

主動隔振技術簡介

劉雲輝¹ 吳偉豪

南台科技大學 機械工程學系

1. 前言

近來由於半導體製程趨向奈米等級，儀器設備對於地板振動隔離的要求等級也不斷地提升，傳統的隔振技術已經漸漸地不符合實際的需要，所以國際先進隔振產品廠商紛紛投入主動隔振控制技術的研發，以協助高科技奈米級儀器設備產業的發展。對於結構第一自然頻率超過 20、30 Hz 的多數儀器設備而言，4Hz 以下之低頻率振動在經過設備儀器結構體時，已經大幅衰弱而沒有明顯的影響，基於此種觀點，一些研究者如 Gordon[1]以及 Amick [2]所提出之一般先進儀器設備所要求之振動規範都只考慮 4 Hz 以上的振動，而且認為 4~8 Hz 範圍之振動規範要求亦可放寬。他們依照不同量測與製程的情形，提出了 VC-A 至 VC-E，五種振動規範等級，作為儀器設備之地板振動隔離所需的參考規範。然而對於現代與未來微奈米等級的精密機械儀器而言，許多都對 4 Hz 以下的低頻率振動十分敏感，變化緩慢的低頻率振動可能對於承載重要元件的樑結構造成類似靜態彎曲的明顯位移，造成系統內各個元件的相對運動進而影響設備儀器的功能。這些傳統微振動準則逐漸不符合實際的需要，因而美國國家標準及技術研究院(National Institute of Standards and Technology, NIST)之先進量測實驗室(Advanced Measurement Laboratory, AML)提出了兩項更嚴格的振動規範，分別為 NIST-A 及 NIST-A1，參考圖 1。其中 NIST-A 在 20Hz 以上與 VC-E 相同，但是在 20Hz 以下則規範其環境微振動位移不可超過 0.025 μm ，適用於奈米等級之檢測機台如 AFM、SEM、SPM 等；而 NIST-A1 則要求在 5Hz 以上之環境微振動速度不可超過 0.75 $\mu\text{m}/\text{sec}$ ，適用於次世代奈米製程儀器開發之環境要求[3-5]。表一則是通用振動規範的說明與應用情形。

傳統被動式隔振系統典型的傳遞率如圖 2 的紅線，雖然可以有效隔離地板中高頻率的振動，但是有自然頻率共振放大的問題，目前國內隔振器製造廠商多以此類產品為主；藍色線是採用傳統增加阻尼抑制自然頻率共振，此方法卻會減緩下降率(Roll-off rate)，降低中高頻帶的隔振效能；運用天鈎式阻尼(sky-hook damper)主動隔振控制技術，可以大幅抑制自然頻率共振，卻不會劣化中高頻帶的隔振效能，如綠色線。

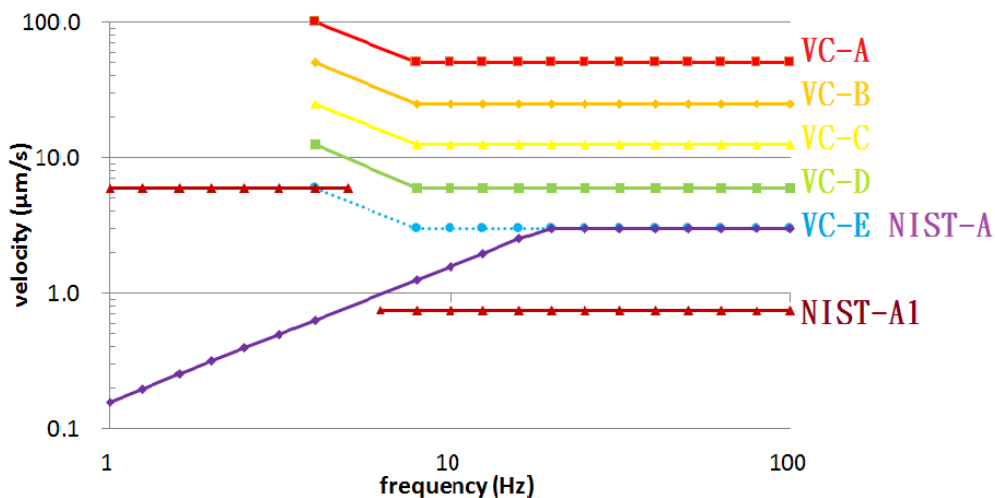


圖 1: 最新之振動敏感設備的通用振動規範(VC) [4]

¹ 副教授 yhliu@mail.stust.edu.tw

表一：通用振動規範的說明與應用 [4]

Category	Criterion	Definition	Space Type
Human Sensitivity	IOS Office	400 to 800 $\mu\text{m/s}$ (16000 to 32000 $\mu\text{in/s}$)	Research Offices, Computer Modeling
Generic General Laboratory	VC-A	50 $\mu\text{m/s}$ (2000 $\mu\text{in/s}$) , relaxed below 8 Hz	Generic Laboratory Space, Optical Microscopes, Epitaxy, CVD
	VC-B	25 $\mu\text{m/s}$ (1000 $\mu\text{in/s}$) , relaxed below 8 Hz	
	VC-C	12.5 $\mu\text{m/s}$ (500 $\mu\text{in/s}$)	Photolithography, Nanofabrication
Highly Sensitive	VC-D	6 $\mu\text{m/s}$ (250 $\mu\text{in/s}$)	Metrology, Surface Characterization, SEM, SPM, AFM
	VC-E	3 $\mu\text{m/s}$ (125 $\mu\text{in/s}$)	
NIST-A	0.025 μm (1 μin) displacement for $1 \leq f \leq 20\text{Hz}$; 3 $\mu\text{m/s}$ (125 $\mu\text{in/s}$, or VC-E) velocity for $20 < f \leq 100\text{Hz}$		
Ultra-Sensitive	NIST-A1	6 $\mu\text{m/s}$ (250 $\mu\text{in/s}$) for $f \leq 5\text{Hz}$; 0.75 $\mu\text{m/s}$ (30 $\mu\text{in/s}$) for $5 < f \leq 100\text{Hz}$	Instrument Development

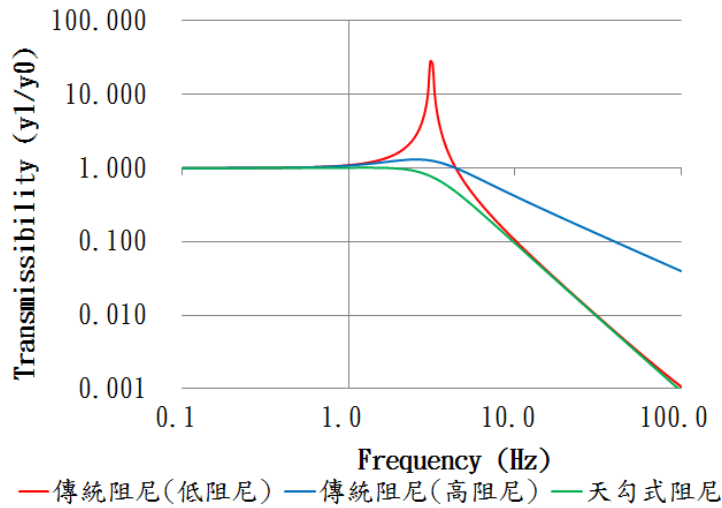


圖 2: 不同隔振技術之傳遞率性能比較

目前半導體先進顯影製程要求的振動規範多數落在 VC-E，而一般半導體廠房地板振動約為 VC-A 或 B 的等級，如圖 3 的綠色直條。使用傳統被動式隔振器雖然可以隔離掉中高頻地板振動，卻有自然頻率共振放大振動的問題(藍色直條)，造成低頻範圍不符合 VC-E 規範要求；若是搭配主動隔振技術，就可以有效抑制此自然頻率共振，達到所需的地板振動隔離要求(紅色直條)，提升等級至 VC-E。

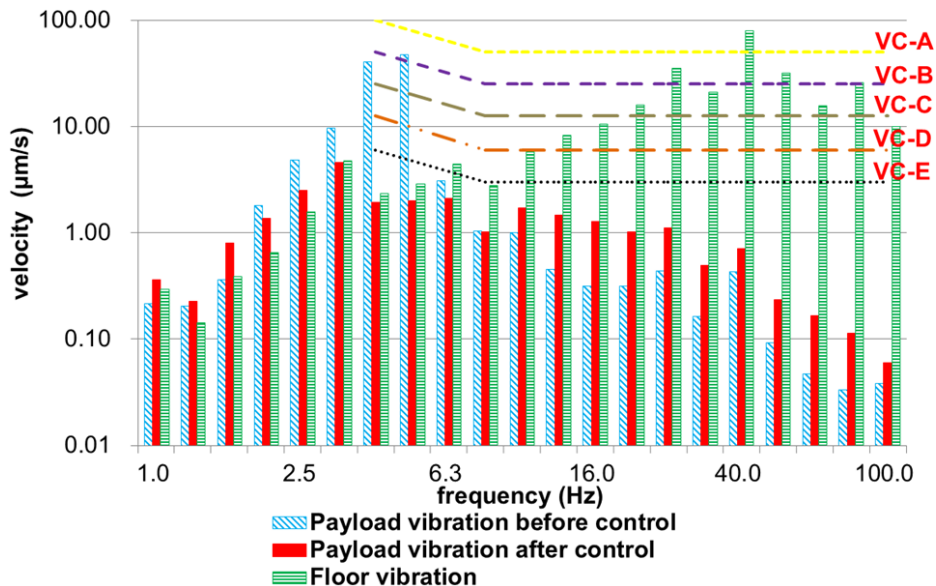


圖 3: 本實驗室已建立之主動隔振關鍵技術，在控制前後之平台上與地板之垂直振動 $\frac{1}{3}$ 八音帶頻譜圖(One-Third Octave Band)

另外亦有負剛性被動隔振機構的設計，運用結構挫曲造成剛性降低的原理，設計一特殊機構使其在特定負載之下，剛性降至極低，運用此機構可設計開發一個自然頻率極低的隔振承載系統。參考圖 4，在彈簧的垂直方向上安裝一片薄板，當薄板軸向施加力量 F 達到臨界值時，薄板會產生挫曲現象(即薄板成為負剛性結構)，造成整體剛性的降低。若是彈簧剛性為 k_s ，薄板挫曲後之剛性為 $-k_n$ ，而兩者並聯後之整體剛性為 k_t ，則

$$k_t = k_s + (-k_n) \quad (1)$$

實務上，所設計之負剛性結構的剛性 $-k_n$ 並不需要達到使整體剛性 k_t 為零，因為負剛性結構產生之力是與恢復方向相反，造成不穩定的狀況，此需要以彈簧剛性 k_s 達到平衡穩定狀態。目前負剛性隔振產品以 minus k Technology 公司最負盛名[6]，而日本學者 Hoque 等[7]結合主動負懸置、主被動正懸置與被動負承載機構，發表了一個六自由度混合隔振系統。如圖 5 所示，主動負懸置運用 zero-power control 控制電磁致動器，達到負剛性 K_1 效果，其與主被動正懸置 K_2 串聯，為了加強穩定性而與被動負承載機構 K_3 並聯。結合後之系統剛性為

$$k_{total} = \frac{k_1 \times k_2}{k_1 + k_2} + k_3 \quad (2)$$

作者 Hoque 認為當 $k_1 = -k_2$ 時，將使得分式無窮大，即整體剛性無窮大，可以有效抑制平台上振動源的擾動，而下層的 K_2 與 K_3 具有彈性卻能依然有效達到地板振動的隔離。

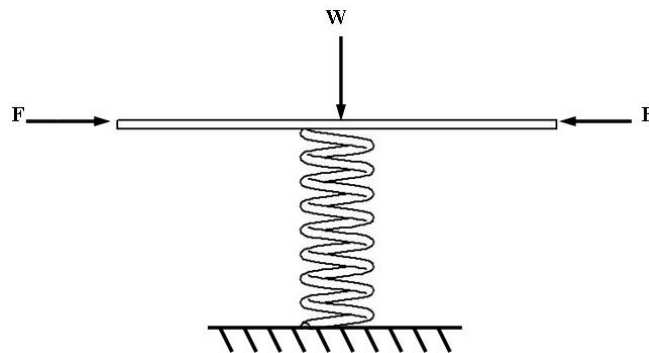


圖 4: 負剛性機構構想示意圖

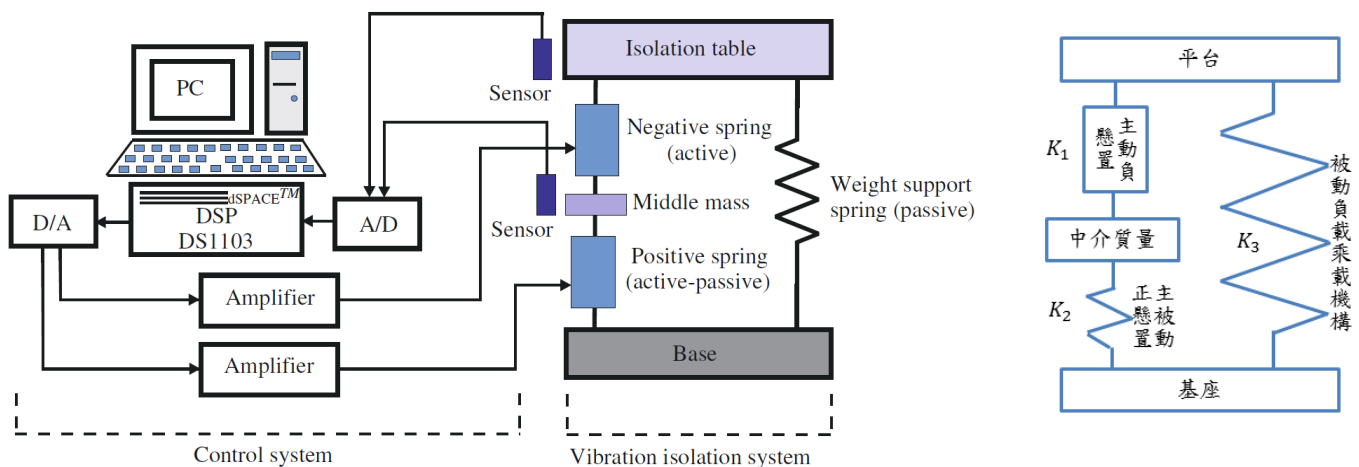


圖 5: Hoque 等學者所提之系統架構[7]

國內在振動主動控制領域的學術性研究相當多，研究多半偏向控制方法的設計，其中以 PID 控制、模糊控制、類神經網路、適應性控制等方法為主要常見的選擇，但是產品或技術開發成功而實際運用在產業上的案例則非常少。比較知名的是工研院機械所於八年前發表了三軸主動隔振控制技術[8,9]，控制頻寬為 0.5Hz~30Hz，大於 30Hz 以上的振動由橡膠墊予以隔離。每一個隔振腳座中包含兩支水平方向的壓電致動器以及三支垂直方向之壓電致動器，並且包含三個加速規，分別量取兩個水平及一個垂直的微振動訊號。單頻率振動的減振效果可以達到 80% (14dB)。

世界領導廠商之主動隔振產品大致可分為三大類：氣壓控制、壓電、與音圈致動等三種型式。日本 TOKKYOKIKI 是氣壓控制的代表廠商，在未實施主動控制之前，此種系統即已經有隔振效果，且其系統自然頻率極低，即主動控制所要抑制的振動頻率範圍不大，使得有效控制較易實現，然而受限於驅動的解析度，其控制後能達到的最小振動量較其他兩類為大，且因成本較高、售價偏高，競爭力較弱，其多半用於重量大的精密儀器設備。

壓電式產品以 TMC 為代表，此類產品以壓電材料作為致動器，並無與被動式隔振系統並聯，使得桌面與地板成剛性連接，控制器的頻寬將受到地板動態特性所限制，也就是必須安裝在十分堅硬的地面。此系統需要大的控制頻寬，因此需要使用在高頻(>100Hz)具有理想性能的感測器，但會造成在低頻(<5Hz)的解析度不良與雜訊過大。若是雜訊高過地板振動將會造成控制器是放大振動而非降低振動。為了克服這些問題，TMC 改良了系統架構，採用壓電致動器與橡膠材料串連的結構，橡膠材料隔離高頻振動，而壓電主動控制以低頻振動抑制為主，不過壓電致動器依然與地板成剛性連接，造成 TMC 產品安裝上的過多考量、與成本過高。目前該公司產品多與國外半導體設備商合作，與設備搭配一同銷售。

以音圈致動器作為主動隔振系統出力裝置是目前最多國外廠商使用的方式，如 NEWPORT、MECAL 等。此類主動控制技術產品常常會與被動式隔振系統合併應用，優點是被動式隔振系統隔離中高頻振動；主動控制只針對低頻振動進行控制，如此感測器量測的振動頻率範圍可以只針對低頻，使得控制問題較單純。表二是目前國外主動隔振產品技術現況比較表。

表二：主動隔振產品技術現況比較表

致動器型式	音圈	壓電	氣壓控制
承載機構	被動式隔振器 (鋼圈彈簧、氣墊)	直接剛性承載	氣墊隔振器
主動控制頻寬	低頻範圍	全頻範圍	低頻範圍
承載重量	中小負重	中小負重	大負重
控制解析度	< (VC-E)	< (VC-E)	> (VC-E)
代表性廠商	NEWPORT	TMC	TOKYOKIKI
競爭力	成本與售價高 多半銷售予研究單位	成本與售價高；與設備 商搭配銷售較多	成本與售價高； 市佔率較小

近十年來，主動式振動控制研究發展迅速，應用層面廣大且多樣化，許許多多的產品應用在不同的領域。例如航太科技中，人造衛星的太陽能板框架可能長期受振動影響，使其因金屬疲勞程度增加而壽命縮減。Kwak 與 Heo 兩位學者[10] 提出應用主動式振動控制來克服上述情況，他們利用壓電材料作致動器配合多點輸入/輸出正位置反饋控制器，抑制框架振動延長其壽命。另外 Rashid 與 Nicolescu 兩位學者[11]也把主動式振動控制應用在銑床加工機上，他們在承載加工材料用的托盤上加裝壓電致動器，配合適應性控制演算法作 XY 雙軸向主動振動控制，減少切削過程中的刀具振動影響，使材料表面粗糙度下降。

隔振平台的主動振動控制研究是近年來熱門的研究主題，Yan[12]等學者針對運用絕對速度反饋控制之具有分佈參數隔振器(即分佈質量)的主動隔振系統進行研究，探討此系統的控制性能和穩定性。這種類型的系統與無質量隔振器主要的差別是存在有隔振器的共振，而這些共振頻率振動不能被簡單的速度回授控制所抑制。此外，若是此系統安裝在非剛性地板上，隔振器的共振會導致控制系統變得不穩定。作者提出兩種改善的方法——在基座結構上增加值量與電路超前補償，實驗證明這兩種方法是有效的，然而儀器設備的彈性引起的不穩定依然無解。

Benassi 與 Elliott[13]運用慣性激振器進行主動隔振平台的研究，並以相對位移量回饋至 PID 控制器進行慣性激振器自然頻率與阻尼值的調整。慣性激振器相對於其他致動器的不同點是不需要反作用力的支撐基礎，為了保證主動隔振控制器良好的穩定性，慣性激振器必須有低的自然頻率與良好的阻尼特性，但是前者會導致慣性激振器過大的靜態位移，而他們提出之前述方法可以有效克服此項問題。在平台的主動隔振上則採用振動速度回饋控制來達到減振的目的。

本人近年結合主被動混合系統並運用 PID 控制方法進行相關隔振控制研究[14-17]，以隔振平台振動之位移訊號 y_1 、速度訊號 \dot{y}_1 、與加速度訊號 \ddot{y}_1 回饋至控制器，其中振動位移訊號與速度訊號由加速度訊號經過類比積分器積分獲得，控制器的輸出訊號可以表示成

$$V = K_d \times \dot{y}_1 + K_p \times y_1 + K_I \times \ddot{y}_1 \quad (3)$$

其中 K_p 、 K_I 、 K_D 為比例、積分與微分增益，當這三項增益值的選取適當，則 PID 控制器通常能提供不錯的輸出響應能力與穩定性。運用數值模擬其中一種特例情形，只有 K_I 控制，結果如圖 6 所示。 K_I 逐漸增加時，由於剛性 k^* 越來越小，使得隔振平台的自然頻率逐漸降低，此即十分像負剛性隔振器的特性。

在文獻[16]研究中，運用適應性訊號處理與比例回饋控制實現天鉤式阻尼特性之主動隔振控制，可以有效抑制被動式隔振系統的自然共振現象，減振效果可以達到 20dB 左右。最近這十年來，半導體工業持續地在朝向積體電路線寬及線距細微化發展，對於廠房環境微振動的要求也日趨迫切，另外在面板製造產業因大尺寸的需求日增，而大尺寸導致的製程環境不易控制之因素，對於振動問題的解決更為迫切，往往在面板中之極小部分之缺陷或亮點便使得整個產品的附加價值大幅降低，諸如此類之製程振動問題都使得微振動的主動隔振控制研究益發顯得重要。

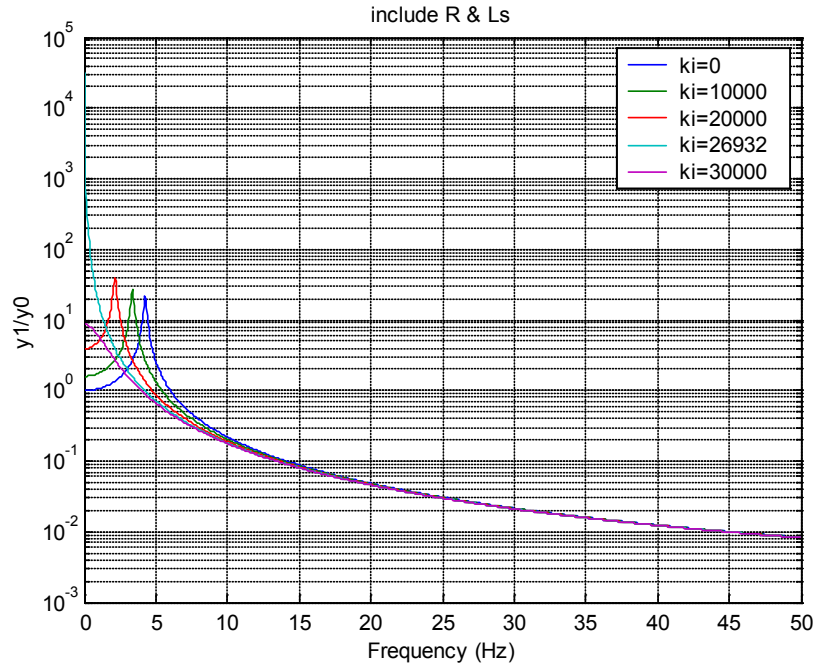


圖 6： $K_d=0$ ； $K_p=0$ ；改變 K_I 值得到隔振平台傳遞率之理論值

2. 天鈎式阻尼主動控制方法

目前商品化之主動隔振系統大多運用天鈎式阻尼主動控制方法，因此本文以介紹天鈎式阻尼主動隔振控制系統為主。傳統被動隔振系統如圖 7 所示，上層平台與負重的整體質量為 m ，隔振元件包括彈簧 k 與阻尼 c ，考慮地板振動(剛性基座)為

$$y_0 = Y_0 e^{i\omega t} \quad (4)$$

而上層平台(設備)振動為

$$y_1 = Y_1 e^{i\omega t} \quad (5)$$

而此隔振系統之運動方程式為

$$m\ddot{y}_1 + c(\dot{y}_1 - \dot{y}_0) + k(y_1 - y_0) = 0 \quad (6)$$

可解得此隔振系統的傳遞率為

$$\frac{Y_1}{Y_0} = \frac{k + i\omega c}{(k - m\omega^2) + i\omega c} \quad (7)$$

當角頻率 ω 等於自然角頻率 ω_n 時

$$\frac{Y_1}{Y_0} = \frac{1 + i\omega_n \frac{c}{k}}{i\omega_n \frac{c}{k}} \quad (8)$$

由(8)式可以看出，即使阻尼 c 無限大，傳遞率也降不到 1 以下，而且阻尼增加亦會降低中高频隔振效果。

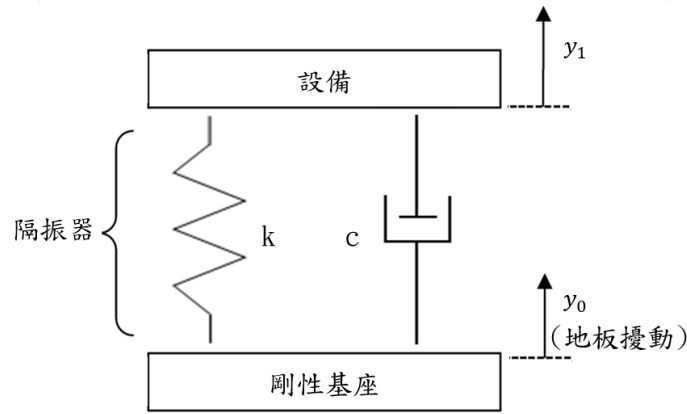


圖 7：被動隔振系統

天鉤式阻尼原本的構想如圖 8 所示，即阻尼元件是連結在一個不受地板擾動的慣性體上，如此其運動方程式成為

$$m\ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 + k(y_1 - y_0) = 0 \quad (9)$$

而隔振系統傳遞率為

$$\frac{Y_1}{Y_0} = \frac{k}{(k - m\omega^2) + i\omega c} \quad (10)$$

當角頻率 ω 等於自然角頻率 ω_n 時，(10)式成為

$$\frac{Y_1}{Y_0} = \frac{1}{i\omega_n \frac{c}{k}} \quad (11)$$

可以看出傳遞率可降到 1 以下，而且阻尼的存在不會降低高頻的隔振效果。圖 3 則是傳統低阻尼、高阻尼、與天鉤式阻尼之隔振系統的模擬計算傳遞率圖。

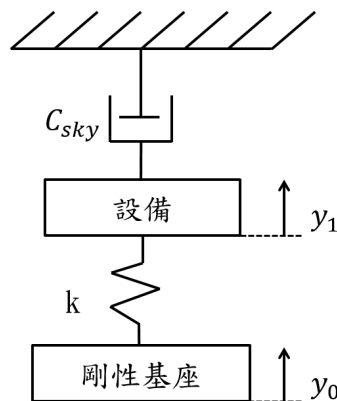


圖 8：天鉤式阻尼之被動隔振系統

運用主動控制方法實現天鉤式阻尼的構想在理論上並不困難，如圖 9 所示，以音圈致動器作為天鉤式阻尼力的出力裝置，電磁力 f 的振幅與上層平台(設備)振動絕對速度 \dot{y}_1 振幅成正比，但方向相反，則輸出力 f 就如同天鉤式阻尼力。質量 m 的設備以彈簧 k 與剛性基座連結，並驅動音圈致動器產生振動抑制力 f ，運動件的運動方程式可寫成

$$m\ddot{y}_1 + k(y_1 - y_0) = f \quad (12)$$

其中電磁力為

$$f = I \times L \times B \quad (13)$$

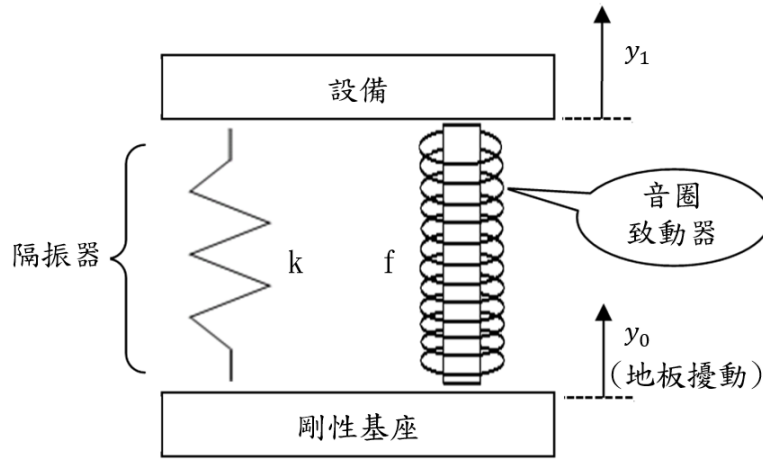


圖 9：天鈎式阻尼主動隔振系統構想圖

式(13)中， I 是線圈內的電流； L 是在磁場中的線圈長度； B 是磁場的磁通密度。也就是說，當線圈長度 L 與磁通密度 B 固定時，電磁力與通過線圈的電流 I 成正比。由於線圈阻抗在低頻率範圍時，電阻是遠大於電抗，故跨於線圈兩端的交流電壓訊號 V 是與電流訊號 I 同相，可以獲得

$$f \propto V$$

或是

$$f = C_{\text{voice}} \times V \quad (14)$$

式(14)中 C_{voice} 是音圈致動器與功率放大器的整合響應； V 是控制器輸出之電壓訊號。依據天鈎式阻尼的概念，電磁力 f 的振幅應與上層平台振動絕對速度 \dot{y}_1 振幅成正比，但方向相反，故控制器輸出的電壓訊號 V 與速度 \dot{y}_1 必須成正比，即

$$V \propto (-\dot{y}_1)$$

或是

$$V = K_p \times [(-\dot{y}_1) \times S] \quad (15)$$

(15)式中， S 為絕對速度計的靈敏度； K_p 為控制器的比例係數。將(12)、(14)、(15)式合併整理，並將 C_{voice} 與 S 結合為一常數 C^* ，可得到

$$m\ddot{y}_1 + C^*K_p\dot{y}_1 + k(y_1 - y_0) = 0 \quad (16)$$

比較(16)式與(9)式，可知 C^*K_p 等於是天鈎式阻尼器的阻尼係數，可由(10)式得到隔振系統傳遞率為

$$\frac{Y_1}{Y_0} = \frac{k}{(k - m\omega^2) + i\omega C^*K_p} \quad (17)$$

對複數取絕對值得到震幅關係式：

$$\left| \frac{Y_1}{Y_0} \right| = \frac{k}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (\omega C^*K_p)^2}} \quad (18)$$

以(18)式模擬改變 K_p 時之傳遞率結果，實驗平台(設備)質量約 35 公斤，平台下並聯 4 個彈簧，每個彈簧的彈簧常數為 $k=7000$ N/m， $C_{\text{voice}}=7.36$ N/V， $S=393.7$ 經計算平台的自然頻率為 4.5Hz，如圖 10 所示，當 K_p 逐漸加大時，自然頻率的傳遞率也逐漸降低，當 $K_p=0.45$ 時，此值可將傳遞率降到 1 以下。

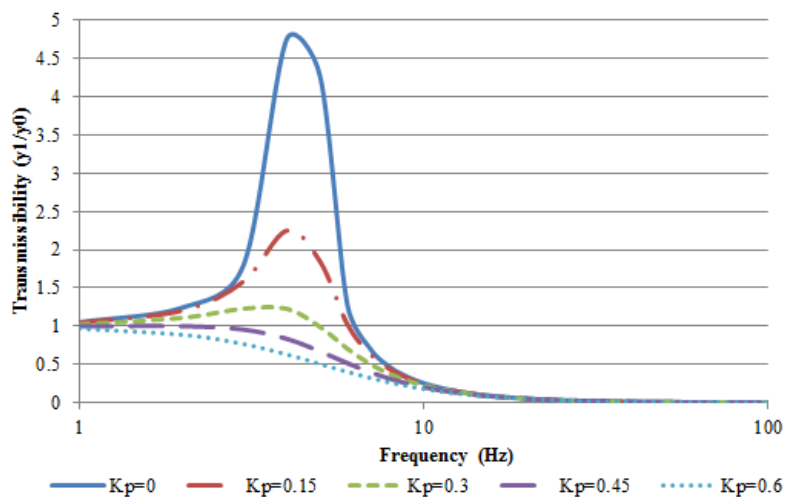


圖 10：改變 K_p 值得到隔振平台傳遞率之理論值

3. 天鈎式阻尼主動隔振系統之關鍵技術

目前商品化之主動隔振系統大多運用天鈎式阻尼主動控制方法，此方法原理如前節所述十分簡單，然而國內廠商為何一直未能具有自製的產品？問題在於系統化之各模組元件關鍵技術不易建立；或是因各組合元件無法自製而採用市售商品時，造成成本過高而無市場競爭力。系統的主要元件可以分成感測器、訊號處理模組、驅動器、與控制器，以下分別說明其關鍵技術：

3.1 感測器：

獲得正確的絕對振動速度訊號對此天鈎式阻尼主動隔振系統的隔振效能扮演舉足輕重的地位，也是最關鍵的技術。此速度規必須無需參考點，可以直接量測絕對速度訊號而非相對速度訊號；必須有極高的靈敏度與極低的雜訊，且頻率響應範圍可以低至 1Hz 以下，才能量到低頻微振動訊號進行控制；最重要的一點也是最困難的技術，速度規輸出的電壓訊號必須與絕對振動速度訊號同相，才能實現天鈎式阻尼的特性。許多商品化的速度規達不到以上要求，因此主動隔振系統廠商需要特別設計感測器與訊號處理模組以解決此問題。Kyhwan Park 等學者[18-20]就在韓國三星集團的資助下，多年來針對電磁式速度規進行補償改良研究，由於電磁式速度規的響應特性有如高通濾波器，作者就設計相反響應特性的類比電路，以補償低頻響應特性使其有線性關係，改善現有主動隔振系統的效能。

加速規不需要參考點，可以量測絕對之振動加速度，將加速度訊號經過積分電路處理可獲得絕對振動速度訊號，是作為天鈎式阻尼主動隔振系統感測元件的另項選擇。市售低頻微振動量測用之加速規售價很高，在未來實際應用中是很大的成本支出，而且外觀體積更改不易，增加系統整合的困難性，因此主動隔振系統廠商實有自行開發加速規的需要，以增強模組系統整合效能、降低模組成本。本人實驗室已有設計並製作加速規的原型，如圖 11 所示，加速規由質量塊、基座、與彈簧為本體，並運用壓電元件測量質量塊的運動行為，以獲得振動絕對加速度訊號。由於輸出是高阻抗電荷訊號，不但易受環境干擾產生雜訊，且訊號過小不易量測，必須設計電荷放大電路將高阻抗電荷訊號轉為低阻抗電壓訊號。

加速規的靈敏度(Sensitivity)是輸出電訊號與輸入振動訊號 $\ddot{v}_g(t)$ 的比值，目前我們做出的加速規原型配合自行設計製作的電荷放大電路，靈敏度已達 5V/g 左右，而電子雜訊保持在 10 μ g 左右，

如圖 12(a)所示，主動隔振控制啟動後，上平台(設備)的振動量已降至 VC-E 以下，最大的頻率成分為自然頻率 2Hz 的振動，而 60Hz 的電磁干擾雜訊約為 10.8 μg 左右，看似訊雜比不佳。但是經過有如高通濾波器特性的積分電路轉換成速度訊號後，60Hz 雜訊會大幅降低，如圖 12(b)所示，訊雜比約為 20dB 左右，不會造成控制的不穩定。

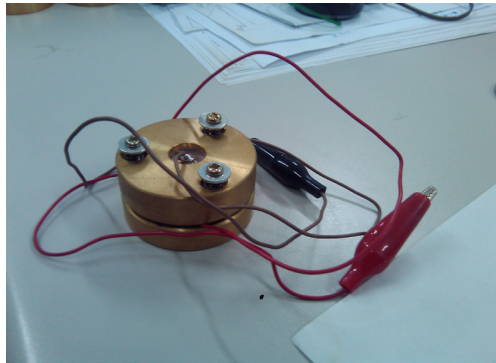


圖 11：實作之加速規

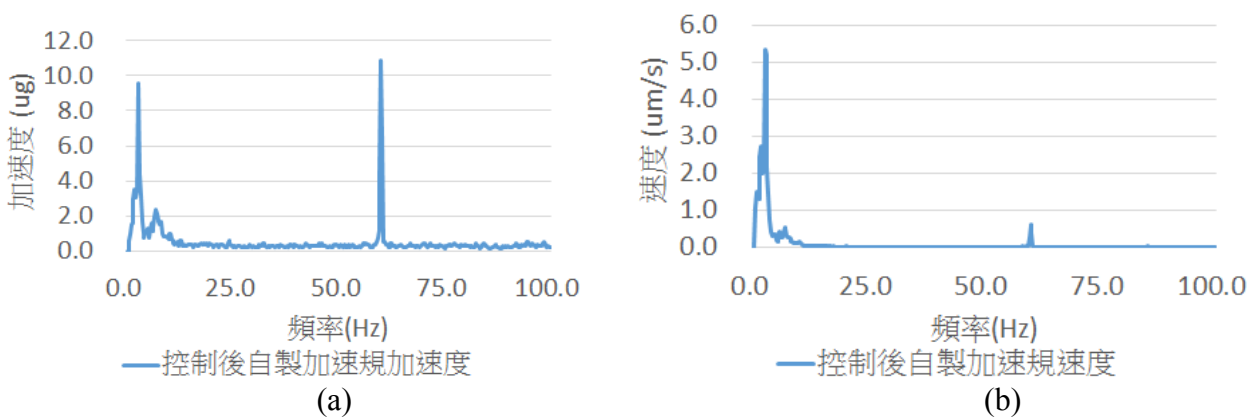


圖 12：實作加速規的訊雜比測試，最大振動發生在 2Hz 附近，60Hz 為電磁干擾雜訊：

(a) 输出的加速度訊號；(b) 經過積分電路轉換成速度訊號

3.2 訊號處理模組：

加速規输出的電訊號在進入控制器之前，須經過電荷放大器、高通與低通濾波器、積分器等等類比電路，才能作為控制器輸入訊號。由於半導體等精密產業的廠房地板振動屬於微小的振動訊號，加速規量測之訊號約為數十 μV 至數 mV ，在輸入控制器之前必須先放大處理，並濾除 60Hz 與高頻雜訊。

天鈎式阻尼主動隔振系統效能優劣的最大關鍵在於如何解決振動絕對速度訊號(控制器輸入訊號)相位偏移的問題，以加速規量取絕對振動加速度訊號，經類比積分元件獲得絕對振動速度訊號而言，相位響應的誤差主要出現在加速規與積分器兩個元件上，在低頻 1、2Hz 可能有高達 30~40 度的誤差。目前本人實驗室運用適應性訊號處理修正此相位偏移的問題，可以有效修正絕對振動速度訊號，在控制實務上已經達到大幅降低整體的振動量的效果。

3.3 驅動器：

驅動器需與感測器彼此靠近在同一直線上，以減少控制上之非最小相位(non-minimum phase)的問題，故兩者會組合成一組感測驅動模組。音圈致動器主要結構為磁鐵、線圈與橡膠片。磁鐵

坐落於本體下方，加工須注意其材質易脆的特性；線圈可自行繞製，以產生符合所需的電磁力；而橡膠片則是用來懸浮支撐線圈，需具有足夠的彈性。圖 13 是本人實驗室實作之音圈致動器雛型，當被動隔振元件隔離地板中高頻振動之後，低頻率振動量約在 $100\text{nm}\sim 10\mu\text{m}$ 左右，音圈致動器出力可達 2N 以上，以四組控制質量 200 kg 載重的垂直振動，可以產生 10 mm/s^2 加速度(或 $400\mu\text{m/s}@4\text{Hz}$)，對於一般高精密儀器設備的低頻率微振動控制而言是已經足夠了(因為地板振動約為 $50\sim 100\mu\text{m/s}$)。

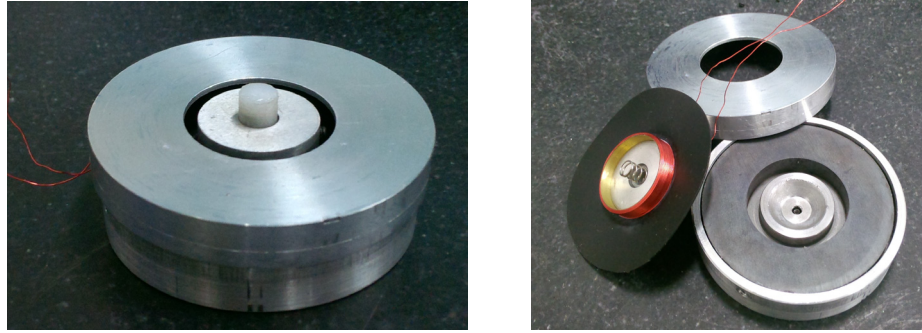


圖 13：本人實驗室實作之音圈致動器雛型

Kyihwan Park 等學者[18-20]也針對音圈致動器的機構進行改良設計，包括圖 14 的圓弧形接觸點(Ball caster)設計、與圖 15 箔片彈簧(Leaf spring)取代橡膠支撐音圈的設計。

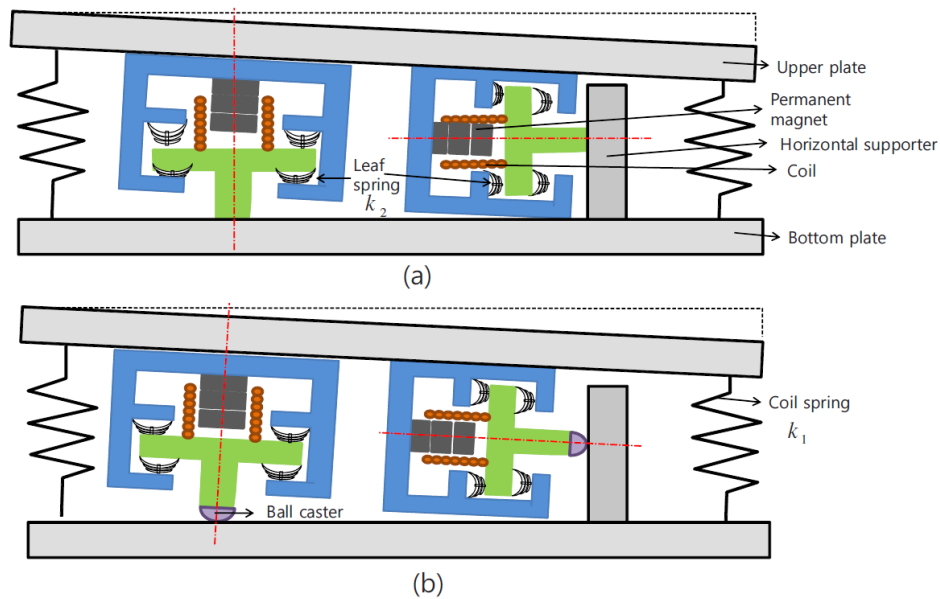


圖 14：Kyihwan Park 等學者提出的音圈致動器安裝於上下兩平板之間的情形：(a)當上平板傾斜時，音圈推桿與支撐採平面接觸可能會造成音圈與磁鐵的碰觸，因而影響控制效能；(b)採用圓弧形接觸點(Ball caster)設計，可以避免音圈與磁鐵的碰觸[20]

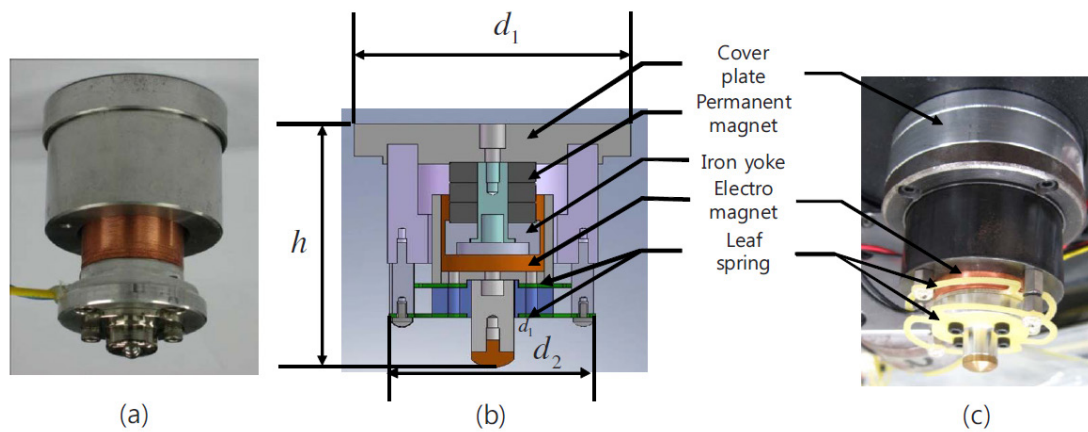


圖 15: Kyihwan Park 等學者提出之音圈致動器設計形式：(a) 早期無箔片彈簧之音圈致動器照片[18]；
 (b)具有箔片彈簧的新式音圈致動器結構[20]；(c) 具有箔片彈簧的新式音圈致動器的照片[20]

3.4 控制模組：

天鈎式阻尼主動隔振控制多半採用 PID 控制方法，當比例、積分與微分增益這三項增益值的選取適當，則 PID 控制器通常能提供不錯的輸出響應能力與穩定性。PID 參數的決定，可以採用 Ziegler-Nichols 法，以簡單的穩定性分析方法，設計 PID 控制器的增益參數。系統模型建立的準確性影響 PID 控制效能極大，若是系統負重(即設備重量)變化極大，而明顯改變被動隔振系統的自然頻率，可能會降低主動隔振的效能，因此亦有研究採用 H_∞ 控制等的強健性控制方法解決此類問題。

圖 16 是本人實驗室採用的主動控制系統架構，運用適應性訊號處理補償速度訊號相位偏移，然後只用比例控制即可達到有效的振動抑制效果，圖 17 則是主動隔振控制系統訊號流程圖。

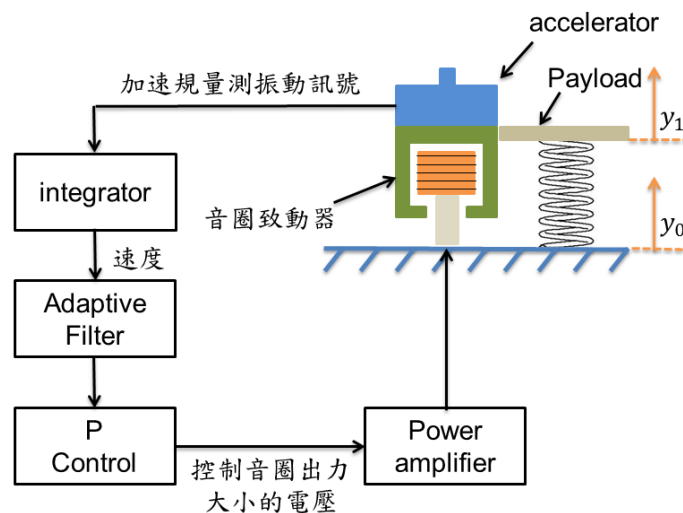


圖 16: 主動控制系統架構示意圖

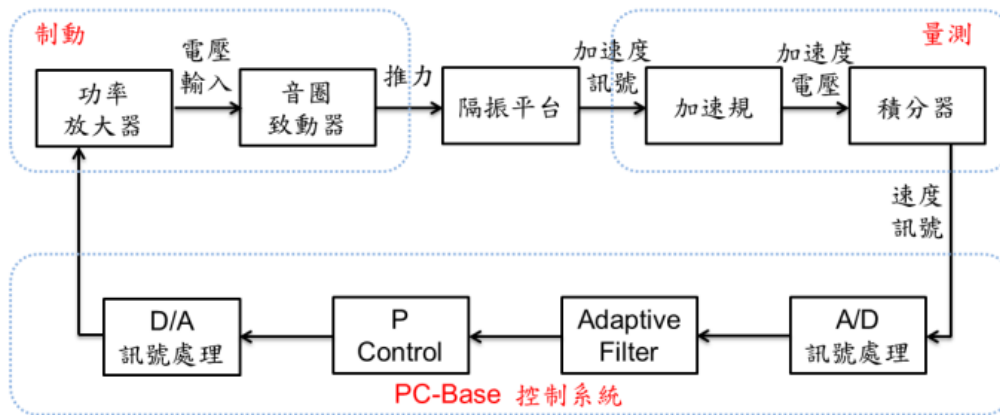


圖 17:主動隔振控制系統訊號流程圖

4. 系統整合設計與控制效能

如前所述，為了減少控制上之非最小相位的問題，感測器與致動器會組合成一組感測驅動模組。一般而言，具有六自由度的主動控制之天鈎式阻尼主動隔振系統會含有八組感測驅動模組，其中四組控制垂直 z 軸，兩組控制水平 x 軸，兩組控制水平 y 軸。隔振平台內以鋼圈彈簧或是氣墊隔振器支撐負重，並隔離 5Hz 以上的地板環境振動；主動控制則抑制被動系統自然頻率之共振。圖 18 是 Kyihwan Park 等學者[20]所提出之感測驅動模組配置架構；圖 19 是 Accurion GmbH 公司的主動隔震產品[21]，皆是採用八組感測驅動模組達到六自由度的主動控制。

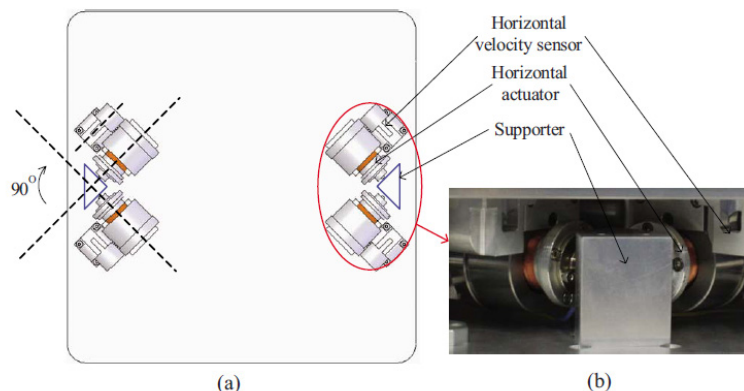


圖 18：Kyhwan Park 等學者[20]所提出之感測驅動模組水平方向(a)配置架構；(b)照片

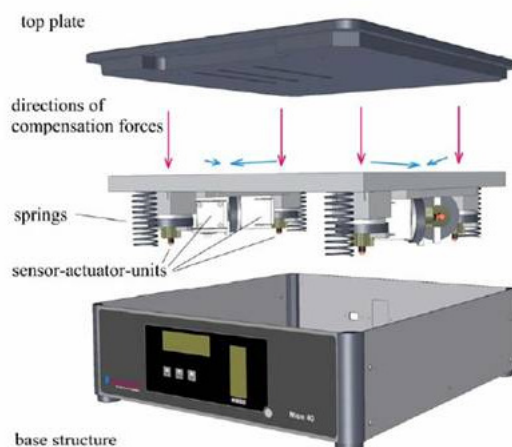


圖 19：Accurion GmbH 公司的主動隔震產品 [21]

本人實驗室研發的主動隔振關鍵技術經實驗驗證，無論水平或垂直方向皆能有效抑制被動隔振系統的自然頻率。圖 20 是水平方向主動控制啟動前後的振動時間歷程，上平台在啟動前以自然頻率晃動，啟動後在 0.3 秒內就抑制自然頻率的共振；圖 21 則是垂直方向主動控制啟動前後的振動時間歷程。為了檢驗主動隔振系統能否達到符合 VC-E 的振動規範需求，亦進行控制前後之平台上與地板之振動 $\frac{1}{3}$ 八音帶測試，圖 22 是水平方向振動，地板振動(綠色直條線)為 VC-A 等級；單純使用被動隔振可以大幅隔離中高频振動(藍色直條線)，卻會造成平台上(設備)2.5Hz 附近的自然頻率共振；被動隔振結合天鉤式阻尼主動隔振則可以隔離全頻帶的振動(紅色直條線)。垂直方向地板振動隔離效能可以參考圖 3。

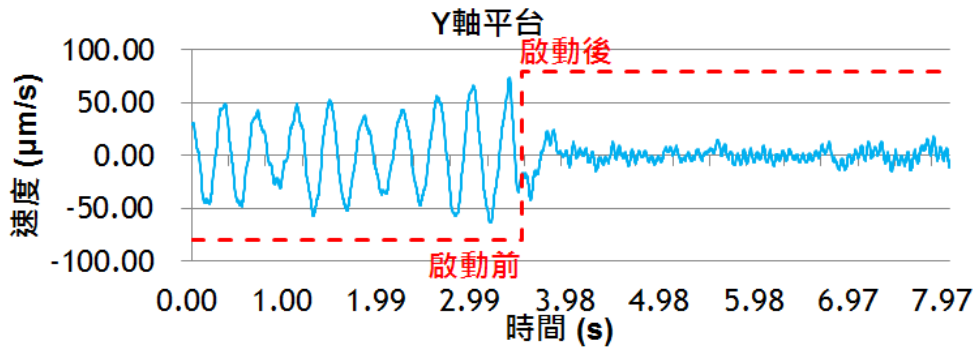


圖 20：本人實驗室已建立之主動隔振關鍵技術，在水平方向主動控制啟動前後的振動時間歷程

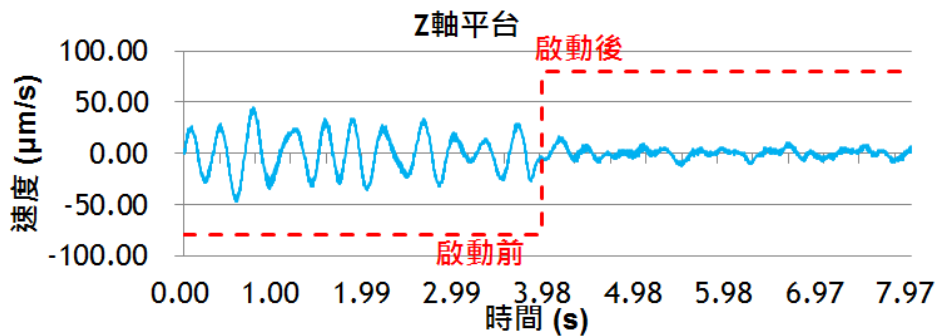


圖 21：本人實驗室已建立之主動隔振關鍵技術，在垂直方向主動控制啟動前後的振動時間歷程

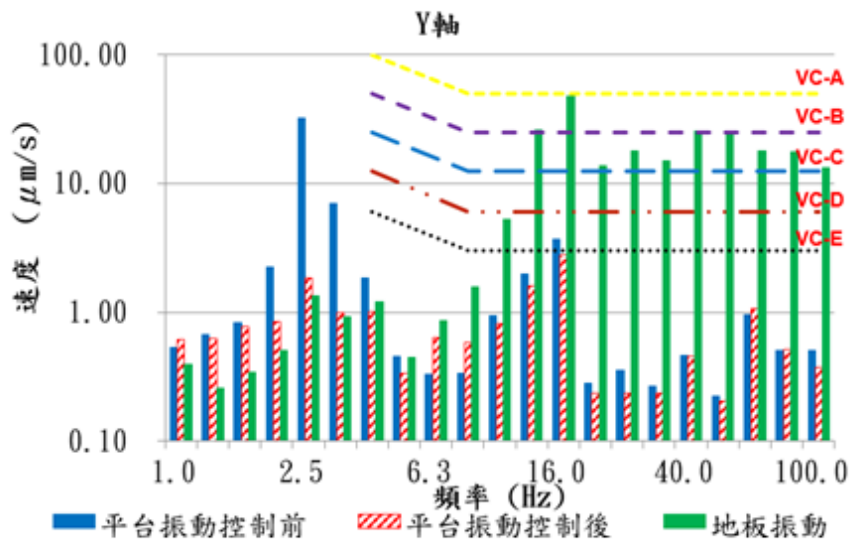


圖 22：本實驗室已建立之主動隔振關鍵技術，在控制前後之平台上與地板之水平振動 $\frac{1}{3}$ 八音帶頻譜圖

5. 應用實例

在製程越來越精密的情形下，儀器設備對於環境振動隔離的要求也越來越嚴格，使得先進隔振技術市場前景看好。半導體產業有許多設備都必須考慮降低環境振動，如曝光設備 scanner、stepper，檢驗設備 SEM、SPM、橢圓偏光儀等等，幾乎每一台設備都需要安裝隔振系統，因此需求量十分驚人。圖 23 是應用於 AFM 的環境地板振動隔離，可以發現主動隔振控制後的 AFM 影像比較清晰。而圖 24 則是 AFM 掃描輪廓在主動隔振控制未使用與使用後的比較，顯而易見主動隔振控制後，輪廓線條抖動情形減少許多。

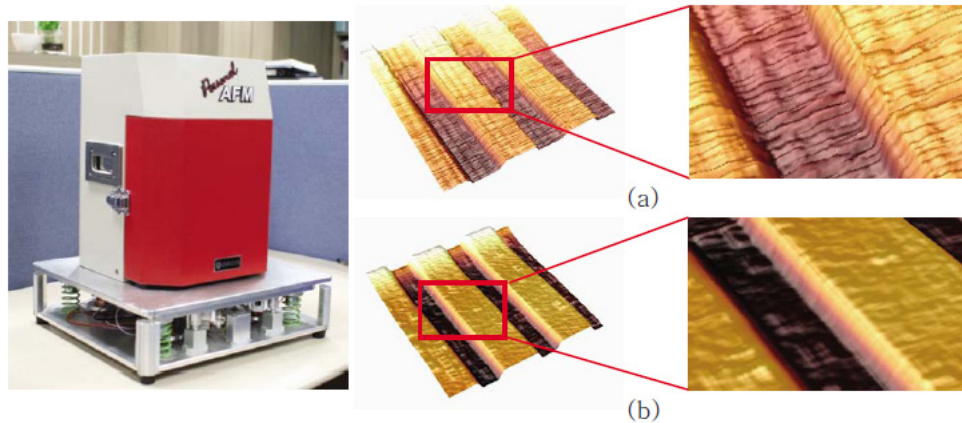


圖 23：應用於 AFM 的環境地板振動隔離，(a) 未使用主動隔振時，AFM 的影像；(b) 使用主動隔振後，AFM 的影像 [20]

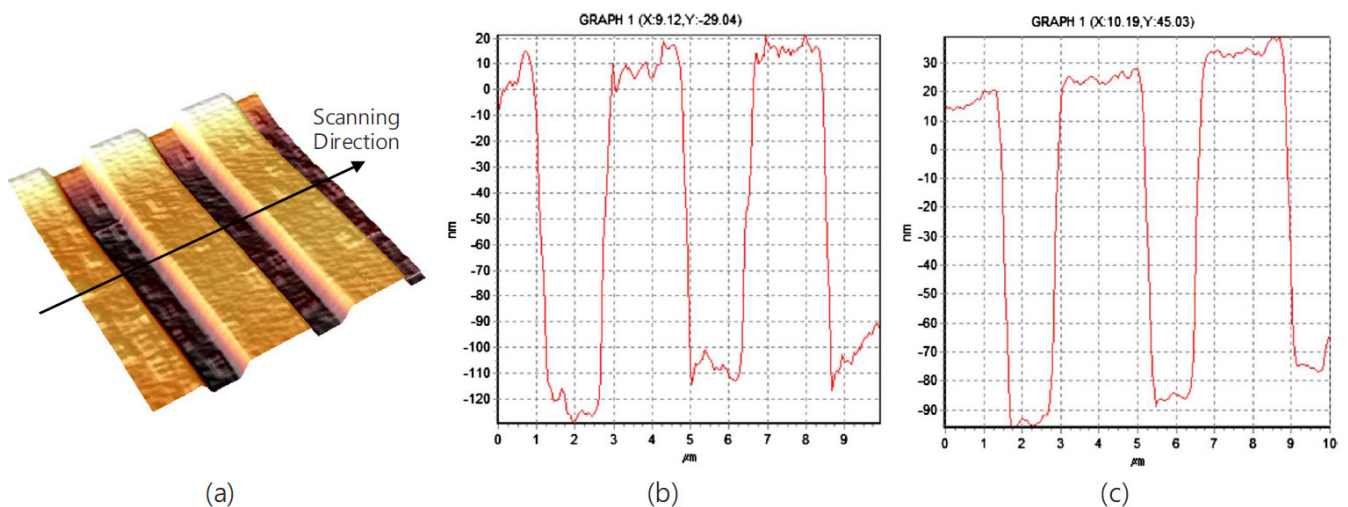


圖 24：應用於 AFM 的環境地板振動隔離，(a) 試片的形狀；(b) 單純使用被動隔振的掃描輪廓；(c) 使用主動隔振後的掃描輪廓 [20]

6. 結語

在全球經濟動盪不安之下，國內產業遭遇了極大的挑戰，尤其近年來面臨了大陸與韓國帶來的競爭威脅與產業外移的困境。為了提升本國產業在國際上的競爭力，深耕工業基礎技術、發展自主的關鍵零組件與技術、以及高附加價值的產品，已經是刻不容緩的事。在 2012 年 6 月經濟部主辦了一場「2012 工業基礎技術高峰論壇」，進行座談交流與凝聚共識。會中，李家同資政提到了對工學院教授在研究上的兩點建議：1. 開發已知的系統；2. 針對國外先進的儀器設備或零組件等進行探索性研究。亦就是積極投入產學研究，開發國際上已有但國內尚無的設備、產品、與關鍵技術。

主動隔振系統可以廣泛應用於半導體與光電產業的製程與檢測儀器設備的環境振動控制，在製程越來越精密的情形下，儀器設備對於環境振動隔離的要求也越來越嚴格，使得先進隔振技術市場前景看好。國內隔振器製造商以傳統氣墊或彈簧隔振器為主要商品，其對於高頻率振動有很好的隔離效果，但是卻會放大低頻率的振動，尤其是系統自然頻率的振動。而加入黏著性阻尼器(viscodamper)雖然可以降低系統自然頻率的振動，卻會影響高頻率振動的隔離效果。傳統被動式隔振器無法滿足先進設備儀器的需求，必須採用主動隔振系統商品。目前雖然已經有國外廠商開發的產品，但價格十分昂貴。以國內半導體產業與其他精密電子產業的蓬勃發展來看，此項技術應用的需求性一定會不斷的增加。因此，國內自行研發一套符合微奈米等級之精密儀器設備振動規範需求的主動隔振系統商品，實為高科技產業所迫切需要的。

參考文獻：

- [1] C.G. Gordon, 1999, “Generic Vibration Criteria for Vibration-Sensitive Equipment”, Proceedings of International Society for Optical Engineering (SPIE)
- [2] H. Amick, September/October 1997, “On Generic Vibration Criteria for Advanced Technology Facilities with a Tutorial on Vibration Data Representation”, Journal of the Institute of Environmental Sciences, Vol. XL, No. 5 , pp. 35-44
- [3] C.J. Middleton, J.M.W. Brownjohn, “Response of high frequency floors: A literature review” , Engineering Structures, Volume 32, Issue 2, February 2010, Pages 337–352
- [4] Hal Amick*, Michael Gendreau, Todd Busch, and Colin Gordon , “Evolving criteria for research facilities: I – Vibration” , Proceedings of SPIE Conference 5933: Buildings for Nanoscale Research and Beyond San Diego, CA, 31 Jul 2005 to 1 Aug 2005
- [5] Michael Gendreau, Hal Amick and Tao Xu , “The Effects of Ground Vibrations on Nanotechnology Research Facilities” , Proceedings of the 11th International Conference on Soil Dynamics & Earthquake Engineering& the 3rd International Conference on Earthquake Geotechnical Engineering, 7-9 January, 2004, Berkeley, CA, pp. 905-910.
- [6] <http://www.minusk.com/>
- [7] Md. Emdadul Hoque, Takeshi Mizuno, Yuji Ishino, Masaya Takasaki, 2010, “A six-axis hybrid vibration isolation system using active zero-power control supported by passive weight support mechanism”, Journal of Sound and Vibration 329, pp.3417–3430
- [8] 工研院機械所技術移轉公告，2004， “IPC 三軸主動隔振控制技術” ，機械工業雜誌、243期、pp. 49
- [9] 孫彥碩，2004， “應用於奈米設備之主動隔振系統開發實例” ，機械工業雜誌、243期、pp. 190-201
- [10] Moon K. Kwak, Seok Heo, 2007, “Active Vibration Control of smart grid structure by multi-input and multi-output positive position feedback controller”, Journal of Sound and Vibration 304, pp.230-245
- [11] Amir Rashid, Cornel Mihai Nicolescu, 2006, “Active Vibration Control in palletized workholding system for milling”, International Journal of Machine Tools & Manufacture

46, pp.1626-1636

- [12] B. Yan, M.J. Brennan, S.J. Elliott, N.S. Ferguson, 2010, “Active vibration isolation of a system with a distributed parameter isolator using absolute velocity feedback control” , *Journal of Sound and Vibration* 329 , pp.1601 – 1614
- [13] L. Benassi, S.J. Elliott, 2004, “Active vibration isolation using an inertial actuator with local displacement feedback control”, *Journal of Sound and Vibration* Vol.278, pp.705–724
- [14] Yun-Hui Liu, Wei-Hao Wu, and Chih-Liang Chu, 2012, “Active vibration isolation by adaptive proportional control”. 8th International Symposium on Precision Engineering Measurements and Instrumentation(ISPEMI 2012), 2012/8/8-11, Chengdu, Sichuan, China, ISPEMI paper no. **5_335**
- [15] Yun-Hui Liu, 2005, “Application of a proportional feedback controller for active control of a vibration isolator”, *Journal of Low Frequency, Noise, Vibration and Active Control*, 24(3), pp. 181-190.
- [16] 劉雲輝、周志豪、蔣安青，2004， “應用音圈致動器於振動主動控制之理論分析” ，第十二屆中華民國振動與噪音工程學術研討會
- [17] 劉雲輝、蔣安青、周志豪，2004， “運用比例控制器於隔振平台之振動主動控制” ，第十二屆中華民國振動與噪音工程學術研討會
- [18] Kyihwan Park, Dongyoub Choi, Abdullah Ozer, Sangyoo Kim, Yongkwan Lee, and Dongik Joo, 2008, “A voice coil actuator driven active vibration isolation system with the consideration of flexible modes”, *Review of Scientific Instruments*, 79, 065106
- [19] Yongdae Kim, Sangyoo Kim, and Kyihwan Park, 2009, “Magnetic force driven six degree-of-freedom active vibration isolation system using a phase compensated velocity sensor”, *Review of Scientific Instruments*, 80, 045108
- [20] Jinpyo Hong, Kyihwan Park, 2010, “Design and control of six degree-of-freedom active vibration isolation table”, *Review of Scientific Instruments*, 81, 035106
- [21] <http://www.accurion.com/i4-Series/>