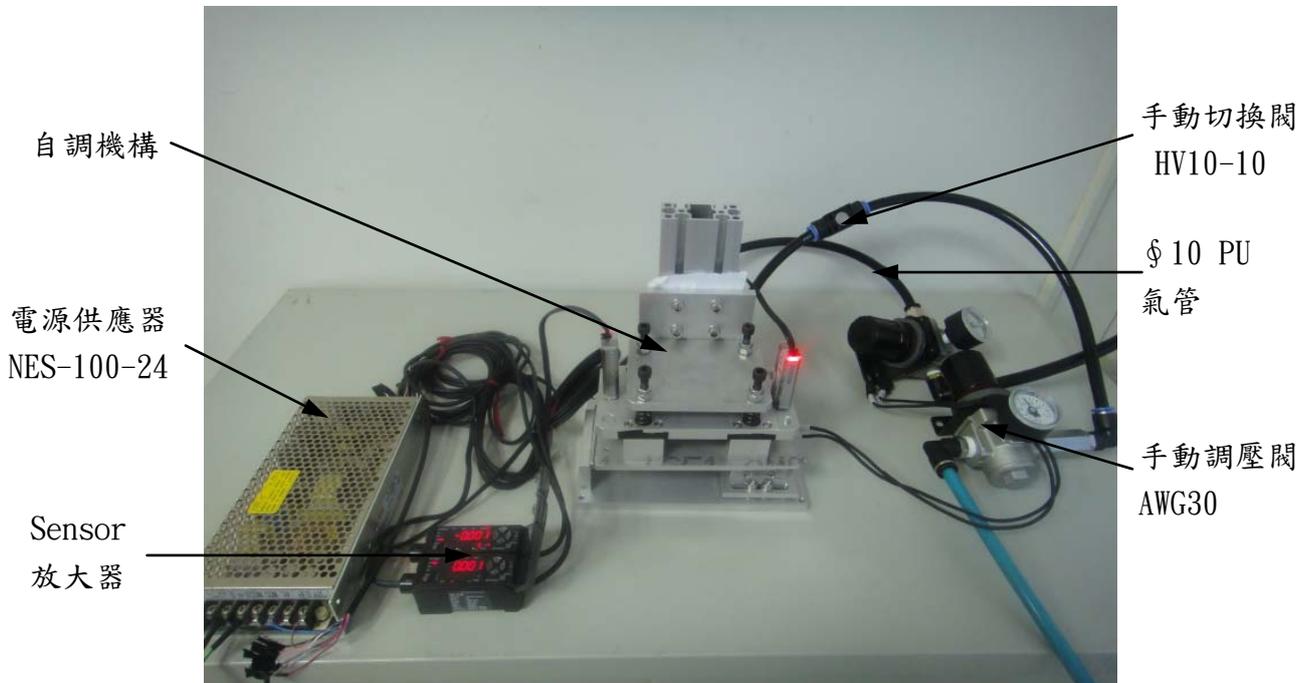


圖5.12 靜態測試實驗相片

5.2.2 實驗方法與結果：

靜態實驗模組組成如圖5.12相片所示，在接通氣源並完成Sensor送電後。首先調節2只手動調壓閥的出口壓力，使2只錶頭壓力均落在 $2 \sim 3 \text{ kg/cm}^2$ 左右，然後再記錄下當時各別Sensor所顯示的現值；接著開啟手動切換閥HV10-10以確認氣源的狀況，同時觀察氣體軸承下座的作動情形(與測試板間的間距)，然後再將左右2只Sensor於送氣後的檢測值記錄下來；重複手動閥的切換動作(即氣源進入氣體軸承的ON-Off狀態)，並觀察Sensor在氣源重複做ON、Off的情況下，每次的檢測值是否為固定，以確認自調機構之靜態實驗模組的初始狀態是否穩定。在確認靜態實驗模組的初始狀態為穩定後，即可進行後續的靜態實驗以確認氣體軸承的效能。

氣體軸承效能靜態實驗的方法和前述的機構初始狀態確認方式相同，為了解氣體軸承在不同進氣壓力下所相應的氣隙推力及氣隙高度。在手動閥呈

Off的狀態時，分別調整手動調壓閥出口壓力依序為： 1 kg/cm^2 、 1.5 kg/cm^2 、 2 kg/cm^2 、 2.5 kg/cm^2 、 3 kg/cm^2 、 3.5 kg/cm^2 、 4 kg/cm^2 、 4.5 kg/cm^2 、 5 kg/cm^2 ；在每一次的壓力調節完成後開啟手動閥，此時壓縮空氣進入氣體軸承，並且因氣體流量的影響，於氣體軸承下表面與測試板間產生氣隙壓力進而推動氣體軸承向上位移，分別記錄左右2只Sensor於送氣後的各別檢測值。實驗結果如表5-2所示。

表 5-2 氣體軸承靜態實驗數據

調整壓力 Ps (kg/cm^2)		0	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5
量測 值 (mm)	左側	3.796	3.69	3.672	3.654	3.637	3.62	3.611	3.597~3.64	3.586~3.633
	右側	3.573	3.481	3.459	3.444	3.425	3.409	3.395	3.381~3.431	3.372~3.428
位移 量 (mm)	左側	0	0.106	0.124	0.142	0.159	0.176	0.185	0.199~0.156	0.21~0.163
	右側	0	0.092	0.114	0.129	0.148	0.164	0.178	0.192~0.142	0.201~0.145

由表5-2的實驗結果可知，氣體軸承在未供氣的情況下，左右2只Sensor的原始檢測值分別為3.796mm和3.573mm。當進氣壓力在 1 kg/cm^2 至 3.5 kg/cm^2 的這段區間，氣隙高度從0漸進增加到 $185 \mu\text{m}$ 與 $178 \mu\text{m}$ ，當進氣壓力提升至 4 kg/cm^2 時，氣隙高度則分別達到 $199 \mu\text{m}$ 與 $192 \mu\text{m}$ ，在保持3 ~ 4秒後又下降到 $156 \mu\text{m}$ 與 $142 \mu\text{m}$ 的高度值，爾後穩定下來、此時氣隙高度不再變動。當進氣壓力提升至 4.5 kg/cm^2 時，氣隙高度分別達到 $210 \mu\text{m}$ 與 $201 \mu\text{m}$ ，但氣隙高度無法保持即開始下降，也就是說 $210 \mu\text{m}$ 與 $201 \mu\text{m}$ 的氣隙高度為 4.5 kg/cm^2 進氣壓力條件下的峰值，在降到 $163 \mu\text{m}$ 與 $145 \mu\text{m}$ 的高度後又穩定下來、氣隙高度不再變動。

綜觀實驗結果可知，氣體軸承下表面與測試板間的距離(也就是氣隙高度)與進氣壓力成正比的關係，進氣壓力越大則氣隙高度越高。這是因為，隨著進氣壓力的調高、壓縮空氣進入氣體軸承的氣體流量也跟著加大，因此有了足夠的氣隙流量來支撐當時的氣隙高度，同時也提供了更大的氣浮推力。但是、在進氣壓力提升至 4.5 kg/cm^2 以上時，氣隙高度卻無法保持直到

下降至一定高度後才又恢復穩定。因此推斷，隨著氣隙高度的增高以及氣體擴散效應的影響，氣隙流量的需求也相對加大，當氣隙高度達到一定的位置時，前段氣源的氣體流量不足以供應當時氣隙高度的氣隙流量需求，故而產生下降的狀況，直到氣隙流量與氣源氣體流量達到平衡時，才又回復穩定。此實驗結果與第4章的理論計算以及圖4.9對於管徑流量與氣隙流量的分析結果均為一致。本自調機構之靜態實驗系統配置，可達之最大氣隙高度約為 $185\mu\text{m}$ ，於 $3\text{kg}/\text{cm}^2$ 進氣壓力時的氣隙高度約為 $175\mu\text{m}$ 。因此定義本自調機構工作高度設定在 $50\mu\text{m} \sim 175\mu\text{m}$ 。



5.3 自調機構動態實驗

5.3.1 動態實驗架構

為確認本自調機構確可經由進氣壓力的調控以改變氣隙高度進而達到平面精度保持與補償修正的功能，本節利用DAQ及LAVIEW的程式控制，使自調機構中的左右2只氣體軸承產生動態的氣隙壓力變化，以觀察自調機構於此動態變化過程中的高度響應及可達的穩態平面精度誤差值。動態實驗架構如圖5.13所示，與靜態實驗最大的不同是，動態實驗以比例式調壓閥取代手動調壓閥做為壓力控制元件，以達到自動控制的目的。

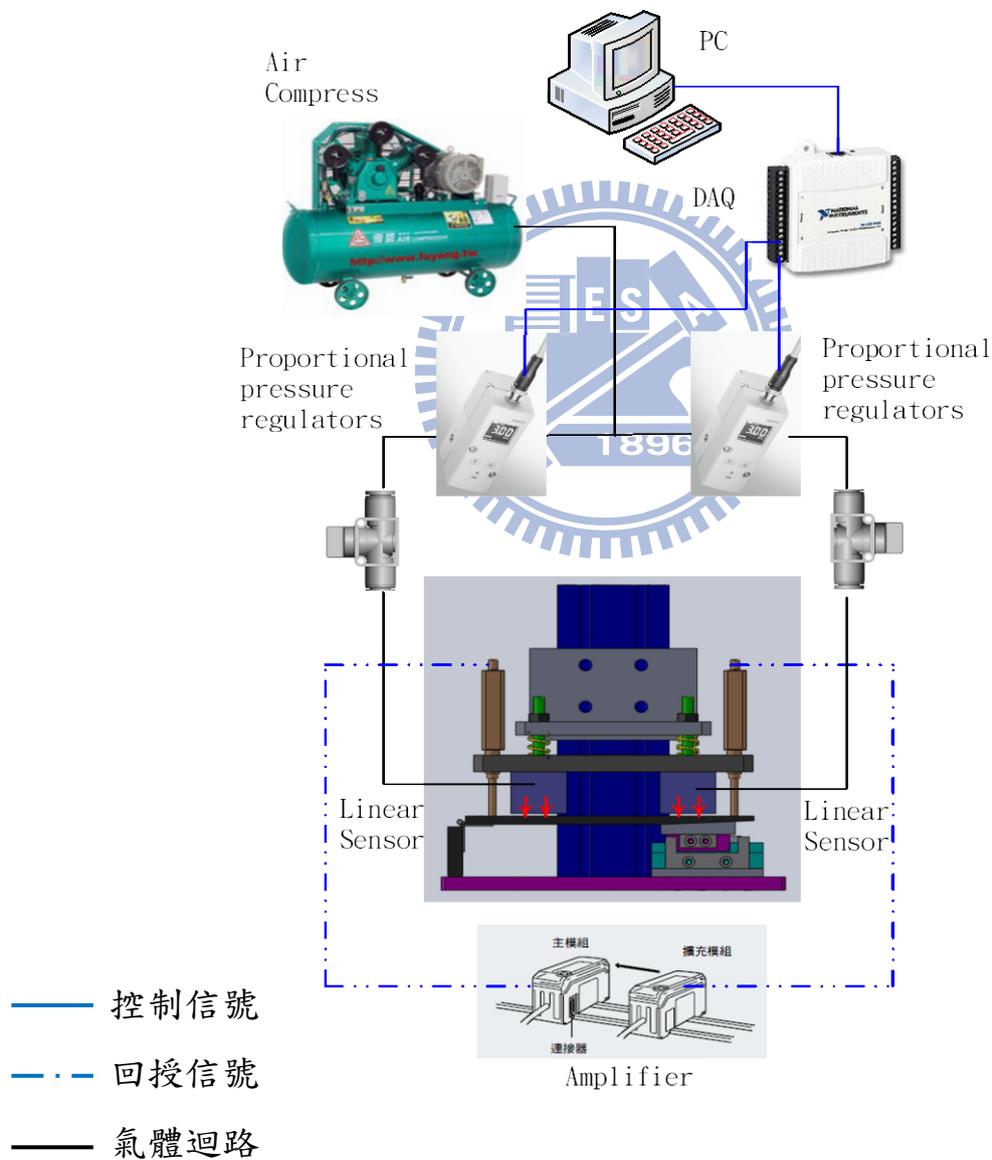


圖5.13 自調機構動態實驗架構圖



圖5.14 動態測試實驗相片

5.3.2 LABVIEW程式

雖然透過DAQ及LAVIEW的程式控制系統架構，可完成許多需要複雜功能資料擷取與量測的工作，但由於USB-6008是屬於較基本款的資料擷取卡，因此在硬體功能上存在著需多使用限制，比如說：雖然USB-6008能夠連續擷取類比訊號(Analog Input)，但並不支援連續訊號輸出(Analog Output)，原因是該設備的AO是Software timing與Static，其所採用的DAC(digital to analog converter)，只支援軟體時間控制輸出，而且每秒最多150點。另外在觸發控制上，USB-6008的Digital Trigger channel (PFI)只有一個，而且也不支援Analog edge的trigger。

由於前述DAQ硬體功能的限制，本文以LAVIEW指令中的DAQmx與”Array”陣列字串及迴圈間隔時間”Time wait”進行程式設計，使得DAQ的AO Channel其電壓輸出可隨時間而高低變動，以此Array AO (Volt)變化來模擬平面誤差的Trigger訊號(Feedback)。DAQmx的程式基本設計流程如圖5.15所示。



圖5.15 在LAVIEW中進行DAQmx程式流程

LAVIEW中使用DAQmx元件驅動DAQ設備，基本概念是將每一個裝置的驅動與動作視為是為一個任務(Task)，對於要使用的裝置分為幾個基本步驟來執行，第一、使用DAQmx Create vi建立一個新的任務，此任務可以自行命名任務名稱，若無給予名稱，系統會自行給予此任務名稱，然後依此任務擷取之訊號類別為類比訊號輸入、輸出或是數位訊號輸入、輸出等。第二、建立取樣時脈資訊，如連續擷取及取樣速率等皆於此設定，第三、使用DAQmx Start vi或Trigger vi確定任務開始執行，第四、透過DAQmx Read vi讀取所擷取到之訊號，所得之數值可供進一步使用，第五、使用DAQmx Stop、Clear vi 設定任務停止與清除，在此將本次執行之資料清除，若有錯誤發生，於此處顯示錯誤發生原因。

圖5.16為本文所設計的LAVIEW程式方塊區，首先各別建立出兩個AO (Analog output)通道、並分別指定為AO0與AO1，在硬體接線上再將控制左右氣體軸承進氣壓力的2只比例閥之Analog input出線接到這2個DAQ Terminal。加入Array Data vi指令，陣列字串輸入格式如[0, 0.1, 0.2, 0.3, 4.7, 4.8, 4.9, 5]，以此形成兩個AO通道輸出電壓值的Profile。

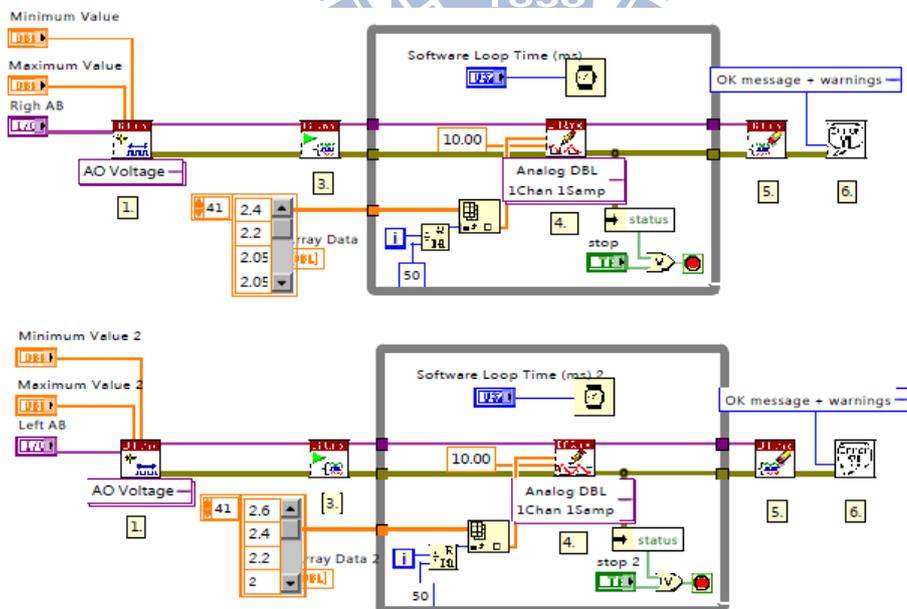


圖5.16 LAVIEW程式設計圖塊

Array Data設定完成後將這些字串Write寫入，並以迴圈及Time wait的方式控制每筆資料輸出的間隔時間。

5.3.3 實驗方法與結果

在進行動態氣隙壓力自調實驗前，先利用 DAQ 做單點電壓輸出的方式來確認經由比例閥調控氣體軸承進氣壓力所產生的氣隙高度變化與手動閥的調控結果是否相吻合。一方面檢視本自調機構的穩定性，另一方面可重複驗證氣體軸承進氣壓力與氣隙高度間的關係。由表 5-3 與圖 5.17 的分析比較圖表可發現，不論是左邊或右邊的氣體軸承，經 DAQ 電壓控制以調整比例閥出口壓力所產生的氣隙高度均較以手動閥調控氣體軸承進氣壓力的結果略高，其氣隙高度落差界於 $10\ \mu\text{m} \sim 21\ \mu\text{m}$ ，且變化趨勢一致。

表 5-3 不同壓力調節氣之氣隙高度比較表

Ps (kg/cm ²)		1	1.5	2	2.5	3
左位移量 (μm)	比例閥	116	132	155	173	188
	手動閥	106	124	142	159	176
右位移量 (μm)	比例閥	113	129	150	166	182
	手動閥	92	114	129	148	164

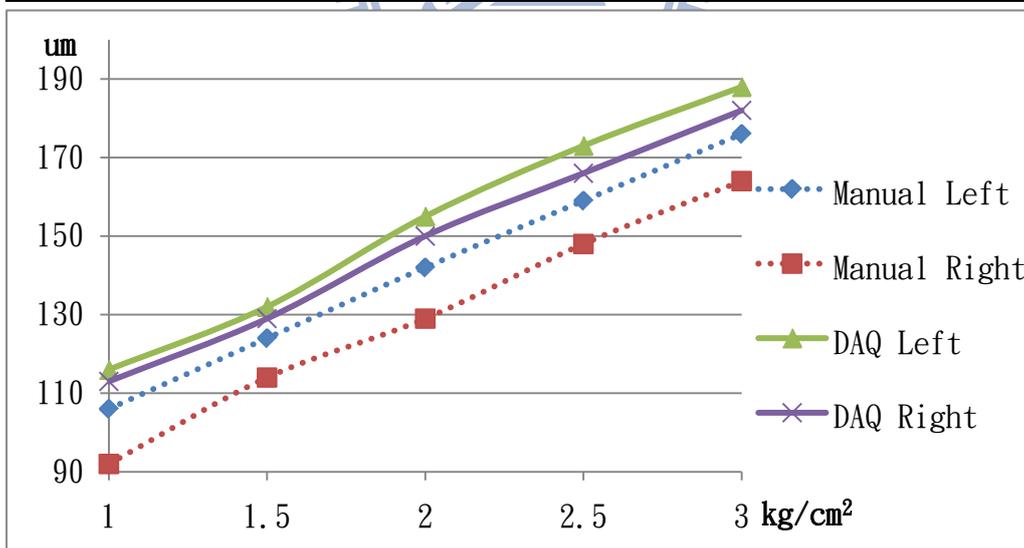


圖5.17 不同壓力調節氣之氣隙高度分析圖

以下即各別就Array陣列字串數據(DC)及Time wait的參數條件做不同的設定，以觀察自調機構其氣隙高度的變化響應與本氣隙自調機構於動態變化後可達的穩態精度。

比例閥出口氣體壓力 $1.2 \sim 3 \text{ kg. cm}^2$ 之動態響應

5.18圖所示即為左右氣體軸承各別輸出電壓在 $2 \sim 5\text{V}$ 間變化時的Profile (比例式調壓閥相對的出口氣體壓力為 $1.2 \text{ kg. cm}^2 \sim 3 \text{ kg. cm}^2$)。DAQ控制左右氣體軸承比例閥的初始電壓均設為 2V ，再於其後50組的字串數據中產生不同的電壓升降趨勢，右側氣體軸承於第24個Step時，達最大輸出電壓 5V ，以符合USB-6008的A0規格，然後在最末幾個Step中再使其回覆到相同的電位狀態，形成類似ADAMS雙邊氣隙推力模擬的效果。

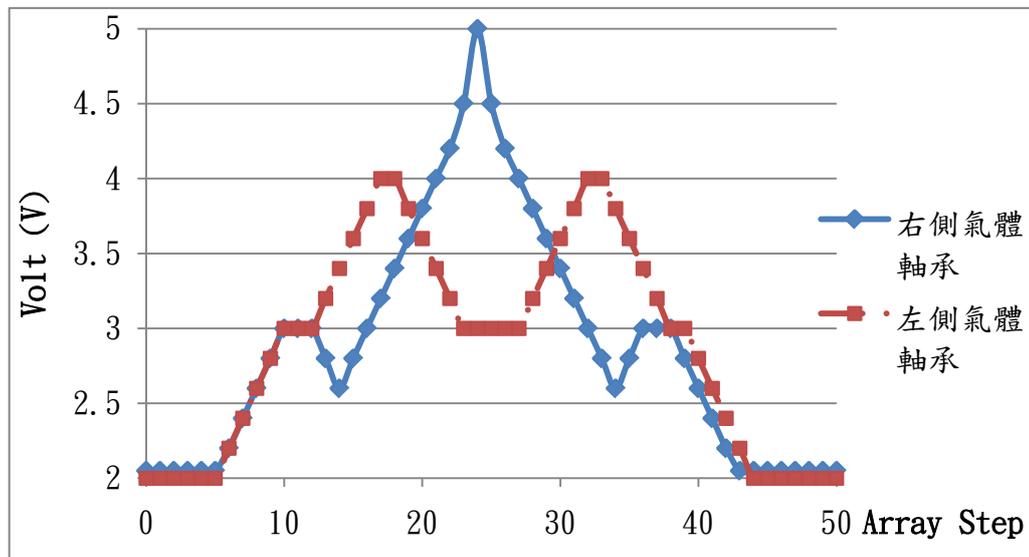


圖5.18 DAQ 2 ~ 5V Array陣列數據輸出

圖5.19為利用數位相機拍攝再以逐格播放的方式所記錄之 $2 \sim 5\text{V}$ Array陣列輸出的實驗數據，在LAVIEW程式執行的前幾個Step，左右2側氣體軸承的氣隙高度分別為 $125 \mu\text{m}$ 與 $126 \mu\text{m}$ ，並且保持此高度值直到DAQ控制電壓開始做升降變動後，其氣隙高度變化趨勢亦隨DAQ電壓輸出的Profile產生高底起伏，並於第25個Step時、右側氣體軸承的氣隙高度達到最高的 $192 \mu\text{m}$ ，在最末的幾個Step中、由於DAQ A00與A01的輸出電壓又回覆到初始的相同電位狀態，此時左右2側氣體軸承相應的氣隙高度皆穩定的保持在 $126 \mu\text{m}$ ，最終氣隙高度的可控穩態精度為 $1 \mu\text{m}$ 。從實驗結果可知，氣體軸承的氣隙高度變化趨勢與DAQ輸出電壓的Profile一致，唯其氣隙高度的曲線變化無法如電壓輸出的Profile一般呈線性反應，此現象應是受氣體及控制系統響應

速度及氣體可壓縮性的影響，另外自調機構在氣體軸承氣隙高度變化的過程中所產生的傾斜擺動也可能影響實際的氣隙高度值，因為、當一側的氣體軸承氣隙高度提高時，另一側的氣體軸承將因機構傾斜的關係而降低。

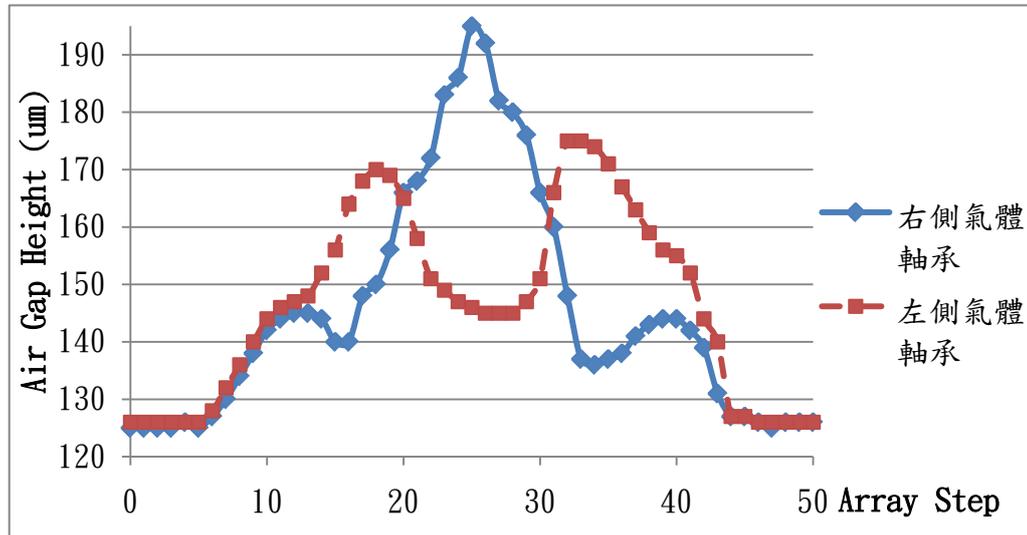


圖5.19 DAQ 2 ~ 5V，比例閥1.2 ~ 3 kg.cm²氣隙高度變化(150ms)

圖5.20與圖5.21則是在同樣的Array陣列數據輸出條件下，僅改變陣列數據的輸出間隔時間，其左右側氣體軸承氣隙高度變化的比較結果。從2張比較圖表可觀察，在不同間隔時間的情況下，氣體軸承所對應的氣隙高度變化趨勢仍一致，且隨著輸出間隔時間的拉長，氣隙高度變化曲線有愈趨近於Array陣列數據輸出Profile的趨勢。

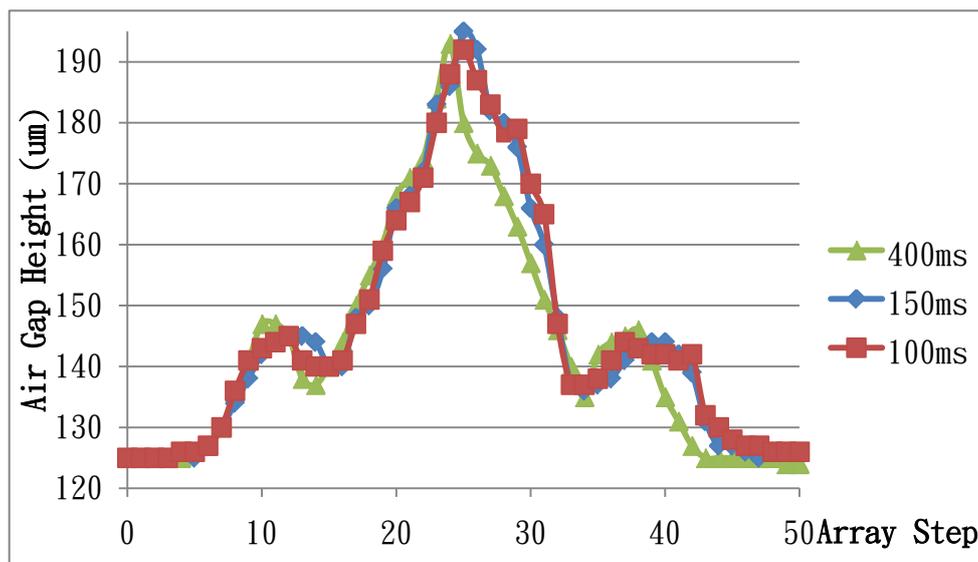


圖5.20 不同間隔時間下2 ~ 5V右側氣體軸承的氣隙高度變化

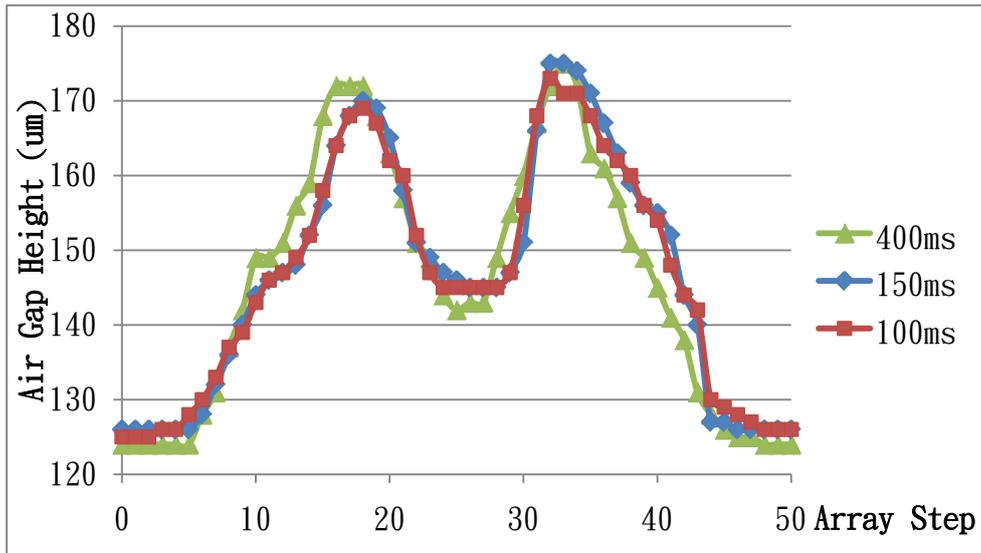


圖5.21 不同間隔時間下2 ~ 5V左側氣體軸承的氣隙高度變化

進一步分析左右2側氣體軸承在100ms與150ms於相同Step(即相同控制電壓)時的氣隙高度差，結果如圖5.22所示。在動態變化的前後幾組Step中其氣隙高度落差在 $1\mu\text{m}$ 內，在輸出電壓變化較大的中間這段區間，其氣隙高度落差最大達到 $5\mu\text{m}$ 。顯見輸出電壓(氣體軸承進氣壓力)的變化幅度對於氣隙高度的穩定性有相當大的影響。

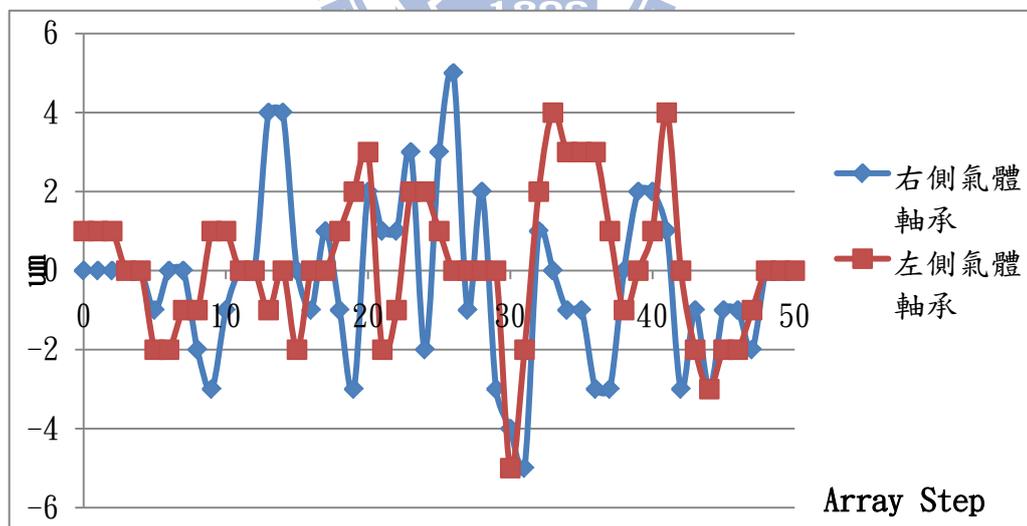


圖5.22 2 ~ 5V左右側氣體軸承氣隙高度差 - 100ms與150ms比較

比例閥出口氣體壓力 $1.2 \sim 1.5 \text{ kg. cm}^2$ 之動態響應

為進一步確認輸出電壓(氣體軸承進氣壓力)的變化幅度對於氣隙高度穩定性的影響，亦即本自調機構平面精度調整範圍的大小對於氣隙高度穩定性的影響，本文利用另一組Array字串數據進行實驗，以觀察並分析其結果。圖5.23所示即為另一組字串數據，左右氣體軸承各別輸出電壓的Profile縮小在 $2 \sim 3\text{V}$ 間變化(比例式調壓閥相對出口氣體壓力為 $1.2 \text{ kg. cm}^2 \sim 1.5 \text{ kg. cm}^2$)，DAQ控制左右氣體軸承比例閥的初始電壓仍為 2V ，再於其後50組的字串數據中產生不同的電壓升降趨勢，然後在最末幾個Step中再使其回覆到相同的電位狀態，形成類似ADAMS雙邊氣隙推力模擬的效果。

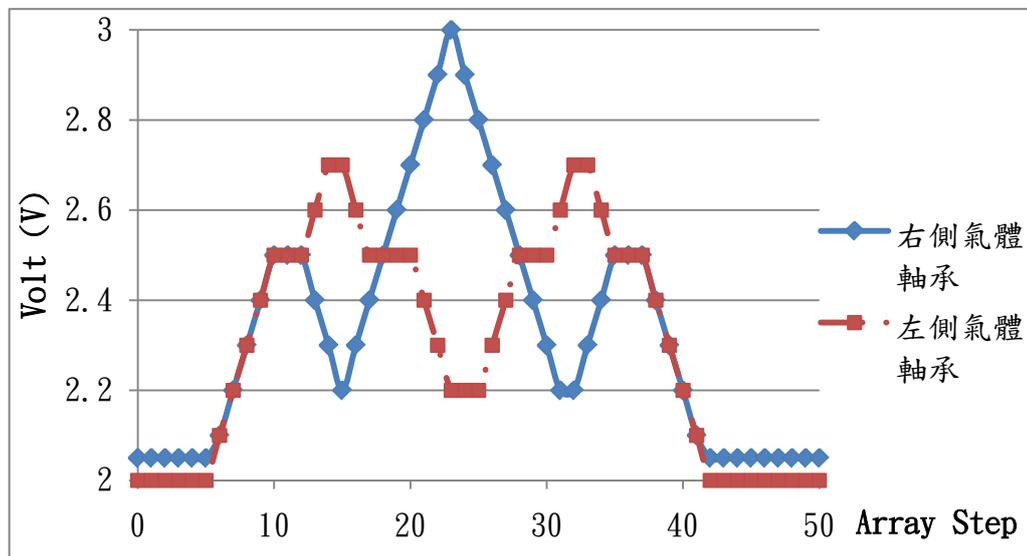


圖5.23 DAQ 2 ~ 3V Array陣列數據輸出

圖5.24為為利用數位相機拍攝再以逐格播放的方式所記錄之 $2 \sim 3\text{V}$ Array陣列輸出的實驗數據，在LAVIEW程式執行的前幾個Step，左右2側氣體軸承的氣隙高度分別為 $125 \mu\text{m}$ 與 $124 \mu\text{m}$ ，並且保持此高度值直到DAQ控制電壓開始做升降變動後，其氣隙高度變化趨勢亦隨DAQ電壓輸出的Profile產生高底起伏，並於第23個Step時、右側氣體軸承的氣隙高度達到最高的 $148 \mu\text{m}$ ，在最末的幾個Step中、由於DAQ A00與A01的輸出電壓又回覆到初始的相同電位狀態，此時左右2側氣體軸承相應的氣隙高度皆穩定的保持在 $125 \mu\text{m}$ 。從實驗結果可知，氣體軸承的氣隙高度變化趨勢仍與DAQ輸出電壓的

Profile一致，且氣隙高度的output曲線變化亦與Array Data input呈非線性反應，最終的氣隙高度穩態精度可控制在 $1\mu\text{m}$ 。

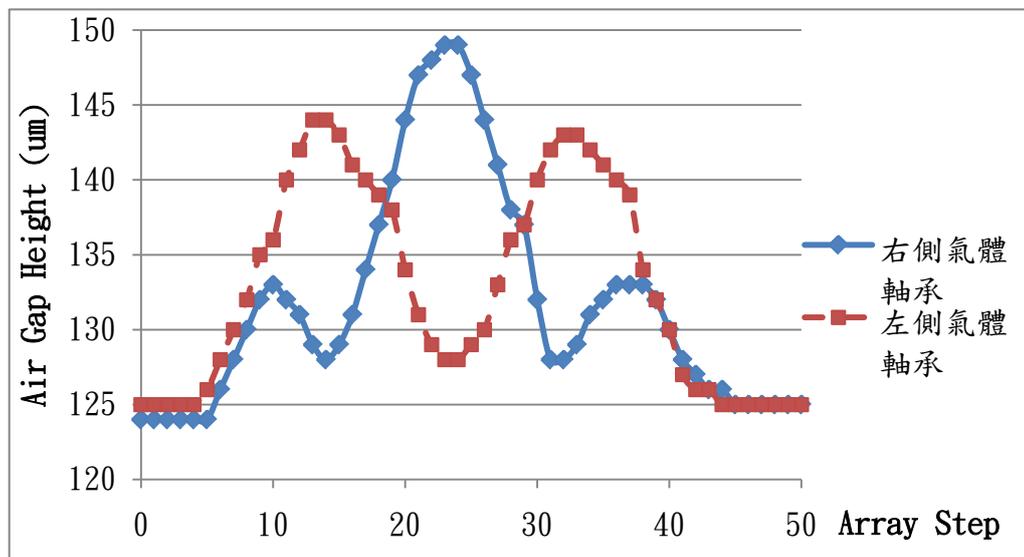


圖5.24 DAQ 2 ~ 3V，比例閥 $1.2 \sim 1.5 \text{ kg. cm}^2$ 氣隙高度變化(150ms)

進一步觀察不同陣列數據輸出間隔時間，其左右側氣體軸承氣隙高度變化的狀況。其結果如圖5.25與圖5.26所示。從2張比較圖表可觀察，在不同間隔時間的情況下，氣體軸承所對應的氣隙高度變化趨勢仍一致，100ms間隔時間所呈現氣隙高度曲線變化的output與Array Data input呈非線性反應，亦較150ms間隔時間的結果來得明顯。

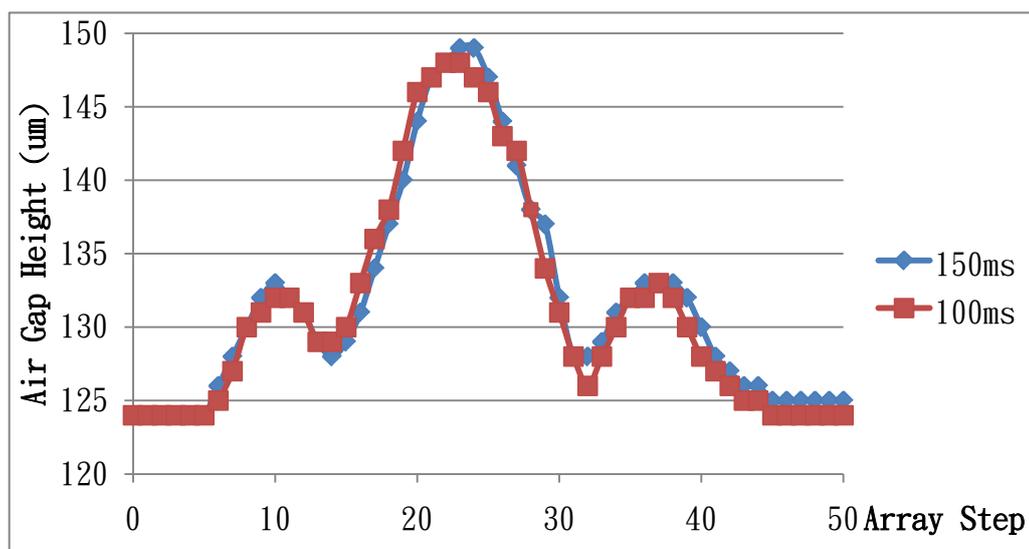


圖5.25 不同間隔時間下2 ~ 3V右側氣體軸承的氣隙高度變化

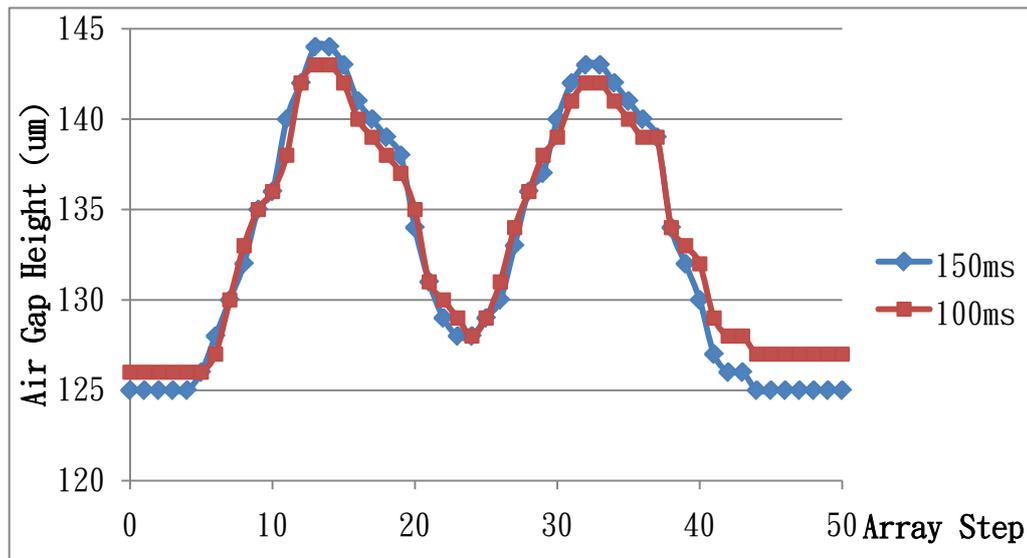


圖5.26 不同間隔時間下2 ~ 3V左側氣體軸承的氣隙高度變化

進一步分析左右2側氣體軸承在100ms與150ms於相同Step(即相同控制電壓)時的氣隙高度差，結果如圖5.27所示。在動態變化的前後幾組Step中其氣隙高度落差在 $2\mu\text{m}$ 內，在輸出電壓變化較大的中間這段區間，其氣隙高度落差最大則縮小到 $3\mu\text{m}$ 。與圖5.22做比較，可見較大幅度的氣隙高度變化，或者說較大平面精度的調整範圍，對於氣隙高度穩定性確有影響。

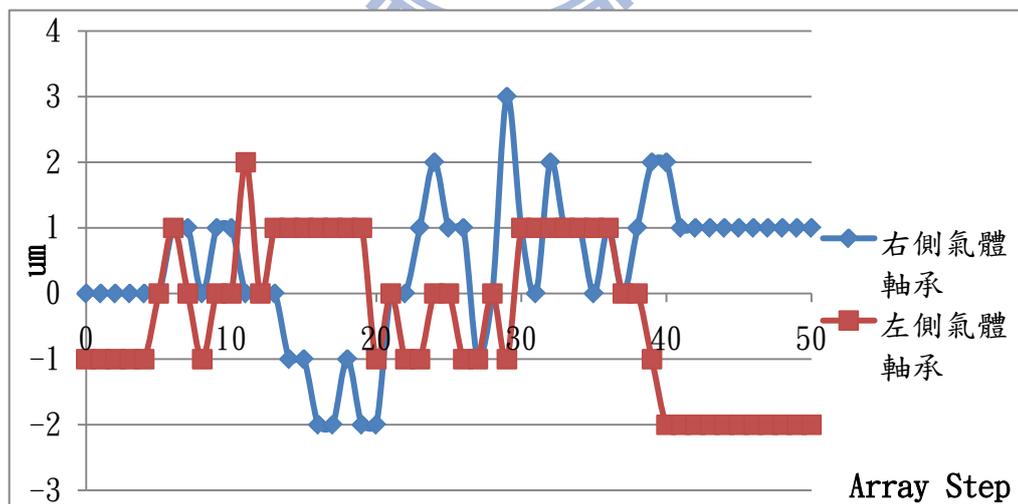


圖5.27 2 ~ 3V左右側氣體軸承氣隙高度差 - 100ms與150ms比較

第六章 討論與未來展望

6.1 結果與討論

本文就精密機械及量測設備中常見的誤差型式及誤差補償的方法中，某些特定場合即使使用機械設計或精密裝配的手段，或利用控制器進行即時的運動補償也很難以達到良好精度誤差控制之類似案例，運用氣靜壓氣體軸承及簡易的彈簧質量系統的工作原理，設計出一種具一維方向平面精度保持功能的自調機構。由理論推導及實驗結果證明，經由進氣壓力的控制以調節氣體軸承氣隙高度進而達成平面精度保持和修正的目的為可行的做法。以下為本文所得結論：

1. 本文以理論計算與簡易計算2種不同的方法計算氣體軸承的理論氣浮推力以及氣隙流量。結果顯示，經簡易計算法所得的計算值、不論是在氣浮推力或者是氣隙流量上，均較理論計算法略高，但整體而言，理論計算與簡易計算法的結果及趨勢均仍十分接近。
2. 由本文之理論推導及靜態實驗結果可知，影響氣體軸承工作效能的主要因子為氣隙流量，欲得到較高的氣隙高度以提升自調機構的平面自調範圍，即需提高氣體軸承的進氣壓力以及氣隙流量，因此，整體供氣系統的供氣流量配置需要相當的被注意及確認，避免造成氣流量前後供需上的失衡。本文在實驗過程中即曾經因為實驗場所的供氣源以及氣體軸承進氣孔的大小與配管管徑的因素，一度造成靜態實驗結果與理論計算值落差過大而無法繼續下去的情況。
3. 本自調機構經動態實驗證明，可以順利的利用比例伺服閥對氣體軸承控制進氣壓力，進而帶動平台的上下移動，達成平面精度保持和修正的目的。實驗證明此自調機構於 $1.2 \text{ kg. cm}^2 \sim 3 \text{ kg. cm}^2$ 的進氣壓力條件下，相應之工作高度為 $125 \mu\text{m} \sim 192 \mu\text{m}$ ，可達之平面自調精度為 $1 \mu\text{m}$ 。但，如整體觀察在不同的實驗時間以及不同的進氣壓力調節範圍與系統控制響應時間的條件下，比對本自調機構在初始及結束前的幾個穩態電壓Step之相應氣隙高度時發現，雖然DAQ的輸出控制電壓相同，但得到的

氣隙高度值卻有著 $1\mu\text{m} \sim 4\mu\text{m}$ 的落差，顯見單純以Open Loop的方式應用於此氣隙自調機構的控制上，氣隙高度的重現性並無法被完全控制。

4. 比對動態實驗過程中的參數調整及結果可發現，系統的控制時間以及氣隙高度變化幅度(平面精度的調整範圍)，對於自調機構氣隙高度的穩定性以及重現性有所影響。較小的氣隙高度變化幅度與較長的系統控制時間有利於得到相對穩定的平面自調控制結果。

本文所設計出的氣隙自調機構，可經由進氣壓力的調控達成 $1\mu\text{m}$ 的平面精度補償及保持的功能，但仍存在 $1\mu\text{m} \sim 4\mu\text{m}$ 的穩態誤差。雖然 $4\mu\text{m}$ 的精度誤差已可滿足一般工具機的工作台面精度規格，但對於需要更精密相對平面精度的微細加工機或AOI檢測設備而言， $4\mu\text{m}$ 的平面精度誤差值可能僅剛好落在需求規格的邊緣。因此、如欲在未來將其推廣應用到制式設備或儀器上時，自調機構的相關結構組成與控制系統架構仍需要再做一些更完整的估算與設計，方能使其自調效能發揮的更精細且穩定。

6.2 未來發展方向

延續本研究已完成部分提出以下幾點未來的研究方向與工作議題：

1. 氣體軸承節流孔徑與幾何外形尺寸的最佳化：

節流器的設計為靜壓型氣體軸承的發展重點。本自調機構的工作原理為利用氣體軸承之氣隙高度空間來調整修正平面精度，於此應用我們希望所設計出的氣浮平台氣隙自調機構其可產生的氣隙高度越大越好，以期達到較大的平面精度修正範圍。然則，氣隙高度越高則相對氣隙流量也就越大，因此，有必要針對氣體軸承與節流閥之幾何形狀、尺寸進行最佳化的研究，以期在最小的氣隙流量下亦可得到最理想且穩定氣隙高度。

2. 加入閉迴路系統控制與補償功能：

由於目前的動態實驗是利用LABVIEW陣列數據配合間隔時間以控制DAQ AO及比例閥的輸出，進而模擬本機構氣隙自調的狀態。雖經實驗結果證明可達

之平面自調精度為 $1\ \mu\text{m}$ ，然、氣隙高度的重現性仍存在 $1\ \mu\text{m} \sim 4\ \mu\text{m}$ 的不穩定誤差，因此建議之後的研究方向可以加入PID、模糊控制(fuzzy control)等類似的閉迴路系統予以回饋補償以達到更完善的系統控制，必然可提高自調精度並減少穩態誤差。

3. 機構模組與控制系統微幅修改以達2維自由度的真正平面精度控制：

本文運用2組獨立氣體軸承的氣隙高度響應已可達到一維方向的平面修正，然則、真正的平面修正應該至少要有2個維度以上的修正功能方能達成。因此建議之後的研究可就本機構模組與控制系統之設計概念做微幅修改，將氣體軸承與Sensor檢測點獨立成3或4組，即可進行2維度的真正平面自調控制。



參考文獻

- [1]陸芷琪，“氣靜壓軸承之特性分析及最佳化”，中原大學機械工程學系碩士學位論文，2006。
- [2]楊加風，” 氣體軸承節流孔口之氣體質流量 CFD 分析與實驗研究” ，雲林科技大學機械工程系碩士班，2003。
- [3]施克明，“氣靜壓軸承用補償式節流器之設計開發與特性探討”，國立臺灣大學機械工程學研究所碩士論文，2004。
- [4]Hiroshi Mizumoto，“Active inherent restrictor for air-bearing spindles，” Precision Engineering，1996。
- [5]K. C. Fan, C. C. Ho and J. I. Mou，“Development of a multiple-micro hole aerostatic air bearing system”，Journal of Micromechanics and Micro engineering，Vol. 12, No. 5, Sep. 2002。
- [6]吳龍朋，” 自走式氣浮平台之研製”，國立臺灣大學工學院機械工程學研究所碩士論文，2007。
- [7]廖家宏，” 創新進氣結構氣浮平台之設計與分析”，國立清華大學動力機械工程學系碩士班，2007。
- [8]Y. Zhang， K. Kawashiwa， T. Fujita and T. Kagawa， ” Development of an air servo displacement sensor”，journal of Precision Engineering，Vol. 28, No. 4, Oct. 2004。
- [9]黃啟華，“虛擬口形氣浮導軌之精密線性滑動平台特性分析”，國立雲林科技大學機械工程研究所碩士論文，2001。
- [10]王靖霈，” 三軸工具機誤差分析及量測”，國立成功大學機械工程研究所碩士論文，2002。
- [11]林呈彰，“精密機械空間誤差量測與補償”，全華圖書有限公司，2002。
- [12]范光照，” 精密機械精度檢測”，國立臺灣大學工學院機械工程學研

- 究所，2009。
- [13] 范光照，” 2008精密機械現況與未來” ，國立臺灣大學工學院機械工程學研究所，2008。
- [14] 十合晉一，氣體軸承從設計到製造，復漢出版社，1985。
- [15] 蘇雅玲，” 氣靜壓軸承式氣壓缸及定位平台設計與控制之研究” ，國立成功大學機械工程研究所碩士論文，2005。
- [16] Mayer, J. J. E. and Shaw, M. C. , “Characteristics of an Externally Pressurized Bearing Having Variable External Flow Restrictors” , Journal of Basic Engineering, June, 1963。
- [17] Mohsin, M. E. , UK Patent Specification 1, 027, 395, April 27, 1966。
- [18] Eric Jozef Blondeel, Brugge, Belgium, ” Fluid Bearing” , United states patent, 1997。
- [19] “超精密氣浮定位工作台技術-氣浮系統動力與控制” ，何學明等著，華中科技大學出版社，2008。
- [20] 顏安慶，” 方形氣體軸承與口形氣浮導軌之特性分析” ，國立雲林科技大學機械工程研究所碩士論文
- [21] 黨根茂， “氣體潤滑技術” ，東南大學出版社，1990。
- [22] 劉福田，” 矩形氣體軸承在氣靜壓導軌的應用” ，國立彰化大學工業教育碩士班碩士論文，2001。
- [23] Alexander H. Slocum, Precision Machine Design <Chapter 9> Prentice-Hall international, Inc. 1992
- [24] 鄭璧瑩、楊敬明，「TFT LCD廠自動化之非接觸式氣浮傳送技術介紹」，電子期刊，2010年5月號。
- [25] 黃運琳，精械振動概論與實務，五南圖書出版有限公司，2009。
- [26] 傅增棣，ADAMS基礎應用手冊，高立圖書有限公司，2004。

[27]NI USB-6008 6009 User Guide , ni.com/manuals

[28]美商國家儀器股份有限公司 , <http://www.ni.com>

[29]LABVIEW , Data Acquisition Course Manual



附錄A 自調機構設計圖面

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date

C
B
A

項次編號	零件名稱	數量
1	Base Plate	1
2	EF3060	1
3	Down Plate	1
4	Air Bearing	2
5	Up Plate	1
6	Guide Shaft	4
8	Support Plate	1
9	Spring	4
10	GT-H10L	2
11	Teat Plate	1
12	Cylinder Fixed	1
13	PPT-SD10-10-TP本體	1
14	Sensor座	1
15	滑塊	1
16	Guider Plate	1
17	Hinge Fixed	1
19	Stoper	1
20	Stop	1

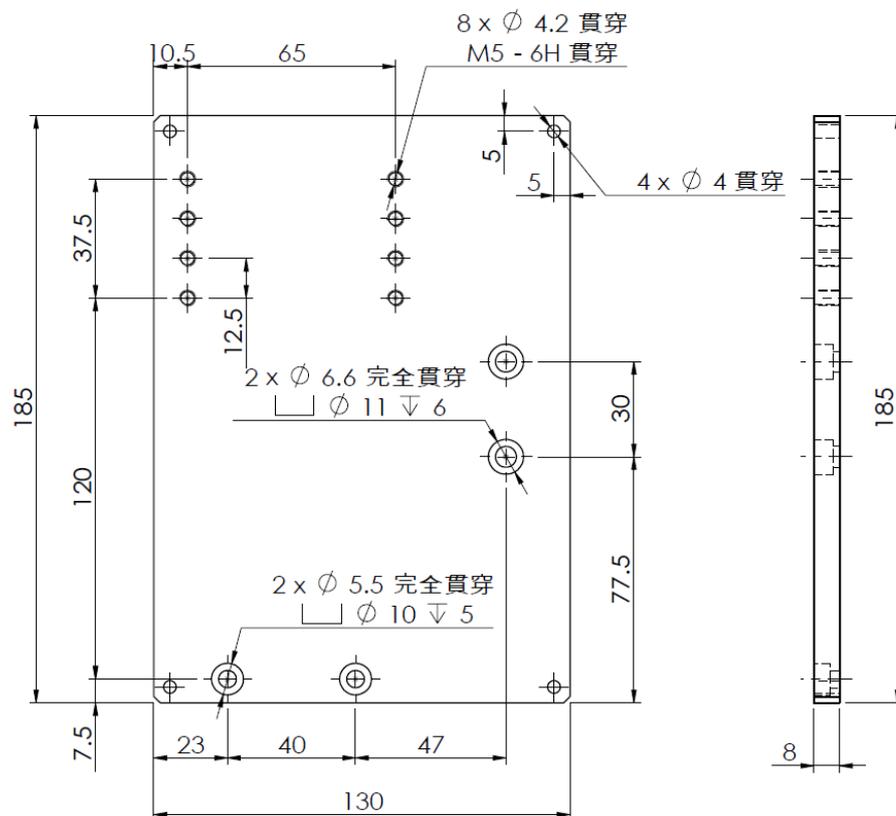
Common Table			
Dim \ Class	A	(B)	C
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved	
楊敬明	鄭壁瑩			

Confidential	Material:	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構		
	Finish:	Part Name: 總組立圖		
	Unit: (m/m)	Parts No:	Sht.	A4
	Scale 1:2	Assembly	1/1	

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date

~ (▽)



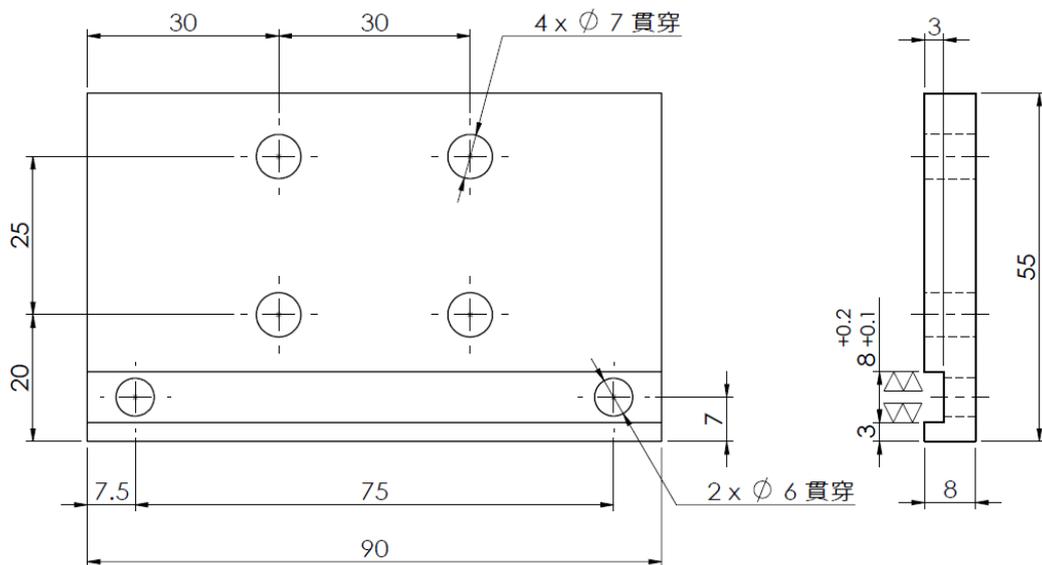
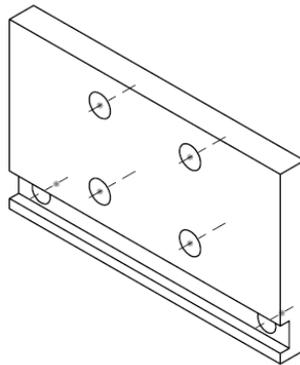
註記：
 1.請去除所有端面之銳角，導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷。

Common Table			
Dim \ Class	A	(B)	C
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved				
楊敬明	鄭璧瑩						
Confidential		Material: AL6061		Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
		Finish:		Part Name: 底板			
Scale 1:2		Unit: (m/m)		Parts No: Base Plate		Sht. 1/1	A4

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date

▽ (▽)

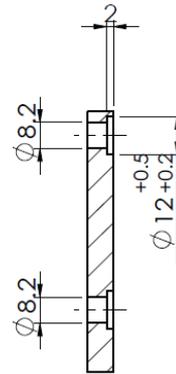
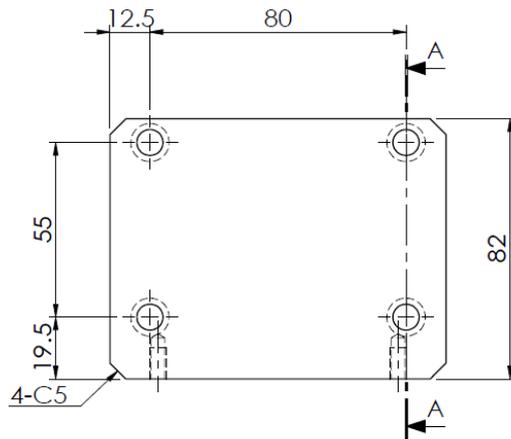


Common Table			
Class	A	(B)	C
Dim			
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

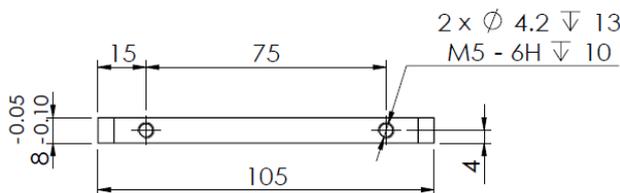
註記：
 1.請去除所有端面之銳角,導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷.

Drawing	Design	Concurred	Approved	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
楊敬明	鄭壁瑩			Part Name: 固定板			
Confidential	Material: AL6061			Parts No: Support Plate			
	Finish:			Sht. 1/1	A4		
	Scale 1:1			Unit: (m/m)			

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date



剖面圖 A-A



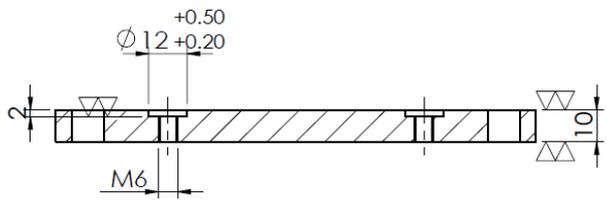
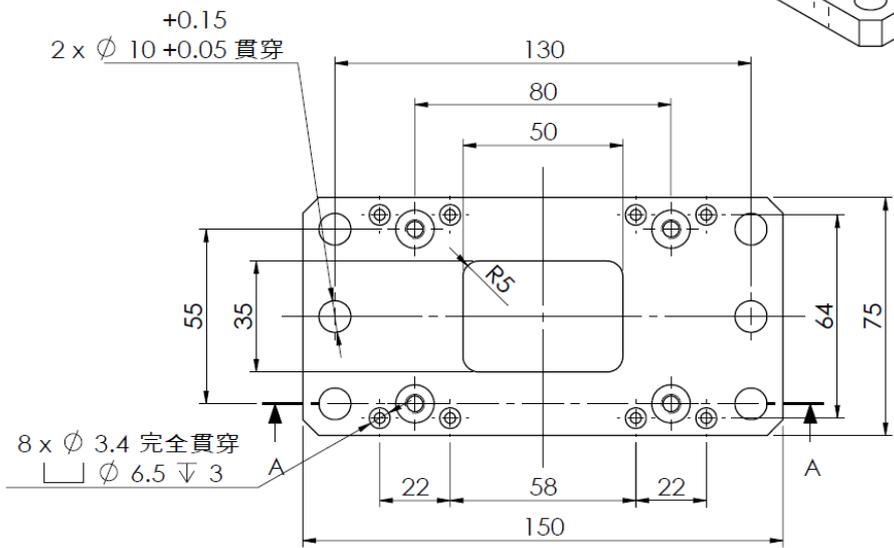
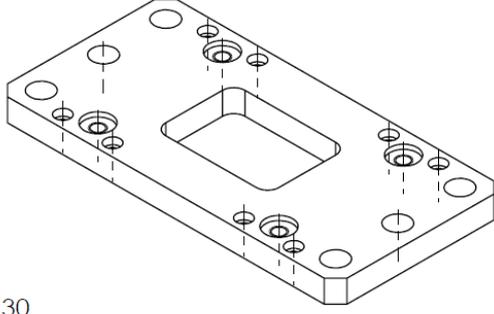
註記：
 1.請去除所有端面之銳角，導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷。

Common Table			
Dim \ Class	A	(B)	C
L≤3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L≤6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L≤16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L≤30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L≤120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L≤315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L≤1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L≤2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
楊敬明	鄭璧瑩			Part Name: 上固定板			
Confidential	Material: AL6061			Parts No: Up Plate			
	Finish:			Sht. 1/1		A4	
	Scale 1:2			Unit: (m/m)			

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date

▽ (▽)



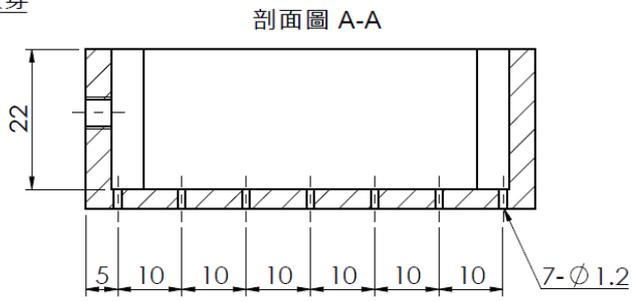
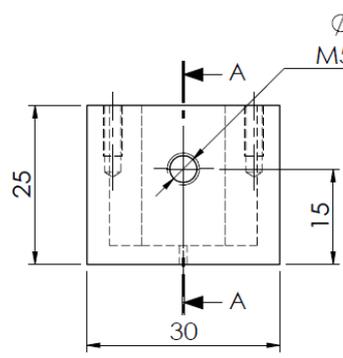
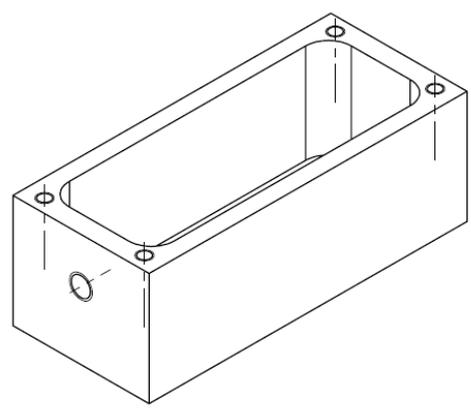
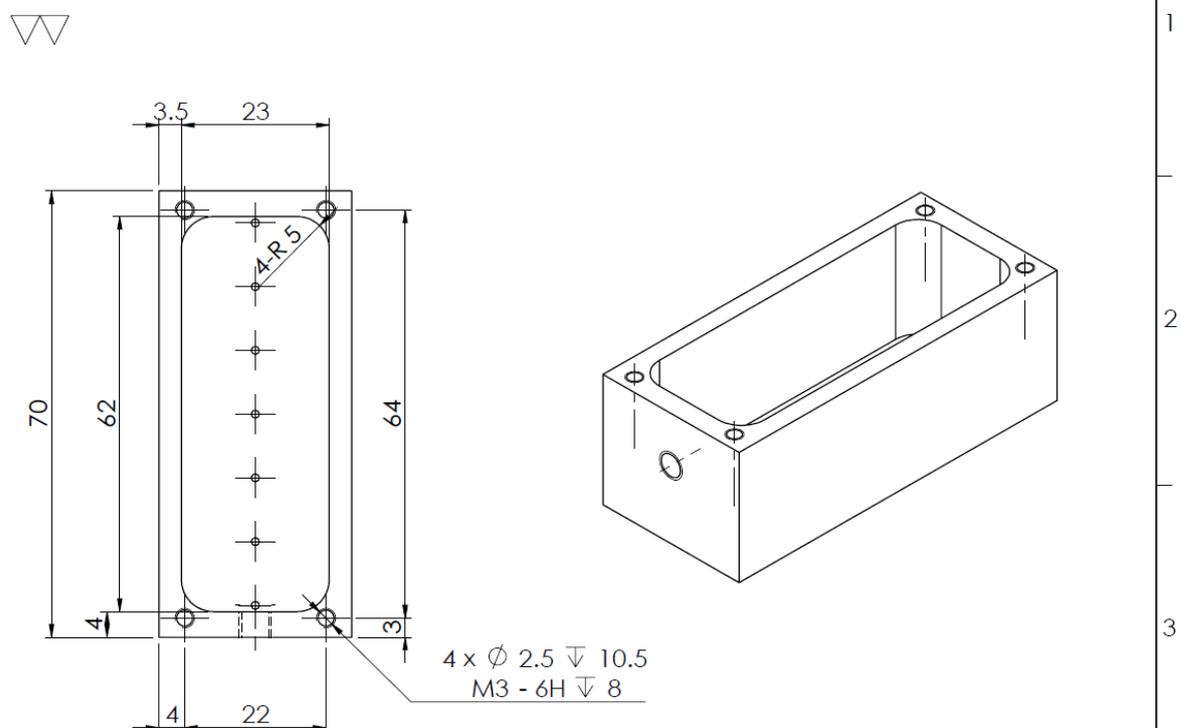
剖面圖 A-A

註記：
 1.請去除所有端面之銳角，導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷。

Common Table			
Dim \ Class	A	(B)	C
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
楊敬明	鄭壁瑩			Part Name: 下固定板			
Confidential		Material: AL6061		Parts No: Down Plate		Sht. 1/1	A4
	Scale 1:2	Unit: (m/m)					

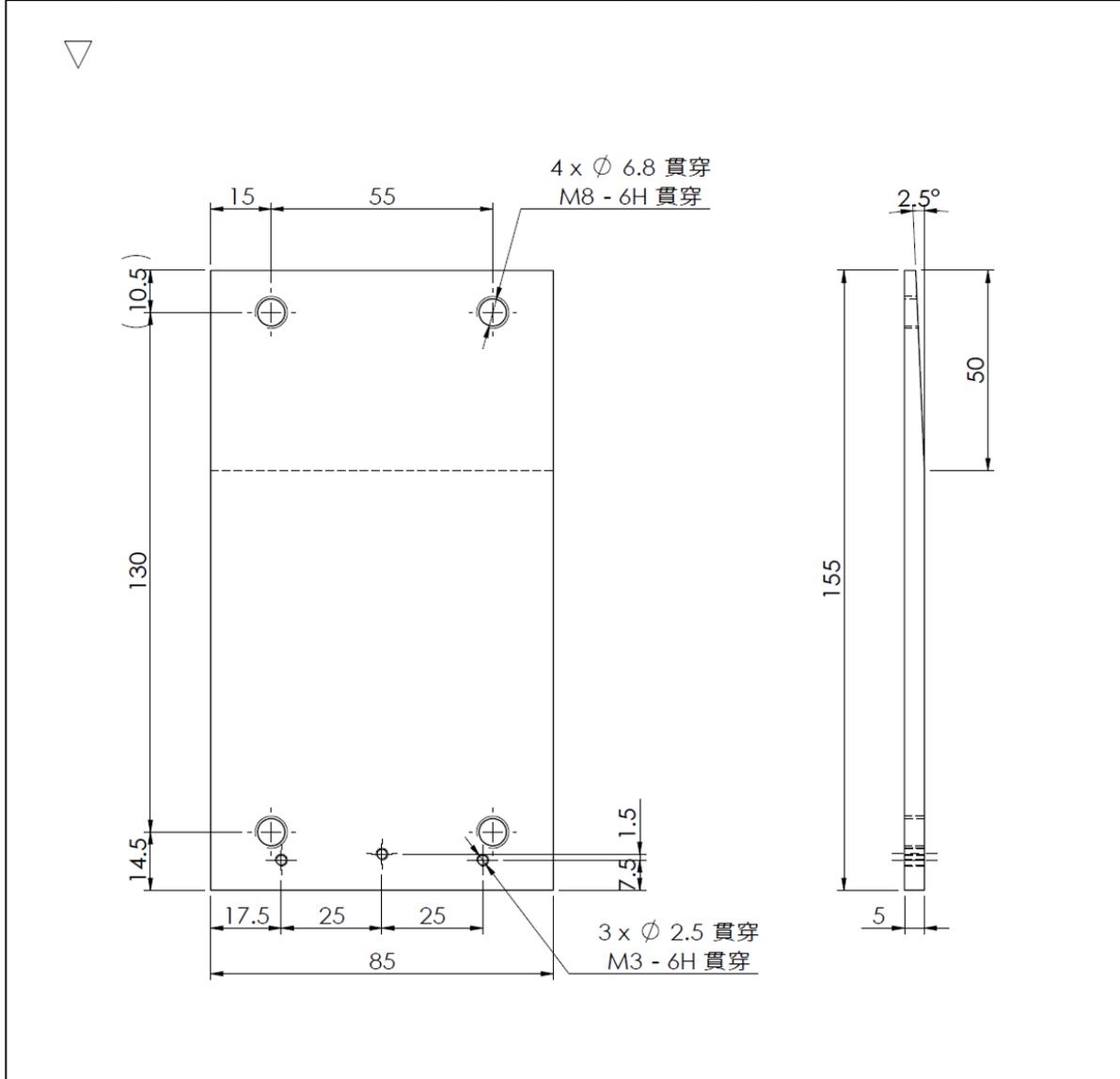
REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date



Common Table			
Dim \ Class	A	(B)	C
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構
楊敬明	鄭壁瑩			Part Name: 氣體軸承
Confidential	Material: AL6061	Parts No: Air Bearing		
Scale 1:1	Finish:	Sht. 1/1	A4	
	Unit: (m/m)			

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date

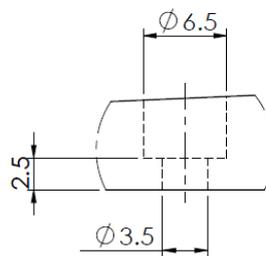
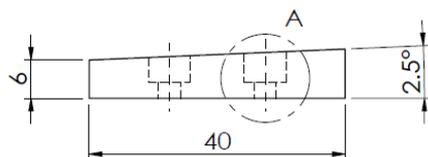
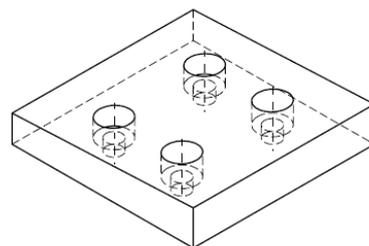
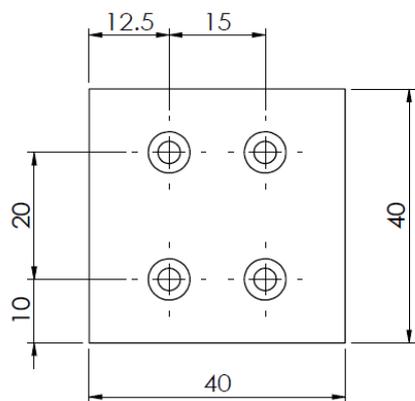


註記：
 1.請去除所有端面之銳角，導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷。

Common Table			
Dim \ Class	A	(B)	C
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
楊敬明	鄭璧瑩			Part Name: 測試板			
Confidential	Material: AL6061			Parts No: Teat Plate		Sht. 1/1	A4
Scale 1:1.5	Finish:	Unit: (m/m)					

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date

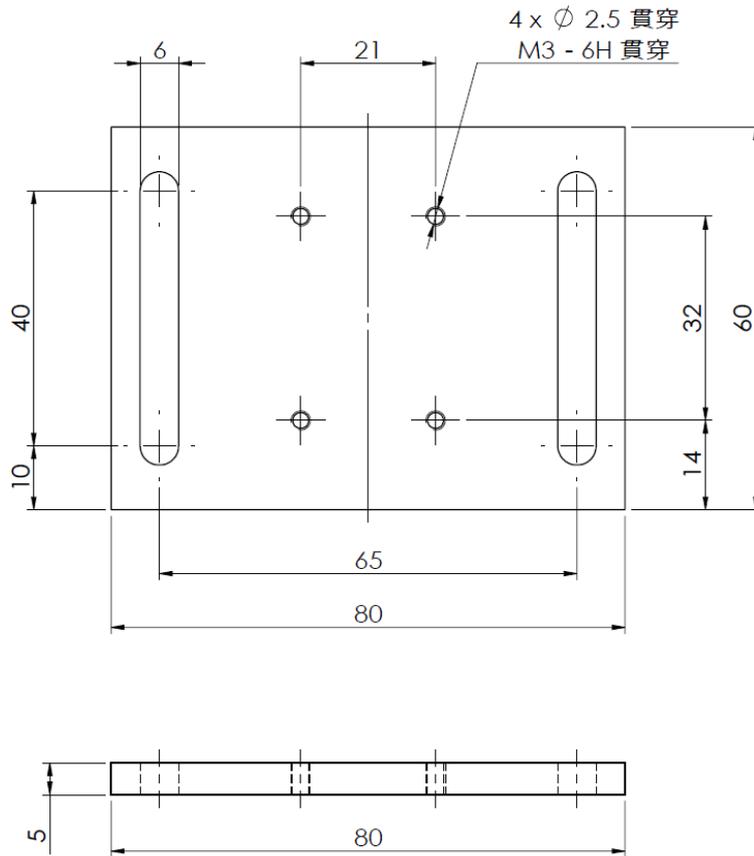


細部放大圖 A
比例 2 : 1

Common Table			
Class	A	(B)	C
L ≤ 3	±0.05	±0.1	±0.2
3 < L ≤ 6	±0.05	±0.1	±0.2
6 < L ≤ 16	±0.1	±0.15	±0.3
16 < L ≤ 30	±0.1	±0.2	±0.5
30 < L ≤ 120	±0.15	±0.3	±0.8
120 < L ≤ 315	±0.2	±0.5	±1.2
315 < L ≤ 1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000 < L ≤ 2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved					
楊敬明	鄭璧瑩							
Confidential	Material: AL6061			Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構				
	Finish:			Part Name: 平面導塊				
	Scale 1:1	Unit: (m/m)			Parts No: Guider Plate		Sht. 1/1	A4

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date



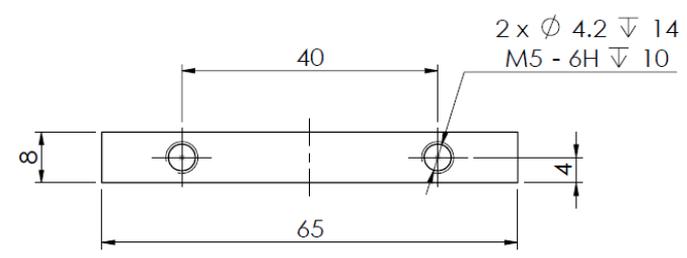
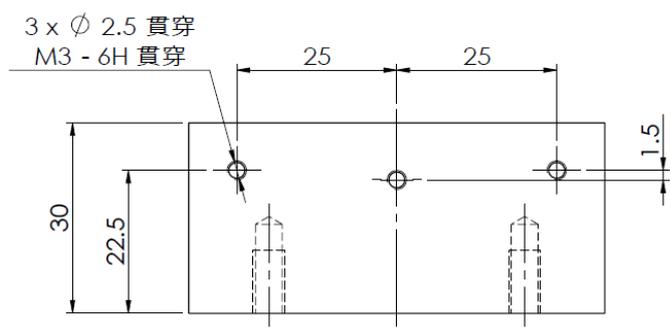
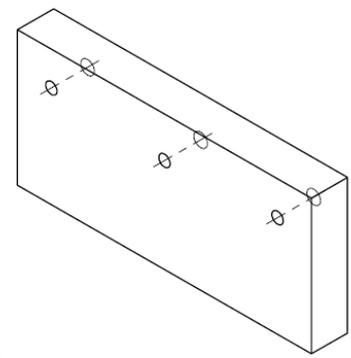
註記：
 1.請去除所有端面之銳角,導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷.

Common Table

Dim \ Class	A	(B)	C
L<=3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L<=6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L<=16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L<=30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L<=120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L<=315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L<=1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L<=2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved				
楊敬明	鄭壁瑩						
Confidential	Material: AL6061			Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
	Finish:			Part Name: 氣缸座			
	Unit: (m/m)			Parts No: Cylinder Fixed		Sht. 1/1	A4

REV	ECR NO.	DESCRIPTION	Drawing	Designed	Concurred	Approved	Date



註記：
 1.請去除所有端面之銳角,導角為C0.5
 2.外觀面請勿刮傷.

Common Table			
Class	A	(B)	C
Dim L≤3	±0.05	±0.1	±0.2
3<L≤6	±0.05	±0.1	±0.2
6<L≤16	±0.1	±0.15	±0.3
16<L≤30	±0.1	±0.2	±0.5
30<L≤120	±0.15	±0.3	±0.8
120<L≤315	±0.2	±0.5	±1.2
315<L≤1000	±0.5	±0.8	±2.0
1000<L≤2000	±1.0	±1.2	±3.0

Drawing	Design	Concurred	Approved	Initial Model: 創新氣浮平台氣隙自調機構			
楊敬明	鄭壁瑩			Part Name: 固定座			
Confidential		Material: AL6061		Parts No: Hinge Fixed		Sht. 1/1	A4
Scale 1:1		Unit: (m/m)					