

# 廠辦建物空間主被動隔振設計工程實務研析

盧威宇\*、陳志銘\*\*

## 摘 要

工業廠辦與住宅建築之公共設施，如廠辦大樓會議室、總經理室、球場、韻律教室、空調機房、視聽教室等，都會利用浮式地板來作隔振。然而浮式地板的功能設計分為兩種，一種是可將室內振動(動力空調設備)隔離以免傳至室外的(主動隔振)，另一種設計則是將外界振動，如工業製程樓板振動阻隔以避免傳遞至主管辦公室內的(被動隔振)。因此浮式地板的設計，除了要對主動與被動隔振理論的正確觀念外，更要選對隔振器系統之自然頻率，及就現場環境振動狀況進行嚴謹的量測，監定出主要減振頻率順序，決定隔振器系統自然頻率是設計位於共振頻率處或避開共振頻率處。本文即就主動與被動隔振設計分析於實際工程應用中探討指出與傳統設計的差異。

【關鍵字】浮式地板、主動隔振、被動隔振

---

\*宇泰威工程有限公司 總經理、工學博士

\*\*財團法人台灣產業服務基金會 副理

## 一、前言

工業廠房中，尤其鋼構廠辦大樓建築內許多大跨距的樓板振動與低頻噪音問題明顯浮現出，因而逐漸受到設計及使用單位的重視<sup>[1]</sup>。由於特殊用途之大跨距樓板，例如廠辦大樓各功能會議廳、韻律教室、中繼機房...等常藏身於建築大樓中某一層部分區域內，每當人員走動或跳動、亦或者機房內維生機械設備運作，都會致使大跨距樓板因模態共振而產生大變位振幅，因此造成人員的不適。另一方面，傳統機械設備的主動隔振設計若未將樓板所產生極低頻自然頻率共振問題考量在內，常會使完工後機械設備其隔振設施能的喪失。

振動機械設備對於剛性樓板的隔振採用主動隔振設計，均可透過系統自然頻率避開振動源間頻率的關係，擇出適當類型的隔振器以獲得良好的隔振效果。但另一方面，若振動機械設備置放於大跨距的柔性樓板，亦或是該柔性樓板較易因外力(機械運轉作用力、人員踏步激振力或地表傳來之交通運輸工具作用力)而引起振動共振放大現象。因此要降低該振動幅度，非得由被動隔振理論進行控制設計，希望能讓設計單位面對樓板共振問題能有解決該振動的方法。

## 二、主動與被動隔振理論

對於振動機台隔振設計，常見的方式會先量得振動源所產生的振動頻譜分佈狀況，由該頻譜研判出主要控制外力頻率範圍，再決定出隔振設施系統自然頻率值，同時獲得傳遞力比例，如圖 1 所示。

但該隔振設計準則，應用於近年日趨推廣的綠建築鋼構材料結構設計時，面對高樓層中繼機房設計，亦或是大面積跨距的樓板結構時，不論是各類機械力作用於樓板，或者是人員行進間的踏步力，經常會發生設計不當而引起樓板結構的模態共振效應，該振動幅度常會使人員感到不適，且振動頻率在 10Hz~100Hz 間也因而常使室內傢俱共振產生低頻噪音問題，因此不能忽視當基座為柔性之樓板其模態共振的問題。

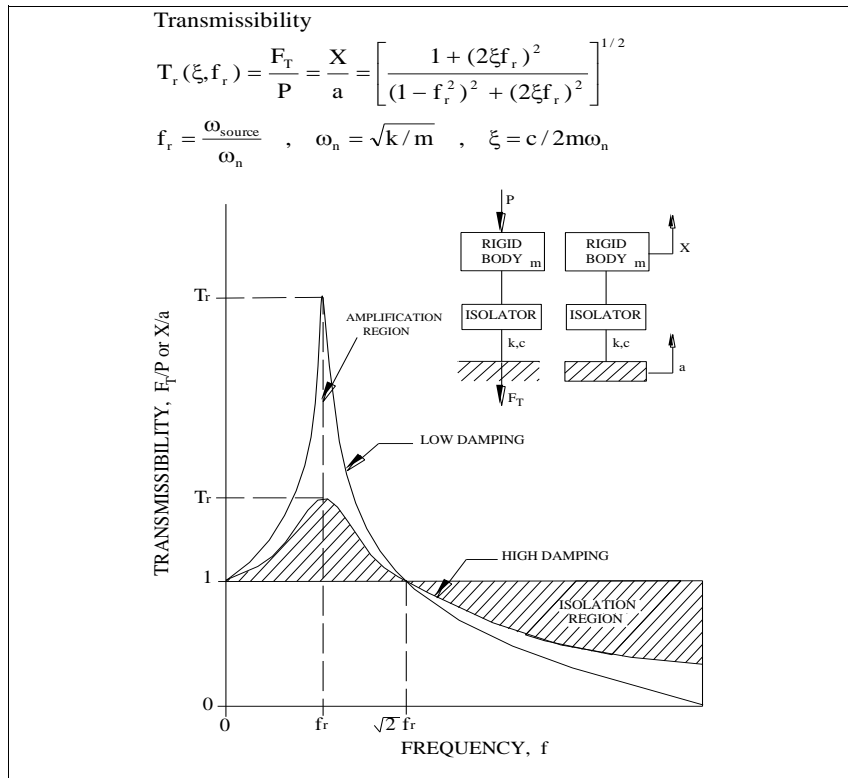


圖 1 被動式隔振系統之傳遞性曲線

## 2.1 主動隔振與被動隔振的動性傳遞

考慮如圖 2 所示一具有質量  $m$ ，阻尼  $c$  及勁度  $k$  之單自由度彈簧—質量—阻尼器線性系統，當其受簡諧力  $F(t) = F_0 e^{j\omega t}$  作用時，質量之振動反應  $X(t)$  須滿足以下運動方程：

$$m\ddot{X} + c\dot{X} + kX = F(t) \quad (2.1)$$

經求解式(2.1)後，系統之動性函數可表示為：

$$M = \frac{\dot{X}(t)}{F(t)} = j\omega R(\omega) = \frac{j\omega}{[(k - \omega^2 m) + j\omega c]} = \frac{j\omega}{m[(\omega_n^2 - \omega^2) + 2j\xi\omega_n\omega]} \quad (2.2)$$

式中

$$R(\omega) = \frac{X(t)}{F(t)} = \frac{1}{[(k - \omega^2 m) + j\omega c]} \quad : \quad \text{動態柔度或敏納(Receptance)}$$

$$\omega_n = \left( \frac{k}{m} \right)^{\frac{1}{2}} = 2\pi f_n \quad : \quad \text{自然頻率} \quad \xi = \frac{c}{2\omega_n m} \quad : \quad \text{阻尼比}$$

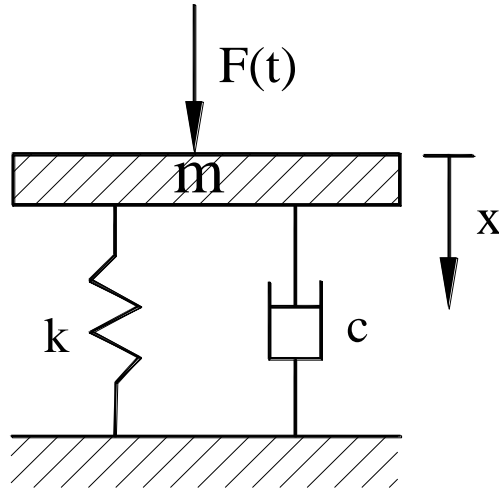


圖 2 單自由度彈簧—質量—阻尼器系統

顯然有阻尼系統之動性函數常為複變量且與頻率有關，同時受系統參數  $m$ ， $c$ ， $k$  之影響而改變其值。若系統之阻尼比甚小時，則動性譜具有以下性質：

$$\text{當 } \omega \gg \omega_n, \quad M(\omega) \approx -\frac{j}{m\omega}, \quad \text{在此情況，動性譜僅與質量有關。} \quad (2.3)$$

$$\text{當 } \omega = \omega_n, \quad M(\omega) = \frac{1}{c}, \quad \text{在此情況，動性譜僅與阻尼有關。} \quad (2.4)$$

$$\text{當 } \omega \ll \omega_n, \quad M(\omega) \approx -\frac{j\omega}{k}, \quad \text{在此情況，動性譜僅與勁度有關。} \quad (2.5)$$

若將式(2.3)~(2.5)兩邊均取絕對值之對數，則可得以下重要關係：

$$\log|M(\omega)| = \log\left(\frac{1}{m\omega}\right) = -\log(m) - \log(\omega), \quad \text{for } \omega \gg \omega_n \quad (2.6)$$

$$\log|M(\omega)| = \log\left(\frac{1}{c}\right), \quad \text{for } \omega = \omega_n \quad (2.7)$$

$$\log|M(\omega)| = \log\left(\frac{\omega}{k}\right) = \log(\omega) - \log(k), \quad \text{for } \omega \ll \omega_n \quad (2.8)$$

由以上三式知在甚高頻域及甚低頻域內於對數座標系之  $M(\omega)$  與  $\omega$  趨近於線性關係，如圖 3 所示。在該圖中動性大小值頻譜曲線在低頻區趨近一斜線，其斜率為  $+20\text{dB/decade}$ ，該斜線與縱軸相交之截距  $\overline{OA}$  可代表系統之勁度，其關係為：

$$\overline{OA} = \log|M(\omega)|_{\log(\omega)=0} = -\log(k)$$

故  $\log(k) = -\overline{OA} = -10 \log|M(\omega)|_{\log(\omega)=0} \quad (2.9)$

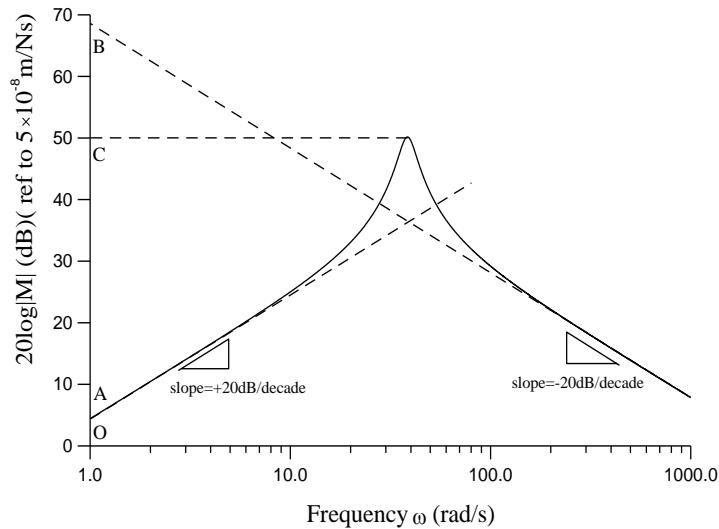


圖 3 單自由度系統之動性譜特性

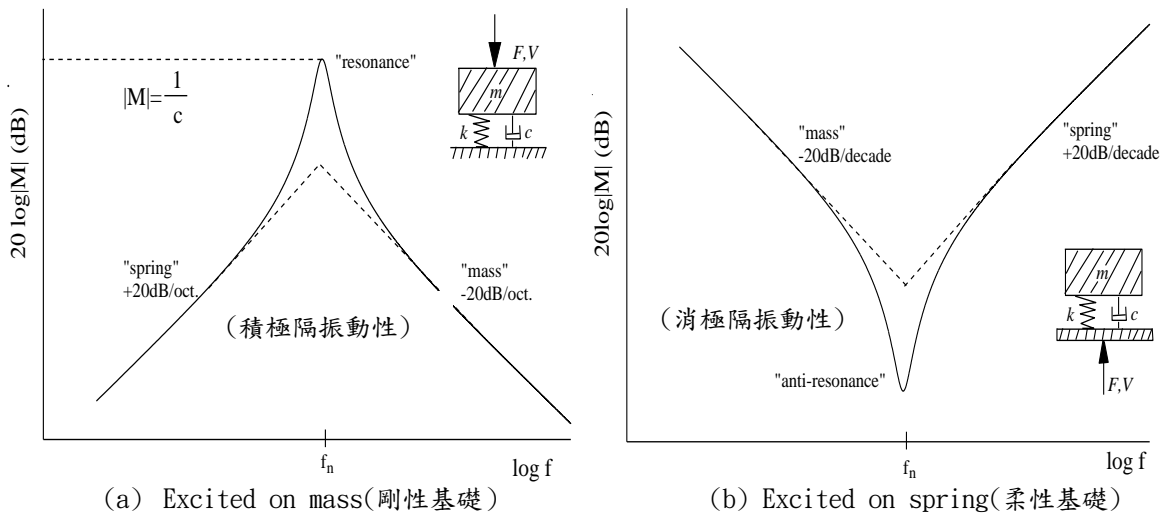


圖 4 單自由度系統 (a) 機械振動源及 (b) 基座受激振之動性譜

其次，在圖 3 中之動性譜曲線，於共振頻率處之極值  $\overline{OC}$  可代表阻尼  $c$ ，其關係為：  

$$\overline{OC} = 10 \log |M(\omega_n)| = 10 \log \left( \frac{1}{g \frac{1}{c}} \right)$$
，故  $c = \left[ |M(\omega_n)| \right]^{-1}$  (2.10)

最後，在高頻區之動性譜曲線會趨近於另一斜線，其斜率為  $-20\text{dB/decade}$ ，該斜線與縱軸相交之截距  $\overline{OB}$  可代表系統之質量，其關係為：

$$\overline{OB} = \log |M(\omega)|_{\log(\omega)=0} = -\log(m) \quad \text{或} \quad \log(m) = -\overline{OB} - 1 = -10 \log |M(\omega)|_{10 \log(\omega)=0} \quad (2.11)$$

式(2.9)~(2.11)形成核對動性量測正確與否之有效方法。

一般而言，當基座的剛性為無限大時，單自由度彈簧—質量—阻尼器系統之動性曲線可表現成圖 4。圖 4(a)表示質量受激振處之驅動點動性曲線，該曲線中之最大值依阻尼而定，阻尼愈大，其最大值愈小。該曲線在高頻域，即  $f \gg f_n$ ， $|M| \approx 1/(\omega m)$  (斜率為  $-20\text{dB/decade}$ )，動性曲線表現出質量行為；在低頻域，即  $f \ll f_n$ ， $|M| = \omega/k$  (斜率

為 +20dB/decade)，動性曲線表現出彈簧行為。有趣的是質量行為與彈簧行為之動性曲線係對  $f = f_n$  軸保持對稱，且斜率大小相等，方向相反。

對於鋼結構建築大面積大跨距之柔性樓板，樓板受激振力作用時，其所產生的點動性如圖 4(b)所示，該圖表示彈簧下方之基座受激振處之驅動點動性曲線，但此時在反共振頻率(Anti-Resonance)  $f_n$  處，動性出現最小值；在  $f \ll f_n$  之低頻域出現質量行為，故這樣的彈簧質量系統在對付高動態負荷之共振結構情況，即消極隔振。

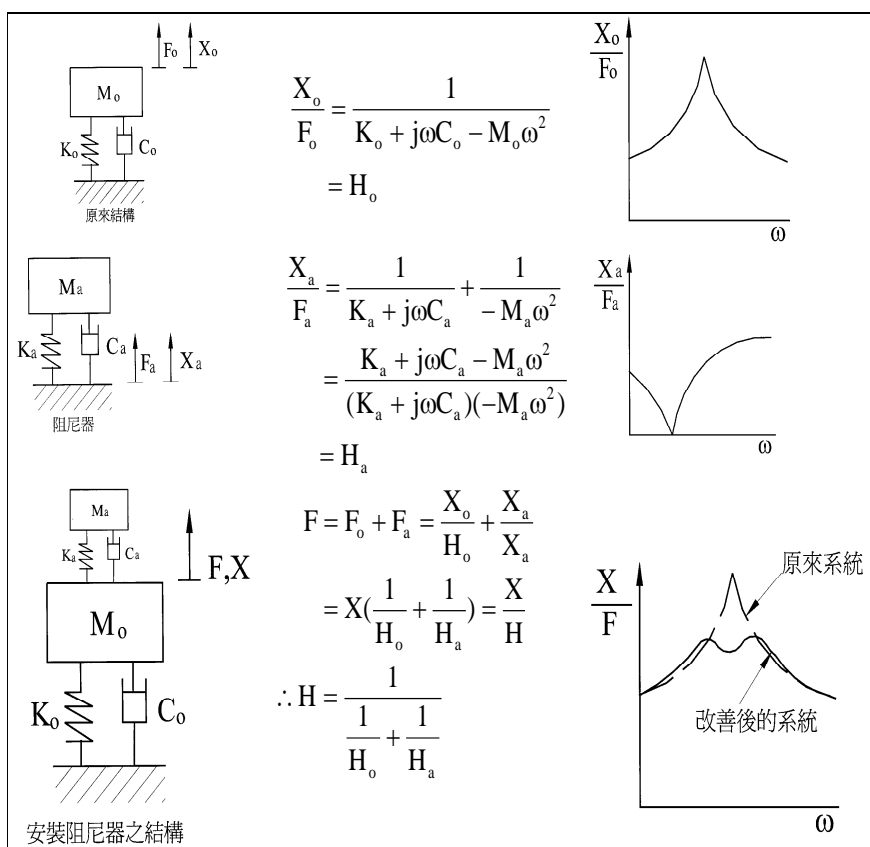


圖 5 阻尼減振器或吸振器之基本工作原理圖

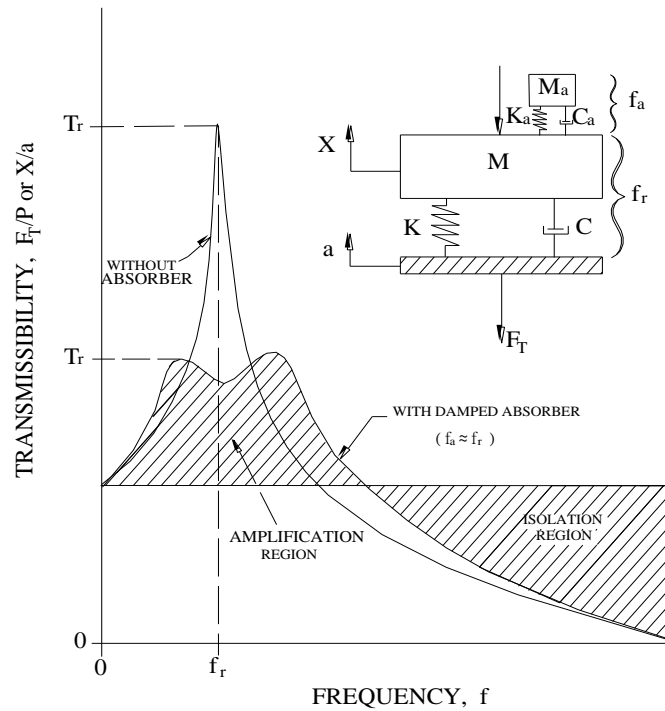


圖 6 吸振器調諧壓制共振反應之傳遞性曲線

### 三、浮式地板重量衝擊源與點動性測試應用

在中國國家標準之 CNS 8464-A3142 「建築物現場樓板衝擊音級測定法」中詳細規範了「輕形樓板衝擊音發生器」及「重形樓板衝擊音發生器」，前者亦稱「輕量衝擊源」，其特性近似於生活中之小物體掉落及家具移動之高頻結構音，後者亦稱「重量衝擊源」，其特性近似於生活中小孩跳動或赤足走動之中低頻結構音<sup>[4]</sup>，而此衝擊力也經常造成大跨距或面積樓板產生模態振動的激發能量。因此重量衝擊源便是用來激發樓板模態的一種測試方式，此方式亦可搭配樓板點動性測試獲得作用力大小，以便於有限元素分析模擬振動傳遞過程作為輸入作用力數值<sup>[3]</sup>。

樓板在平時外加作用力時，如何與力源點動性測試獲得其模態頻率被激發時外力作用的大小，進而由有限元素分析法獲得被激發模態振型，以決定隔振裝置設計相關參數來減少振幅。以下將就步行力作為重量衝擊源，並搭配樓板點動性測試法。

#### 3.1 步行力衝擊位置

依據日本建築學會之統計資料<sup>[6]</sup>，如表 1 所示，研究中採用之步行人員為體重 80kg，身高 175cm 之成人男子，可以求得一步之步幅約為  $(175\text{cm} \times 89\%) / 2 = 77.88\text{cm}$ ，而步行

距離路線設定可就樓板長寬位置各別進行步數計量，衝擊位置如圖 7。

表 1 身高與步幅之關係<sup>[6]</sup>

對象	身高(cm)	步幅(cm)(右→左→右)	步幅/身高(%)
成年男子	平均	156.5 [78.1, 78.4]	-----
	183.4	162.5 [81.4, 81.1]	88.6
	175.5	156.2 [78.1, 78.1]	89
	167.6	150.8 [74.9, 75.9]	89.9
孩童男子	149.5±2.3	108.1	73.4
	131.5±1.9	87.3	67.1
	114.0±2.6	75.8	65.6
孩童女子	151.0±3.1	103.5	69.0
	132.0±2.1	82.8	63.0
	112.0±3.0	71.9	61.9

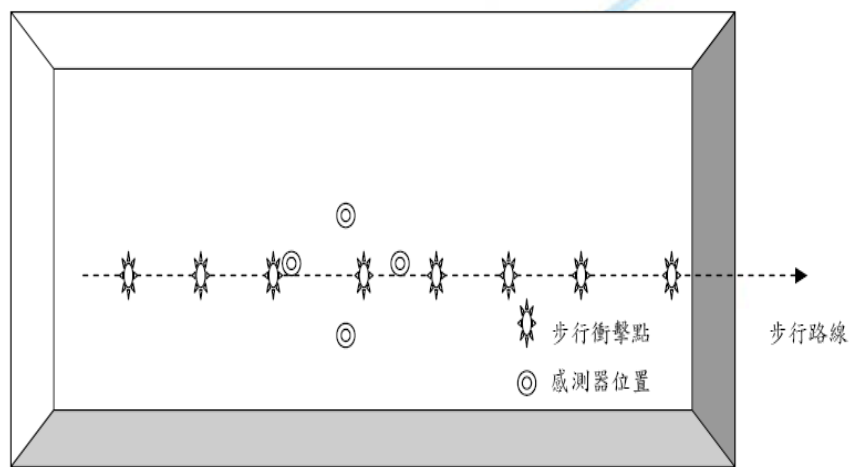


圖 7 步行衝擊點、感測器位置及步行路線圖

建築內中繼機房或大面積韻律教室內若要使用浮動地板進行振動隔離設計時，必須於現場進行樓板點動性測試及樓板重量衝擊源兩項測試以瞭解現場主要模態振頻，再由有限元素分析軟體繪出其模態振型，由該測試分析結果可決定在浮式地板進行隔振設計下，對於大跨距樓板模態共振時的低頻位移振幅，是否會超過人員舒適度，再決定是否要增設隔振器控制樓板模態振幅，以下將就兩項現場測試內容進行說明：



### 3.2 樓板點動性測試

圖 8 即為針對彈性樓板及剛性基座所做的點動性實驗比較圖，由該圖很清楚看出樓板的點動性對於隔振設計非常重要，因為剛性較大的樓板點動性值較小。因此如何同時考量動力機械運作時的振動力與樓板振動速度的傳遞影響，已不能單由力傳遞法或速度傳遞法進行隔振之評估預測，非得由振動能量功率流的觀點及二端四參數法進行隔振效能評估與分析<sup>[3]</sup>，才能將現場其它次結構載重因素同時考慮在內。

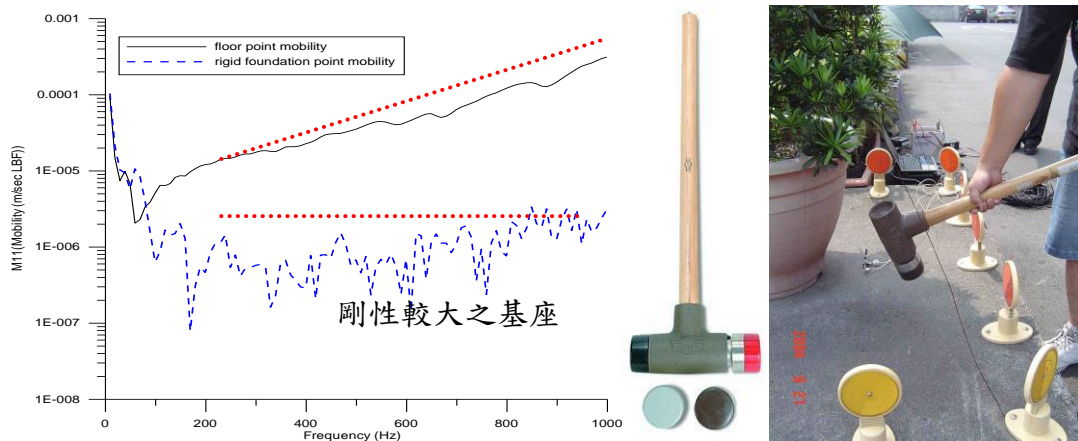


圖 8 不同彈性樓板基座點動性實驗值與測試圖<sup>[3]</sup>

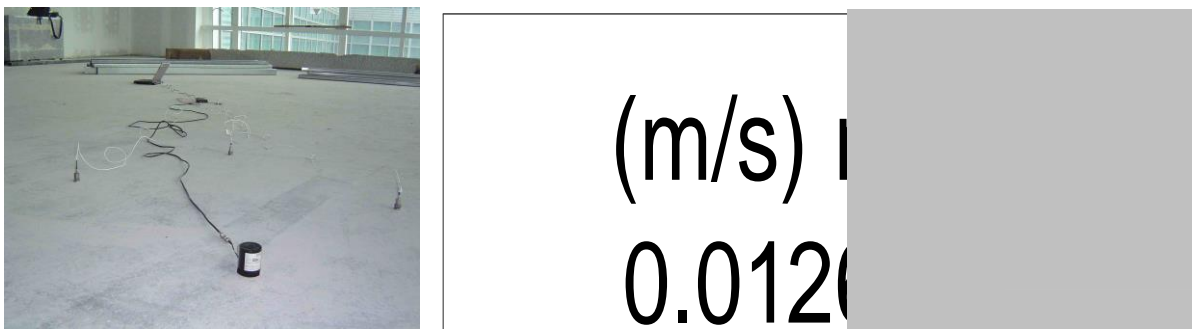


圖 9 步行感測器位置由時域圖觀察最大振幅處速度頻譜圖

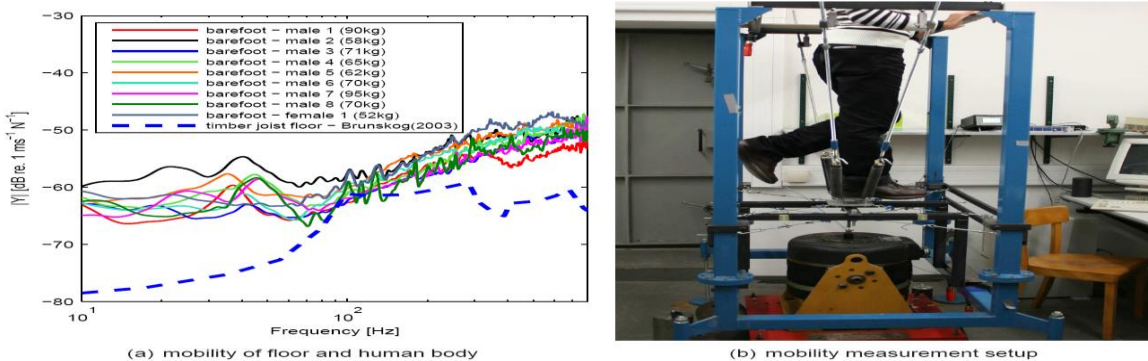


圖 10 不同重量人員於輕量化樓板結構之動性比較圖<sup>[8]</sup>

### 3.3 樓板主動隔振設計法

當動力設備要隔離設備運作傳遞至樓板的振動，以點動性圖選擇隔振設施的系統自然頻率時，如圖 4(a)所示，選擇隔振器動性要遠離主要機械振動頻率，如此才能有效隔離振動量。

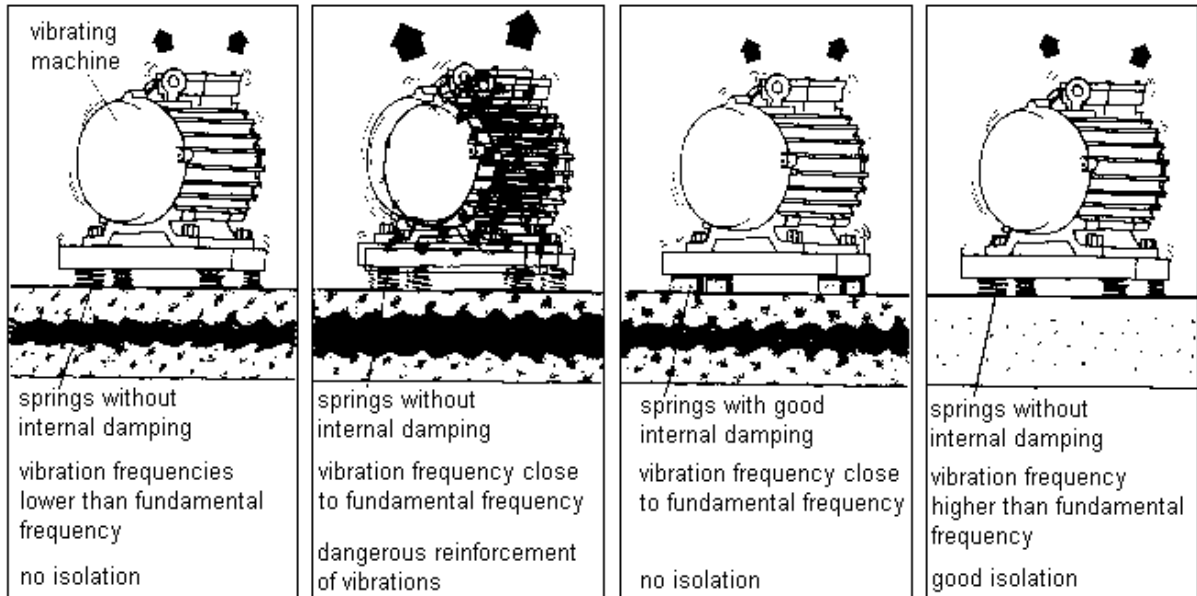


圖 11 主動隔振設計板式地板方式示意圖<sup>[8]</sup>

### 3.4 樓板被動隔振設計法

當辦公室或會議室要隔離樓板本身因為動力設備運作而產生的振動，因此選擇隔振器點動性的系統自然頻率時，選擇隔振器系統動性要盡量接近機械傳遞至樓板的振動頻率，如此才能有效隔離振動量，如圖 4(b)所示。

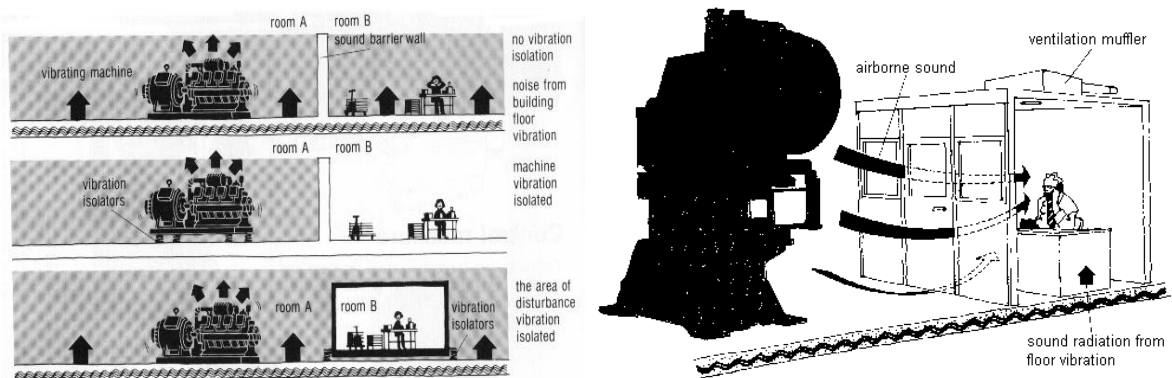


圖 12 被動隔振設計浮式地板示意圖<sup>[8]</sup>

## 四、實際應用案例

以韻律教室之浮動地板為主動隔振案例，同樣的施工方式，在 RC 建築與 SC 鋼構建築完工後測試的結果，SC 建築物比 RC 建築結構更易增加樓板之自然頻率振幅量，引起如人員暈眩感。圖 13 及圖 14 為 RC 小面積樓板及 SC 大跨距面積樓板浮動地板施作及完成情形。

為了要正確設置隔振器型式，除了由點動性及踏步測試瞭解樓板初階模態頻率外，再由有限元素分析軟體判斷樓板的初階頻率模態振型，比對出由踏步力所激發的樓板模態頻率屬於一階或二、三階，再由該模態振型，決定進行樓板初階振型減振設計的流程。



圖 13 RC 小面積樓板浮動地板施作及完工使用圖



圖 14 SC 大跨距面積浮動地板施作及完成圖

## 五、結論與建議

廠辦科技大樓在輕量化鋼構建築設計中，有許多辦公空間會受到鄰近動力設備製程運作而在樓板產生嚴重共振造成低頻噪音問題，目前大多數工業製程區域、韻律教室、空調機房等，都會採用以浮式地板將振動隔離，但浮式地板隔振材料的選擇就為重要的一環，關係到是否能有效隔離振動傳進或者傳出。故，在隔振設計初期如透過點動性傳遞量測技術，不僅能正確研判選擇以主動或被動隔振設計，在隔振材料選擇時亦可以隔振器點動性選擇合適的隔振材料配置，以控制系統自然頻率及控制外界衝擊力隔振效率，成為未來隔振設計相關單位在設計時的利器。

## 六、參考文獻

1. Wei-Yu Lu, Wei-Hui Wang , Diagnosis and Control of Machine Induced Noise and Vibration in Steel Construction ,Journal of Mechanical Science and Technology (Manuscript Received July 10, 2007; Revised May 3, 2008; Accepted June 17, 2008) , DOI: 10.1007/s12206-008-0613-4.
2. 蘇宇宏，多元諧調質量阻尼器之樓板振動控制，國立中興大學土木工程研究所碩士論文，2004年。
3. 盧威宇，建築物機械設備與管路隔振性能模擬與測試研究，國立台灣海洋大學系統工程暨造船研究所博士論文，2008年。
4. 李仁智，浮式構造地板改善樓板衝擊隔音性能之實驗研究，國立雲林科技大學空間設計系碩士論文，2008年。
5. 蔡香源，標準重量衝擊源(汽車輪胎)與(橡膠球)之樓板衝擊音相關性，國立雲林科技大學空間設計系碩士論文，2008年。
6. 日本建築学会編，建築設計資料集成，丸善株式会社，1980
7. ISO2631-2(2003)“Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole-body vibration—Part 2:Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz).
8. Matthias Lievens, Jonas Brunskog, Model of a person walking as a structure borne sound source , The 19th International Congress for Acoustics(ICA) , Madrid, 2007.