

## 傳遞動性應用於住宅停車塔共構大樓之振動噪音診斷與改善評估

盧威宇<sup>1</sup>、王偉輝<sup>2</sup>

<sup>1</sup> 國立臺灣海洋大學 系統工程暨造船學系 博士候選人

<sup>2</sup> 國立臺灣海洋大學 系統工程暨造船學系 教授

通訊地址：104 台北市長安東路二段 45-1 號 2F

電話：0932-023-043 Fax：02-2563-6162

E-mail：lwy@tpts4.seed.net.tw

### 摘要

在現代都市中，住宅及辦公大樓之停車日趨需要，新建建築及停車場均有向上發展的趨勢，機械式立體停車塔與住宅結構共構之現象日趨普及，當停車塔驅動機械設備運轉所產生的振動，便由纜線、絞鏈、鋼索及車台等經建築結構傳遞至各樓層，甚至引發各樓層樑柱與牆面的諧振，其中某些特定頻率之振動噪音會特別明顯。為此，本文特以兩種住戶與停車塔共構之建築物振動噪音問題之改善為例，由改善前應用「動性傳遞診斷方法」，求出主要傳遞至住戶之振動與噪音頻帶範圍及傳遞能量大小排序，以建立一套有效選擇停車塔振動問題改善之系統方案，以供停車塔振動問題在興建前與問題發生後，作為設計改善參考。

關鍵字：結構諧振、動性傳遞診斷方法

### 一、前言

機械式立體停車塔，大部分的結構皆由鋼骨、鋼筋所組成。依照其入車方式的不同，可分為電梯式、電梯滑動式、垂直循環式、多層水平循環式等。無論是哪種方式，均是由驅動機械設備，經由纜線、絞鏈、鋼索等，帶動車台進入存放。可以想見機械設備應是遍佈停車塔的各個角落。因此，若未經過良好隔振結構設計與定期保養，機械式停車塔在運作時實為一巨大之振動噪音源。但今日許多新建大樓，確把停車塔設計於大樓主體結構中而造成層出不窮的住戶抱怨。因此，解決與建築共構之機械式停車塔振動噪音問題，便是本文主要探討的主題。

在探討 SC 建築結構因振動所引致的噪音問題，可由動性傳遞理論，預測分析振動噪音傳遞路徑頻帶範圍及預估結構加裝隔振器後振動的隔振效率，藉以判斷何種頻帶的振動為影響住戶聲環境的主要頻帶。

### 二、研究方法

#### 2.1. 振動功率流之發生與傳遞

在建築物內之停車塔因升降機運轉而引起的振動噪音，一方面由空氣直接輻射傳播，聲波經由停車塔周圍壁面的反射、吸收及穿透作用，使整個停車塔間形成一個混響聲場，此稱為“空氣噪音”(airborne noise)。另一方面則是將機器的振動噪音經由基座結構傳播擴散的聲音，稱為“結構噪音”(structure-borne noise)。停車塔內的空氣噪音會經由管路或管道間傳遞至其它

樓層住戶，而結構噪音則能經由樑柱結構傳遞至其它樓層住戶內的牆面樓板。圖 1 表示出由馬達機器振動擴散致住戶空間之噪音模型可分以下三種，一是線性模型，其二是機振力源之能量模型，其三是激振速度源之能量模型。其中由振動力源引起之結構輻射噪音場聲功率  $P(x,y,z)=P_{rad}$  可表示為：

$$\frac{P_{rad}}{F_1^2} = (\overline{H_{if}^2} S \sigma) \rho c = (M_{11}^2 \overline{H_{iv}^2} S \sigma) \rho c \quad (1)$$

而由振動速度源引起之結構輻射噪音場為：

$$\frac{P_{rad}}{V_1^2} = (\overline{H_{iv}^2} S \sigma) \rho c \quad (2)$$

其中  $\overline{H_{if}^2} = \frac{V_2^2}{F_1^2}$ ：均方傳遞動性(mean square transfer mobility)； $\overline{H_{iv}^2} = \frac{V_2^2}{V_1^2}$ ：均方速度傳遞函數(mean square velocity transfer function)； $\rho c S \sigma = \frac{P_{rad}}{V_2^2}$ ：結構之均方輻射阻抗； $M_{11} = \frac{V_1}{F_1}$ ：機器驅動點動性； $\sigma$ ：輻射率。

由(1)及(2)式可知，要降低結構輻射音之基本原理即在降低 (1)  $\overline{H_{iv}^2}$  (2)  $M_{11}$  及(3)  $\sigma$  三項。降低  $\overline{H_{iv}^2}$  及  $M_{11}$  可用隔振器（彈簧避振器）與吸振器（黏彈性阻尼材）達成；而降低結構壁面輻射率  $\sigma$  之法，則是於壁面敷貼阻尼材。另外由圖 1 可瞭解機械停車塔馬達的振動，經過結構傳遞至住戶樓板層，會使與樓板層接觸的天花板或輕隔間牆產生耦合產生振動並幅射出噪音，因此，若能以適當的隔振材降低振動源傳遞至牆面樓板，則可有效抑制傳遞至住戶的結構音產生。

停車塔運轉機械安裝彈性基座時，可利用動性理論與四端參數法對其減振降噪功效建立評估模式及鑑定方法。由[1]利用彈性基座點動性與傳遞動性之頻譜計測為基礎，計算機械/彈性基座/樓板結構三者偶合系統之傳遞動性。進行馬達運轉激振功率流之圖 1 計算。期能經由此建立一套評估彈性基座性能之模式。

## 2.2. 四端參數與機械動性關係

彈性墊可視為一機械系統，傳遞結構噪音時，可將其視為振動力與振動速度之傳遞，可用圖 1 來表示。高頻率的噪音在輸入端之振動力及振動速度分別為  $F_1$ 、 $V_1$ ，透過彈性墊後，經衰減輸出之力及速度分別為  $F_2$ 、 $V_2$ 。在其力與速度矩陣關係如下：

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ F_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_2 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中的係數  $\alpha_{11}$ ， $\alpha_{12}$ ， $\alpha_{21}$ ， $\alpha_{22}$ ，就稱為系統的四端參數。利用系統之動性矩陣可建立系統振動速度與系統振動力之關係：

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中  $[M_{ij}]$  稱為動性矩陣(mobility matrix)，而  $M_{11}$ ， $M_{22}$  分別為輸入及輸出點動性(point mobility)， $M_{12}$  及  $M_{21}$  為傳遞動性(transfer mobility)。

一般來說，四端參數亦為與頻率有關的複變函數，它只和所代表的機械系統本身有關，而和該系統前後端相連的其他系統無關。由式(3)與(4)聯立可得點動性與四端參數的關聯，其中驅動點的動性為：

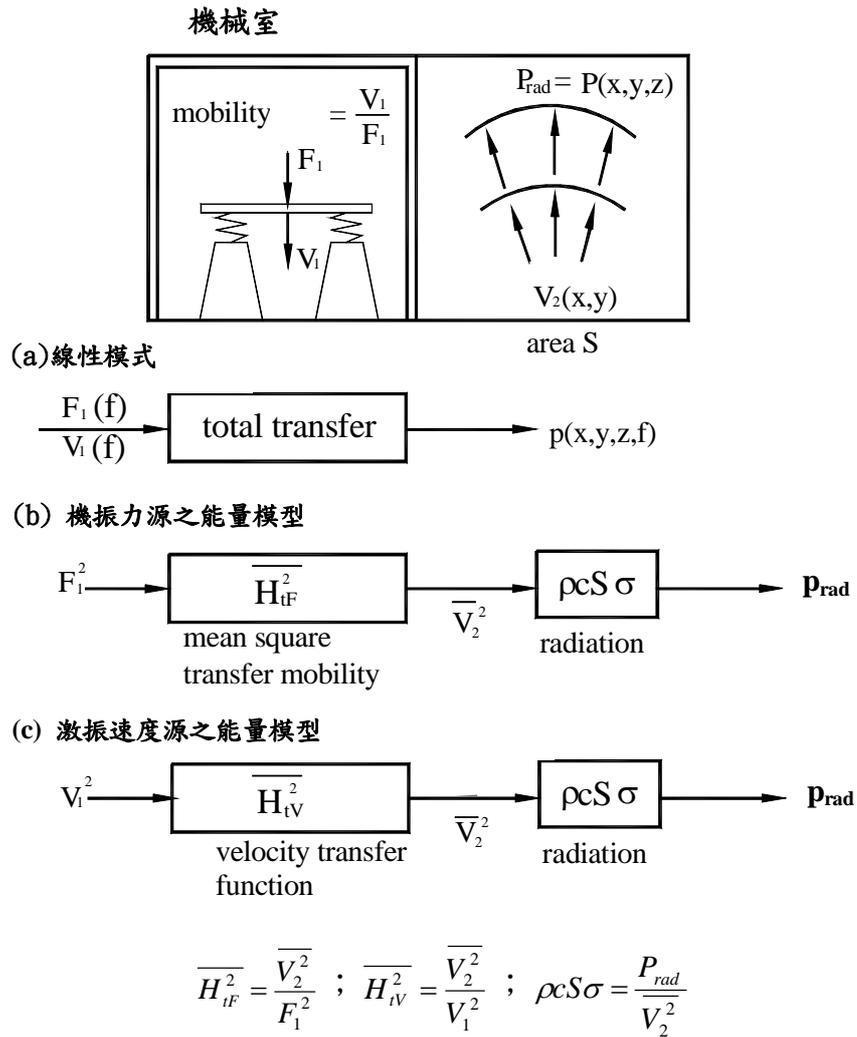


圖 1 停車塔車台機器擴散之噪音模型

$$M_{11} = \frac{V_1}{F_1} = \frac{\alpha_{11}V_2 + \alpha_{12}F_2}{\alpha_{21}V_2 + \alpha_{22}F_2} = \frac{\alpha_{11}M_{22} + \alpha_{12}}{\alpha_{21}M_{22} + \alpha_{22}} \quad (5)$$

其中  $M_{22} = \frac{V_2}{F_2}$  是接受點的點動性，驅動點的阻抗如下：

$$Z_{11} = \frac{F_1}{V_1} = \frac{\alpha_{21}V_2 + \alpha_{22}F_2}{\alpha_{11}V_2 + \alpha_{12}F_2} = \frac{\alpha_{21} + \alpha_{22}Z_{22}}{\alpha_{11} + \alpha_{12}Z_{22}} \quad (6)$$

其中  $Z_{22} = \frac{F_2}{V_2}$  為接受點的阻抗。當然傳遞動性及阻抗可有以下之型式：

$$M_{12} = \frac{V_1}{F_2} = \alpha_{11}M_{22} + \alpha_{12} \quad (7)$$

$$M_{21} = \frac{V_2}{F_1} = \frac{M_{22}}{\alpha_{21}M_{22} + \alpha_{22}} \quad (8)$$

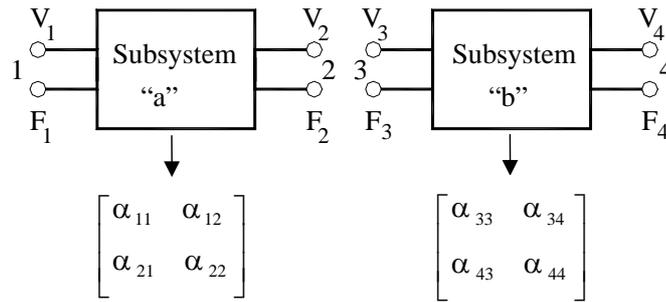


圖 2 串聯子系統四端參數矩陣之結合

若將機械-彈性墊-機座結構考慮為一二自由度系統，則整體結合系統之總動性可由各子系統之動性矩陣求得。如圖 2 所示，子系統a與子系統b之兩端分別為 1,2 及 3,4。因二子系統係串聯在一起，即系統a之右端與系統b之左端相連，故 $V_3 = V_2$ 及 $F_3 = -F_2$ ，則：

$$\begin{Bmatrix} V_1 \\ F_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_2 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{33} & \alpha_{34} \\ -\alpha_{43} & -\alpha_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_4 \\ F_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha'_{11} & \alpha'_{14} \\ \alpha'_{41} & \alpha'_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_4 \\ F_4 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

因 1 為驅動點而 4 為接收點，故令 $F_4=0$ ，則

$$\frac{1}{\alpha'_{41}} = M_{41} = \frac{V_4}{F_1} \quad (10)$$

由式(9)、(10)，

$$\alpha'_{41} = \alpha_{21}\alpha_{33} - \alpha_{22}\alpha_{43} = \frac{M_{22} + M_{33}}{M_{12}M_{34}}$$

故 
$$M_{41} = \frac{M_{12}M_{34}}{M_{22} + M_{33}} \quad (11)$$

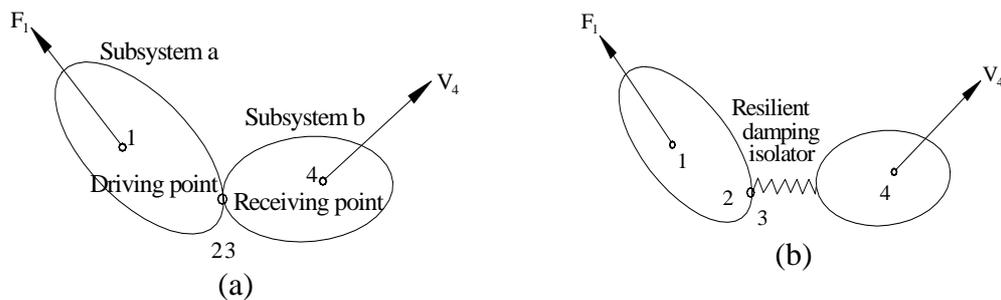


圖 3 按裝彈性隔振器前(a)後(b)之串聯驅動子系統與接收子系

由(11)知，串聯耦合系統之總傳遞動性 $M_{41}$ ，並非僅僅是兩個子系統傳遞動性 $M_{12}$ 與 $M_{34}$ 之和而已。接點處子系統之點動性 $M_{22}$ 與 $M_{33}$ 對決定總傳遞動性亦扮演有重要之角色。如圖 3(b)安裝彈性隔振器後，與原先橡膠墊相較則 $M_{33}$ 大幅增加，由式(11)知總傳遞動性 $M_{41}$ 將被減少。換言之，好的降低結構噪音彈性器設計，即在尋找降低 $M_{41}$ 之法，其基本原理即是在彈性墊兩端之系統間介入一只高動性之隔振器，使得 $M_{33}$ 大幅增加而 $M_{34}$ 能有效減低。其設計要領如表一。

表一 按裝彈性隔振器設計要領

	裝橡膠座	裝彈性座
$M_{33}$	小	大
$M_{34}$	大	小

### 2.3. 天花板空間諧振問題

當結構音振動能量經由樓板及樑柱傳遞至住宅內，並於室內空間輻射成噪音時，常常會因住戶天花板上方空間諧振的形成，使得振動幅射出的音壓產生加成放大的效果，這也就是部份機械停車塔運轉時，會讓住戶房內所感受到的噪音特別明顯的原因。

設天花板上方如同一長方體音場，各邊尺寸為  $L_x$ 、 $L_y$ 、 $L_z$ ，假設音場內有一單位點音源，位於  $x_0$  處。假設六面邊牆均為剛性，則此空間之諧振頻率[2]為：

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2} \quad n_x, n_y, n_z \text{ 分別為 } 0 \sim \infty \text{ 之任意正整數} \quad (12)$$

天花板上的空間屬於密閉矩形空間聲場如圖 4，而數值分析結果如圖 5 及表二所示，與現場實驗結果證實，當板內密閉空間聲場任一尺寸比例差過大，或當空間諧振頻率分佈與空間諧振模態階數之迴歸直線 (Linear Regression)，其中決定係數  $R^2$  (Coefficient of determination) 低於 0.9 時，則空間諧振的現象將特別明顯，也就是該集中頻率範圍的聲壓將在天花板上密閉空間內產生空間共鳴放大效果。

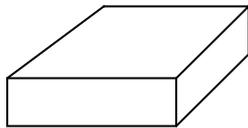


圖 4、天花板空間聲場示意圖

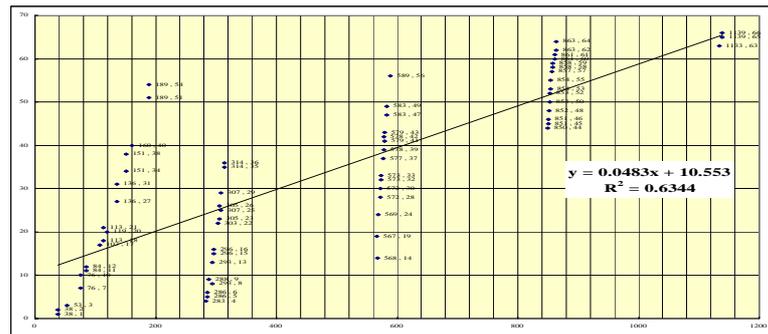


圖 5 空間諧振頻率頻譜分佈圖

表二 天花板上密閉空間諧振頻率各模態計算表

天花板空間駐波頻率			比例差	7.50	倍	340 m/sec <sup>2</sup>	V體積=	
長L <sub>x</sub>	寬L <sub>y</sub>	高L <sub>z</sub>	4.5 4.5 0.6	聲速C=		170	L總邊長=	
			C/2=				S總面積=	
模態數	n <sub>x</sub>	n <sub>y</sub>	n <sub>z</sub>	共振頻率 $f_{n_x, n_y, n_z} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2}$	$\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2$	$\left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2$	$\left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2$	$N_n = \frac{4\pi}{3} V \left(\frac{f}{c}\right)^3 + \frac{\pi}{4} S \left(\frac{f}{c}\right)^2 + \frac{L f}{8 c}$
1	1	0	0	38	0.04938272	0	0	1.1
2	0	1	0	38	0	0.04938	0	1.1
3	1	1	0	53	0.04938272	0.04938	0	1.9
4	0	0	1	283	0	0	2.7778	61.4
5	1	0	1	286	0.04938272	0	2.7778	62.8
6	0	1	1	286	0	0.04938	2.7778	62.8
7	2	0	0	76	0.19753086	0	0	3.6
8	2	0	1	293	0.19753086	0	2.7778	66.8
9	1	1	1	288	0.04938272	0.04938	2.7778	64.1
10	0	2	0	76	0	0.19753	0	3.6
11	2	1	0	84	0.19753086	0.04938	0	4.5
12	1	2	0	84	0.04938272	0.19753	0	4.5
13	0	2	1	293	0	0.19753	2.7778	66.8
14	0	1	2	568	0	0.04938	11.111	357.6
15	2	1	1	296	0.19753086	0.04938	2.7778	68.1
16	1	2	1	296	0.04938272	0.19753	2.7778	68.1
17	2	2	0	107	0.19753086	0.19753	0	7.1
18	3	0	0	113	0.44444444	0	0	8.0
19	0	0	2	567	0	0	11.111	355.5
20	3	1	0	119	0.44444444	0.04938	0	8.9
21	0	3	0	113	0	0.44444	0	8.0
22	2	2	1	303	0.19753086	0.19753	2.7778	72.2
23	3	0	1	305	0.44444444	0	2.7778	73.6
24	1	1	2	569	0.04938272	0.04938	11.111	359.7
25	3	1	1	307	0.44444444	0.04938	2.7778	74.9
26	0	3	1	305	0	0.44444	2.7778	73.6
27	3	2	0	136	0.44444444	0.19753	0	11.7

## 2.4. 天花板邊界條件對影響空間諧振頻率之影響

由於引起天花板振動來源包括機械運作之週期力，或上層樓人員走動踏步時之所產生的衝擊力，這些力量透過樓板或樑柱牆面傳遞時，其振動能量很容易經由天花板支承之木骨架傳遞至天花板之薄層木板，而於該薄板諧振頻率處之振動能量極易引起共振放大之現象，而此時天花板之振動輻射波型可分為單極、偶極子或四極子三種音源，分別輻射出大小不等之遠場音壓，而該板諧振頻率可由 FEM 分析軟體進行不同尺寸、頻率及邊界條件分析，並可由振動源主要振動頻率處，本文案例之振動源頻譜峰值出現在 60Hz 及 400Hz 上，可在該頻率觀察天花板之諧振波型，如圖 6 所示。

天花板部份之邊界接觸狀態可分別以(1)天花板與木板牆面直接接觸，如圖 7 所示；(2)天花板與木板牆面間留縫隙 1mm，如圖 8 所示；(3)天花板與木板牆面間插入制振橡膠墊片，如圖 9 所示等三類型分析。其數值分析結果顯示當天花板邊界增加制振材料時，薄板受單位簡諧力作用下的動性明顯降低。

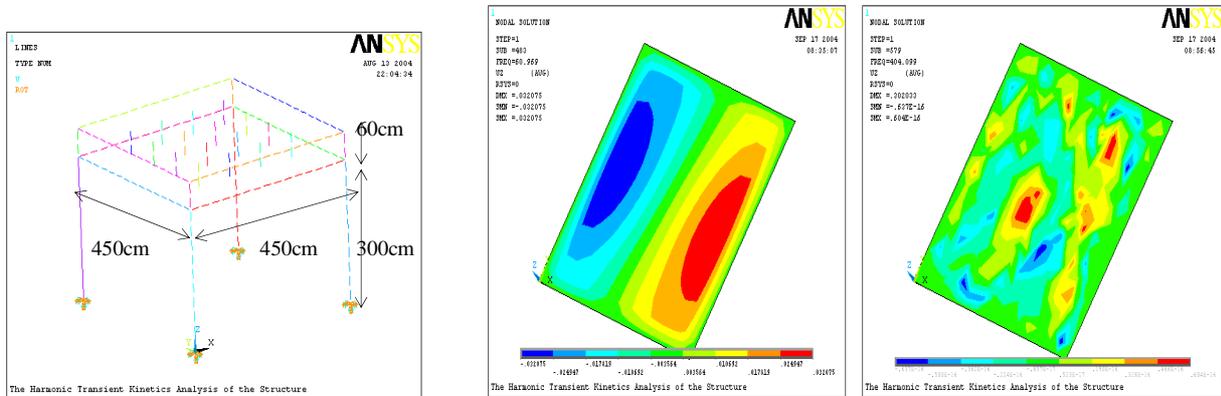


圖 6、天花板模態分析與振動源主要頻率 60Hz、400Hz 之模態波型

機器振動或踏步衝擊力

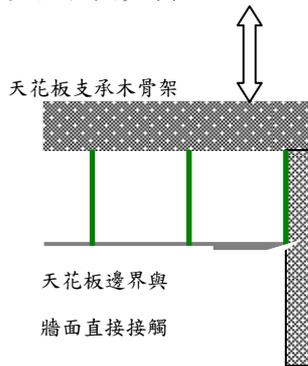


圖 7 直接接觸型圖示

機器振動或踏步衝擊力

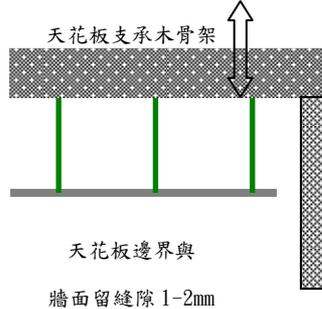


圖 8 分離型圖示

機器振動或踏步衝擊力

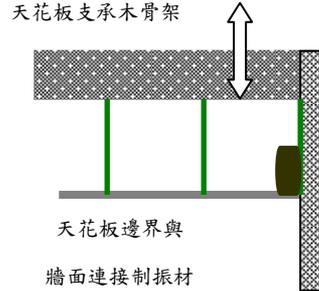


圖 9 插入制振材型式圖示

## 三、範例振動量測鑑定及隔振改善分析

### 3.1 振源隔振器選擇動性測試

為有效降低停車塔機械平台升降運轉之馬達及振動傳遞量，最有效的改善方式便是在升降平台與建築結構之接觸點安裝隔振裝置，而該隔振器之選擇，可藉由停車塔現場驅動馬達運轉之振動頻譜，以決定本案隔振器所欲隔離的主要頻率範圍。由於現場平台下方原本採用橡膠墊處理振動問題，但經量測結果(如圖 10 至 13 及表三)得知，停車塔驅動馬達平台振動量，由於現場目前是以橡膠隔振墊進行隔離阻絕，但在低頻範圍 29Hz、41Hz 及 394Hz 該振動量仍傳遞至

建築物樑上，因此必需探討橡膠隔振墊的隔振效能是否符合現場振動隔離量的需求，經橡膠隔振器與金屬彈簧隔振器在相同荷重下比較各頻率隔振效果，如圖 14、圖 15，得知金屬彈簧隔振器其隔振效果遠高過橡膠隔振器 20 分貝左右，如圖 16 及圖 17，尤其在 10Hz 至 500Hz 間的隔振效果，更彰顯出金屬彈簧隔振器在低頻振動的隔振優點，因此本案停車塔原先所採用的橡膠隔振墊，經研究結果決定改換為金屬彈簧隔振器。



圖 10. 停車塔減速馬達振動與動性傳遞頻譜量測

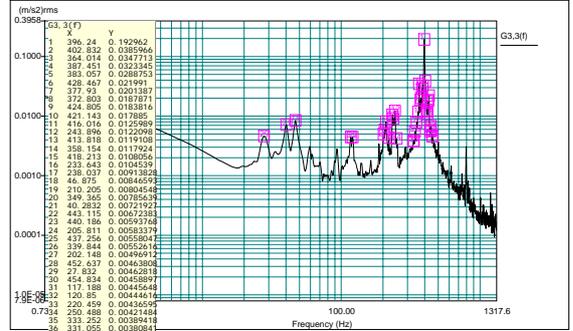


圖 11. 馬達平台下振動加速度頻譜圖

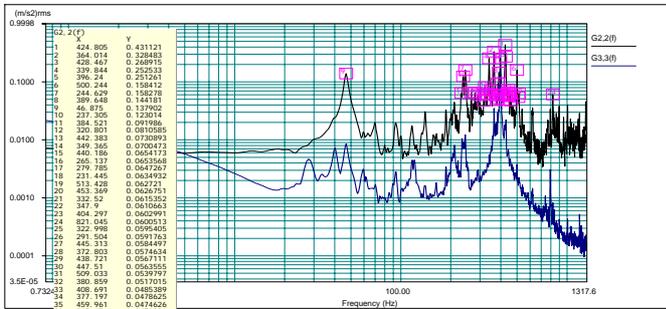


圖 12. 平台上方振動加速度頻譜圖

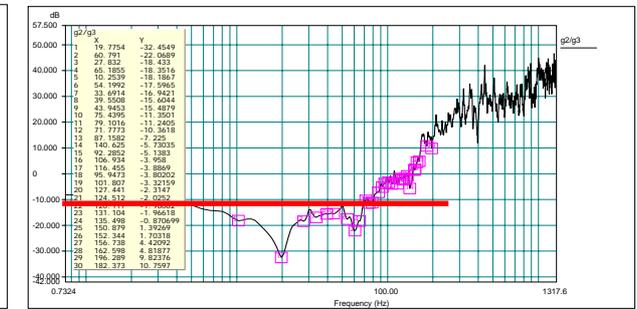


圖 13. 平台下方現場橡膠隔振效能測試頻譜圖

表三、停車塔減速馬達平台主要振動加速度頻譜分佈及其下方 RC 樑振動頻譜

振動加速度 頻率(Hz)順序	1	2	3	4	5	6	7	8
停車塔減速馬達運作狀態振動量測								
馬達平台下頻率	396	402	243	46	200	27	220	250
振動加速度 (m/sec <sup>2</sup> )	0.19	0.02	0.12	0.008	0.004	0.004	0.004	0.004
平台上下方隔振	19	60	27	65	54	71	140	120
隔振分貝值(dB)	-32.4	-22.06	-18.43	-18.35	-17.6	-10	-5	-1.9
停車塔減速馬達停機狀態動性傳遞量測								
平台上下方頻率	161.13	187.5	254	533	357	41	84	134
傳遞動性 V/F 值	7.5E-9	2.96E-9	4.85E-9	1.67E-8	1.27E-9	6.326E-10	1.36796E-10	2.726E-10

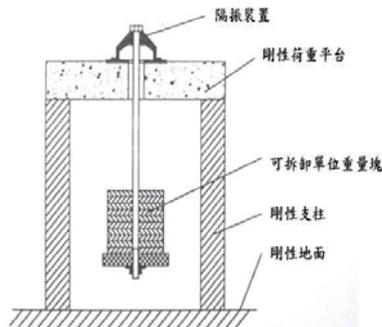
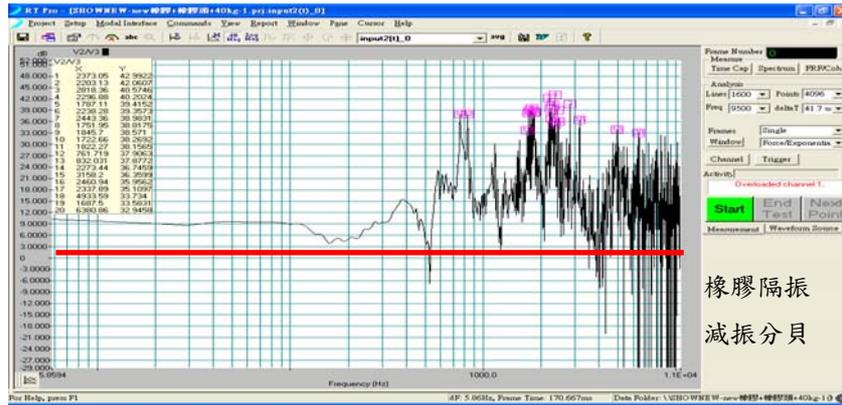


圖 14. 隔振平台測試實驗圖

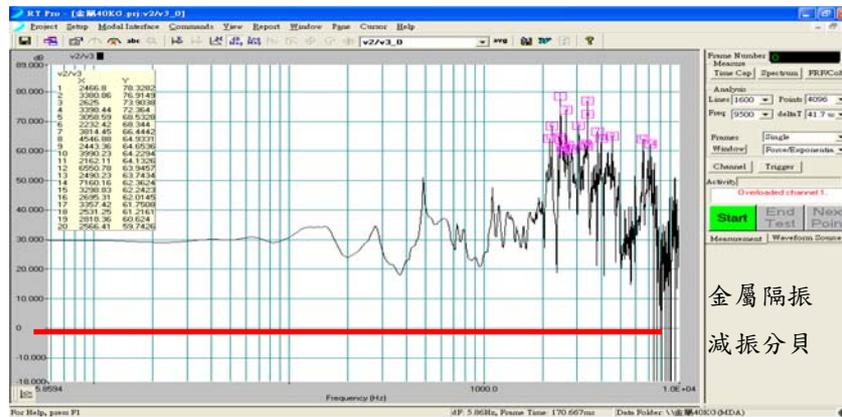


圖 15. 橡膠隔振器與金屬彈簧隔振器測試圖



橡膠隔振  
減振分貝

圖 16. 橡膠隔振器隔振分貝頻譜圖



金屬隔振  
減振分貝

圖 17. 金屬彈簧隔振器隔振分貝頻譜圖

### 3.2 共構大樓受影響住宅臥房樓板牆面振動與房內音壓位準量測

為瞭解住宅內受到停車塔驅動馬達運轉時，其各頻率振動傳遞量大小，需經由住戶內的振動頻譜量測研判振源處主要需隔離的頻率範圍，表四是振動主要影響頻率需改善之順序，而住宅內需量測範圍主要為樓板及牆面，量測結果如圖 18 及圖 19，再進行房內音壓量測分析，如圖 20。

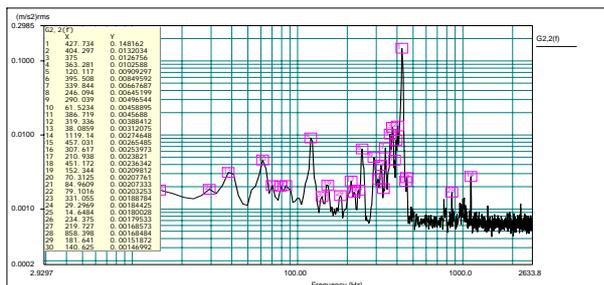


圖 18、九樓住戶地板

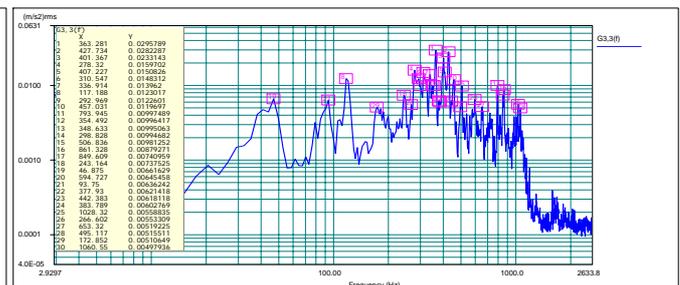


圖 19、九樓住戶牆面振動量

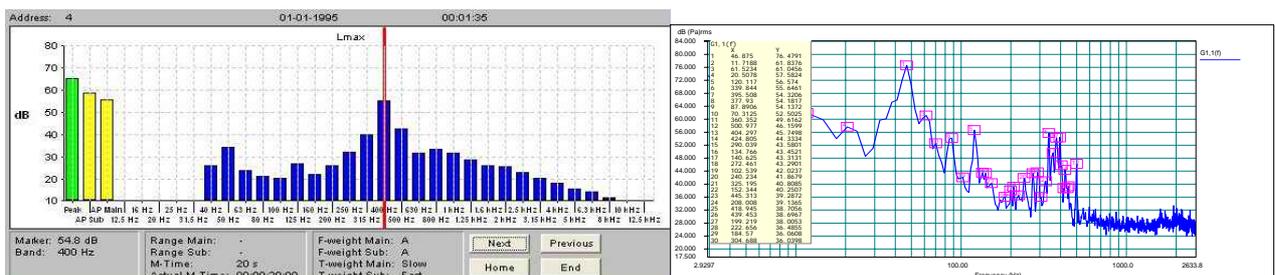


圖 20、九樓住戶音壓頻譜分貝圖

表四、住戶內振動與噪音影響大小排序(停車塔驅動馬達運轉下)

振動加速度 頻率(Hz)順序	1	2	3	4	5	6	7	8
臥室內樓板及牆面振動(m/sec <sup>2</sup> )								
樓板位置頻率	427	375	120	395	246	61	38	29
振動加速度	0.148	0.01267	0.009	0.008	0.0064	0.0045	0.003	0.0018
牆面位置頻率	363	427	278	117	243	46	93	383
振動加速度	0.0296	0.0282	0.0159	0.0123	0.0074	0.0066	0.00636	0.0060
臥室內噪音頻譜								
音壓改善順序	1	2	3	4	5	6	7	8
臥室內頻率(Hz)	46	61	20	120	395	70	360	500
音壓分貝值(dB)	76.4	61.04	57.58	56.57	54.32	52.5	49.6	46.15

### 3.3 振源隔振器由橡膠墊更換為金屬彈簧隔振器

由 3.1 節得知，本案橡膠墊隔振率在 400Hz 以下均在 10 dB 至 5 dB 之間，如圖 16，因此考慮更換金屬彈簧隔振器，預計 400Hz 以下之隔振率應在 20 至 30 dB 範圍，更換前後如圖 21 及圖 22 所示。本工程於進行前須準確估算原機械平台各支承點荷重範圍，並由該荷重量設計合適的隔振器型號尺寸。



圖 21、原驅動馬達平台橡膠墊圖



圖 22、更換為金屬線圈彈性基座圖

### 3.4 振源隔振器隔振效能測試

經更換為線圈彈簧隔振器後，量測該隔振器隔振效果與原橡膠墊比較，如圖 23 及圖 24，整理可得表五，得知透過本研究之改善方式，對於原先受到停車塔機械振動噪音影響住戶內之噪音衰減量，最多可達 12 dB 以上，足見本案改善成效。

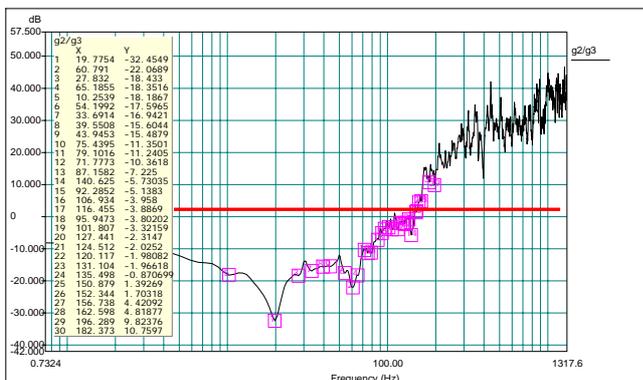


圖 23. 改善前橡膠隔振墊振動隔離分貝頻譜圖

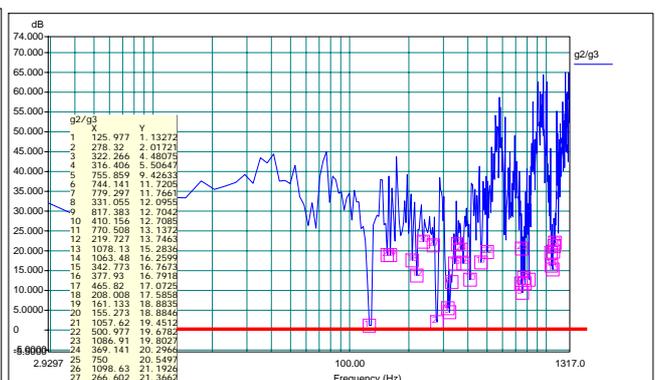


圖 24. 改善後金屬彈性座振動隔離分貝頻譜圖

表五、橡膠隔振墊與線圈彈性座改善前後振動量排序(停車塔減速馬達運轉下)

振動隔振頻率 改善順序	1	2	3	4	5	6	7	8	
驅動馬達平台基座隔振分貝數									
頻率(Hz)	19	60	27	65	54	71	140	120	
改善前隔振 dB	-32.4	-22.06	-18.43	-18.35	-17.6	-10	-5	-1.9	
改善後隔振 dB	37	30	39	34	38	35	28	8	
臥室內噪音頻譜改善前後分貝數									
音壓 頻率(Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	總音壓 dB(A)
改善前音壓分貝	61.6	54.2	51.4	50.1	39.5	36.5	27.6	17.6	38.9
改善後音壓分貝	44.9	47.3	34.0	36.2	30.7	29.0	25.1	22.3	51.6
噪音衰減量(dB)	16.7	6.9	17.4	13.9	8.8	7.5	2.5	-4.7	12.7

#### 四、結論與建議

1. 本文歸納出停車塔振動噪音問題診斷與改善方法，可由振動源驅動馬達平台振動量頻譜以及受影響住戶內的聲壓頻譜、樓板牆面振動量頻譜量測結果，分別依改善優先順序列表，再依此表研判改善方案，以決定由改善振動源隔振器或由住戶臥房改善裝潢材料來解決居家噪音振動問題。
2. 天花板上的密閉矩形空間聲場，於不同尺寸所決定出諧振頻率分佈密度情形，將決定住戶周圍環境振動源結構音是否會影響該住戶聲環境品質之重要參數。
3. 四端參數與機械動性關係，可決定控制振動源最有效之隔振器型式與相關參數值。
4. 傳遞動性應用於解決停車塔機構振動傳遞至住宅臥室的問題，改善前後音壓比較結果顯示，主要振動頻率及該頻率處噪音分貝數，兩者在改善前後效果均可降低約 10 dB 以上。

#### 五、參考文獻

1. W.H.Wang, T.C. Yang, R. Sutton and B. Dobson, "Performance Identification of the Resilient Mount Onboard", Proceedings of the Second International Students' Congress of the Aisia-Pacific Region Countries, Vladivostock, Russia, 1997.
2. Heinrich Kuttruff, "Room Acoustics", Elsevier Applied Science, New York, 1991.