

## 巴士車廂內振動與噪音之傳輸路徑探討

王栢村<sup>1</sup> 林鴻裕<sup>2</sup> 李俊賢<sup>3</sup> 胡惠文<sup>4</sup>

<sup>1</sup>屏東科技大學機械系教授 <sup>2</sup>副教授 <sup>3</sup>研究生

<sup>4</sup>屏東科技大學車輛系副教授

E-mail: wangbt@mail.npust.edu.tw

### 摘要

巴士車內振動與噪音影響乘客之舒適性為重要之研究課題, 本文為瞭解巴士車廂內振動與噪音傳遞之現象, 建立 (1) 接受者測試、(2) 噪音路徑測試、以及 (3) 振動路徑測試等三種實驗規劃。其中, 接受者測試包含車輛靜止與定速行駛兩種狀況, 在相同引擎轉速下, 探討行駛於路面的激振對車廂內振動與噪音之影響。噪音與振動路徑測試分別皆考慮巴士於靜止之正常與後輪頂高兩種狀況, 著重探討變速箱傳動系統在空檔及不同檔位, 於不同引擎轉速對巴士振動與噪音之貢獻度。結果顯示, 行駛之路面激振易於激發低頻率之振動與噪音, 就車內噪音而言, 雖然低頻率噪音值高, 對 A 加權音壓位準之差異在 1dB 以內, 但是對於座位振動於低頻率區有顯著提高, 應該再深入探討其影響。變速箱傳動系統在不同檔位、相同引擎轉速, 就各別檔位而言, 對車內噪音之影響也在 1dB 以內, 然而隨著引擎轉速的增加, 車內振動與噪音量也顯著提高, 引擎高轉速引發之激振, 實為巴士車內振動與噪音之主要來源。本文建立巴士車廂內各部位之振動與噪音傳輸路徑實驗規劃, 可瞭解其傳遞效果之差異, 有助於現況評估以及作為未來振動與噪音改善之參考依據。

**關鍵詞:** 巴士、振動、噪音、路徑、八音頻帶、線性頻譜。

### 1. 前言

隨時代快速演進, 人們對於車輛需求已到不可或缺的地步, 對於車輛舒適性的要求日趨嚴格, 其中車內振動與噪音的產生對乘坐舒適度的影響是相當大, 因此要增加乘車的舒適度, 降低長時間駕駛與乘坐在車內的疲勞, 就必須依賴車內振動與噪音的改善來達成。

江等人[1]針對汽車車內噪音, 進行量測分析, 量測車輛在各種行駛狀況時的噪音, 包括不同車速行駛時的定速噪音、緩加速緩減速時的噪音、急加速時的噪音、定檔定速時噪音, 以及定檔急加速時的噪音, 量測點包括引擎室、前座、後座、行李箱等位置。陳[2]根據造成車內共鳴音的各項主要因素, 針對這些方向來進行問題點的原因調查。首先量測車子加速過程中在哪些轉速下會產生令人不悅的共鳴音, 發現車內噪音總量部分於 3000rpm 附近及 3600rpm 附近有明顯峰值存在, 故主要針對在加速過程中發生車內共鳴音的問題點(引擎轉速 3000rpm 及 3600rpm 附近)進行探討。

Nishimura et al. [3]研究引擎室的聲音傳播特性, 發現聲音傳播特性在噪音源引擎表面與車身嵌板邊緣的相對位置會有所變化, 其使用 BEM 來研究插入損失

(insertion loss)對引擎室結構的影響。吳等人[4]針對車廂內駕駛者位置的主動式噪音控制進行研究, 以汽車引擎所產生之噪音為主要噪音源, 發現讓駕駛者戴上耳機作為控制音源, 可以有好的噪音衰減效果, 雖然不符合實際情況, 但在駕駛者位置卻有一定的噪音改善。

本文主要針對巴士內振動與噪音之傳輸路徑進行探討, 瞭解巴士內振動與噪音來源與其貢獻度, 並建立巴士車內振動與噪音傳遞之量測規劃, 未來可作為巴士車內振動與噪音改善之參考。

### 2. 量測規劃與分析

本文以巴士車型 BX-212 進行實驗, 如圖 1, 而主要分析目標在建立車內振動與噪音傳遞之量測規劃、探討振動與噪音傳遞路徑分析、以及了解巴士內振動與噪音來源及其貢獻度。圖 2 為儀器架設照片, 表 1 為量測設備總表, 說明使用儀器名稱、型號以及用途。表 2 為測試規劃總表, 共有 3 種測試, 分述如下:

1. 接受者測試(Receiver test): 分為定速行進(V)、車輛靜止狀態(S)兩種測試, 此測試目的, 在比較相同引擎轉速下, 車輛在不同檔位及行駛狀況(亦即路面)對車內噪音與振動之影響。量測示意及方塊圖如表 2, 量測頻道包括:  $p_i(t)$  車內噪音、 $a_s(t)$  座椅振動、 $a_f(t)$  地板振動、 $a_b(t)$  車身振動。
2. 噪音路徑測試(Acoustic path test): 分為車輛在正常靜止狀態(A)、車輛後輪軸頂高(B)兩種測試。在 A 狀態, 分別量測在 0 檔位(空檔)、不同引擎轉速下之噪音量。在 B 狀態, 則測試在不同檔位、不同引擎轉速下之噪音量。量測示意及方塊圖如表 1, 量測頻道包括:  $p_i(t)$  車內噪音、 $a_f(t)$  地板振動、 $p_o(t)$  車外噪音、 $p_e(t)$  引擎噪音。
3. 振動路徑測試(vibration path test): 同樣分為車輛在正常靜止狀態(A)及車輛後輪軸頂高(B)兩種測試。在 A 狀態, 分別量測在 0 檔位、不同引擎轉速下之振動量。在 B 狀態, 則測試在不同檔位、不同引擎轉速下之振動量。量測示意及方塊圖如表 1, 量測頻道包括:  $p_i(t)$  車內噪音、 $a_f(t)$  地板振動、 $a_i(t)$  車架振動、 $a_e(t)$  引擎振動。

除接受者測試之定速行駛於高速公路測試外, 其餘測試皆選在安靜無干擾之地點, 並量測背景噪音與振動, 確認無週遭環境之影響。



(a)車外觀 (b)車內觀

圖 1.巴士實體照片

表 1. 量測設備總表

設備名稱	型號	說明
頻譜分析儀	SigLab20-4	頻譜分析
加速度計	KISTLER8704B100M1	引擎振動、車架振動
加速度計	KISTLER8732A500	車身振動、地板振動
麥克風	PCB130D20	車內噪音
地表振動儀	Seismic Accelerometer 731A	座位振動



(a)噪音計之架設 (b)座位加速度計 (c)地板加速度計 (d)車身側面加速度計

圖 2. 儀器架設照片

表 2. 測試規劃總表

項目	測試名稱	量測示意圖	方塊圖	量測頻道規劃
1	接受者測試 (Receiver test) V: 定速行進 S: 車輛靜止			1: $p_i(t)$ 車內噪音 2: $a_s(t)$ 座椅振動 3: $a_f(t)$ 地板振動 4: $a_b(t)$ 車身振動
2	噪音路徑測試 (Acoustic path) A: 車輛靜止 B: 車輛後軸頂高			1: $p_i(t)$ 車內噪音 2: $a_f(t)$ 地板振動 3: $p_o(t)$ 車外噪音 4: $p_e(t)$ 引擎噪音
3	振動路徑測試 (Vibration path) A: 車輛靜止 B: 車輛後軸頂高			1: $p_i(t)$ 車內噪音 2: $a_f(t)$ 地板振動 3: $a_i(t)$ 車架振動 4: $a_e(t)$ 引擎振動

### 3. 評估指標與分析方法

本文所採用之評估指標簡述如下：

1. A-加權全音域音壓位準,  $L_{AP}(\text{dBA})$

$$L_{AP} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^{N_f} 10^{0.1 L_{APi}} \quad (1)$$

式中,  $L_{APi}$  為第  $i$  個八音階中心頻率音壓位準(dBA);  $N_f$  為八音階頻率之  $N_f$  個中心頻率。

2. 均能音壓位準 (Equivalent Energy Sound Level)  $L_{P,eq,T}$

$$L_P = 10 \log \left[ \frac{p_t^2}{p_{ref}^2} \right] \quad (2)$$

$$L_{P,eq,T} = 10 \log \left[ \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{Pi}}{10}} \Delta t_i \right] \quad (3)$$

$T$  時間內, 聲音能量之平均值。其中,  $L_P$  為音壓位準(Sound Pressure Level), 單位為 dBA;  $p_t$  為測定音壓, 單位為 Pa;  $p_{ref}$  為參考音壓,  $20\mu\text{Pa}$ ;  $T$  為總量測時間, 單位為秒;  $L_{Pi}$  為第  $i$  個時間區間內之音壓位準, 單位為 dBA;  $\Delta t_i$  為第  $i$  個時間區間。本文  $T$  為 60 秒。

3. 均能振動位準  $L_{V,eq,T}$

$$L_{VA} = 10 \log \left[ \frac{a^2}{a_{ref}^2} \right] \quad (4)$$

$$L_{V,eq,T} = 10 \log \left[ \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{Vi}}{10}} \Delta t_i \right] \quad (5)$$

在  $T$  時間內, 振動能量之平均值。其中,  $L_{VA}$  為未

經垂直或水平振動感覺修正(或稱為未加權, 該修正值是為配合人類對振動感覺所作之修正數值)之振動加速度位準, 單位為 dB;  $a$  為檢測所得未經加權之振動加速度, 單位為  $\text{m/s}^2$ ;  $a_{ref}$  為參考加速度,  $10^{-5} \text{m/s}^2$ ;  $T$ : 總量測時間, 單位為秒;  $L_{Vi}$  為第  $i$  個時間區間內之振動位準, 單位為 dB;  $\Delta t_i$  為第  $i$  個時間區間。

本文以頻譜分析儀量測得到噪音與振動之線性頻譜, 再以自行發展之 MATLAB 程式將線性頻譜轉為 1/3 八音頻帶頻譜, 探討之頻寬範圍以 10-20KHz 之八音頻帶為主。

### 4. 結果與討論

#### 4.1 接受者測試分析

為探討行駛之路面激振對振動與噪音之影響, 表 3 為車內噪音在靜止與定速之均能音量位準與頻譜比較, 其中(S-1500)為靜止, 0 檔位, 引擎轉速 1500rpm, (V-080)及 (V-100)分別為定速行駛於 80km/hr 及 100km/hr, 分別為 5 檔及 6 檔, 引擎轉速皆為 1500rpm, 綜合討論如下：

1. 車內噪音在巴士定速時比靜止增加 13-14dB, 由表 1(b)可看出主要來自低頻率, 但是 dBA 值幾乎不變, 因為 A 加權對低頻率有較大之加權。
2. 由於靜止(1500rpm)與定速(80,100km/hr)之車內噪音, 就 dBA 值來說幾乎相同, 因此就車內噪音之評估, 未來可免做定速狀態之噪音量測, 靜止狀態之對應轉速, 應該已有足夠之代表性。

表 3. 車內噪音在靜止(1500rpm)與定速(80,100km/hr)之噪音量比較  
 (a) 均能音量位準

均能音量位準	靜止(0 檔) 1500 rpm (S-1500)	80km/hr 5 檔,1500rpm (V-080)	100km/hr 6 檔,1500rpm (V-100)	(V-080)-( S-1500)	(V-100)-( S-1500)
$L_{eq, p_i}$ (dB)	90.231	104.27	103.41	14.039	13.183
$L_{eq, p_i}$ (dBA)	70.492	70.379	70.789	-0.11251	0.29691

(b) 1/3 八音頻譜比較

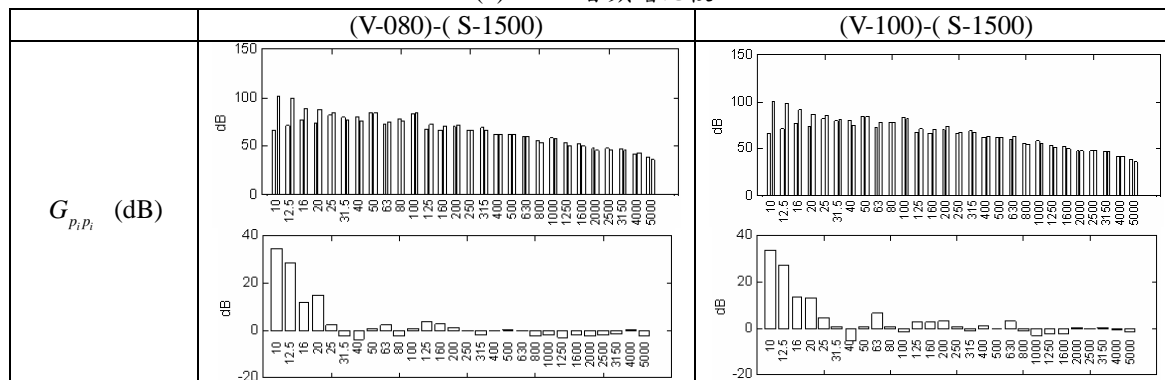


表 4 為車內振動在靜止(S-1500)與定速(V-080)及(V-100)之比較結果, 綜合討論如下:

1. 由表 4(a), 就總振動量而言, 除了座位振動  $L_{eq,a_s}$  在 80、100km/hr 有明顯增加 6dB 外, 地板振動  $L_{eq,a_f}$  變異在 1dB 以內、車身振動  $L_{eq,a_b}$  在  $\pm 2$ dB。
2. 由表 4(b)定速與靜止之線性頻譜與 1/3 八音頻譜比較, 定速時各部位之振動, 都是在低頻率較高, 例如: 座位振動  $L_{eq,a_s}$  在 10, 12.5 Hz, 地板振動  $L_{eq,a_f}$  及車身振動  $L_{eq,a_b}$  都在 10-20 Hz 有明顯高振動量, 此代表定速行駛時, 容易激發低頻率之振動響應。因此若要對振動之舒適度做進一步探討, 應該著重於 1-80Hz 之低頻振動, 尤其是定速行駛時, 更易受路面激振之影響。
3. 表 4(c)為不同狀態(靜止、定速)時, 地板  $L_{eq,a_f}$  與座位  $L_{eq,a_s}$  及車身  $L_{eq,a_b}$  之線性頻譜與 1/3 八音頻譜

- 比較, 地板振動  $L_{eq,a_f}$  比座位振動  $L_{eq,a_s}$  在 50Hz 以上高頻率區, 明顯高出數十 dB, 但在低頻座位振動就比較高, 例如(V-100)時, 16, 20Hz 相差達 30dB 左右, 因此在定速之振動評估應著重低頻率部分。
4. 由表 4(c)也可觀察, 車身振動  $L_{eq,a_b}$  比地板振動  $L_{eq,a_f}$  在高頻率區域明顯高出 40dB 左右, 唯在中頻率區 60-300Hz 區間有略微提高, 不過就振動總量而言由表 2(a)可看出差異, 地板振動  $L_{eq,a_f}$  變異在 1dB 以內、車身振動  $L_{eq,a_b}$  在  $\pm 2$ dB。
5. 另外由表 4(c), 地板  $L_{eq,a_f}$  與座位  $L_{eq,a_s}$  線性頻譜可觀察在 800Hz 附近有明顯共同的峰值, 此頻率猜測為車身結構自然頻率之影響。

表 4. 車內振動在靜止(1500rpm)與定速(80,100km/hr)之比較  
(a) dB 值比較

均能振動位準(dB)	靜止(0 檔), 1500 rpm (S-1500)	80km/hr, 5 檔, 1500rpm (V-080)	100km/hr, 6 檔, 1500rpm (V-100)	(V-080)-(S-1500)	(V-100)-(S-1500)
座位 $L_{eq,a_s}$	92.025	97.921	98.507	5.8951	6.4815
地板 $L_{eq,a_f}$	101.02	101.79	101.26	0.77348	0.23961
車身 $L_{eq,a_b}$	101.21	99.719	103.59	-1.4885	2.3856

(b)線性頻譜與 1/3 八音頻譜比較

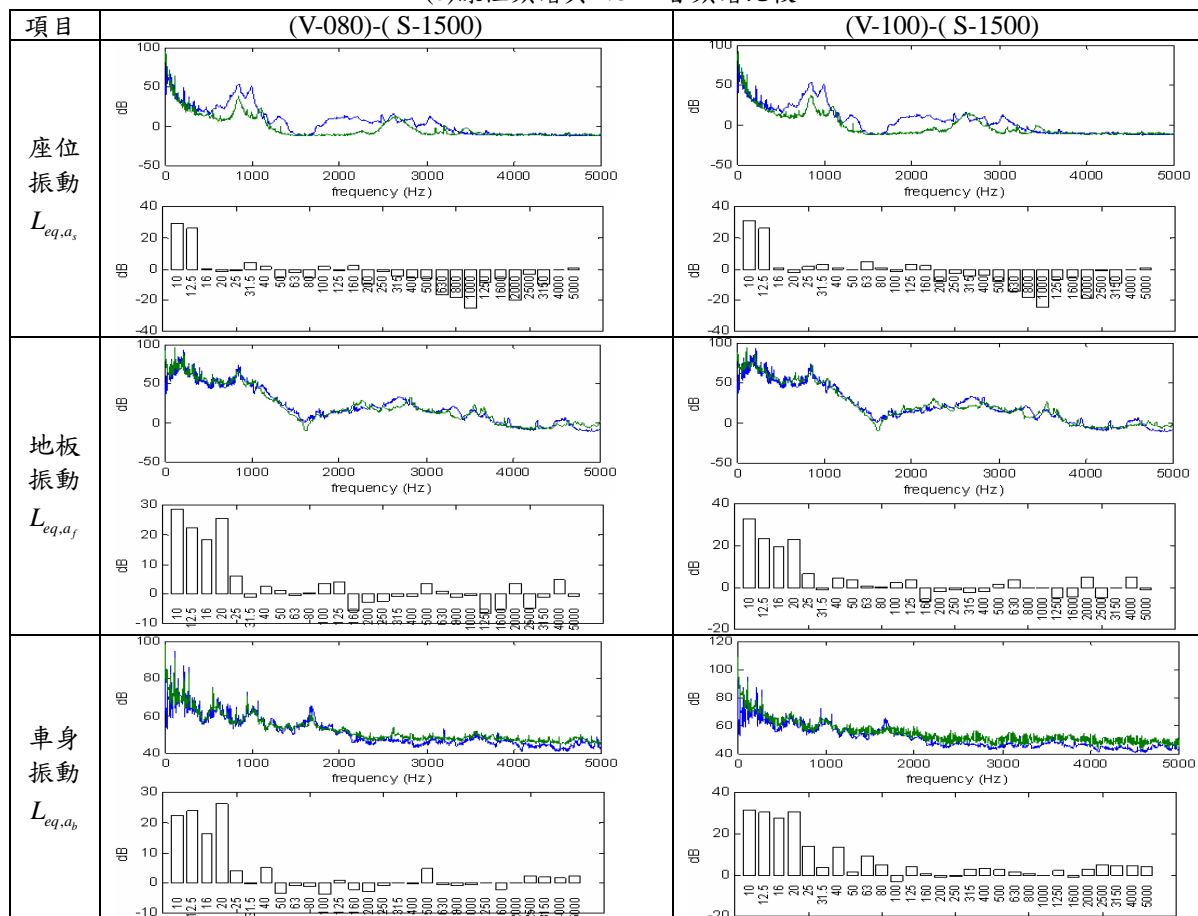
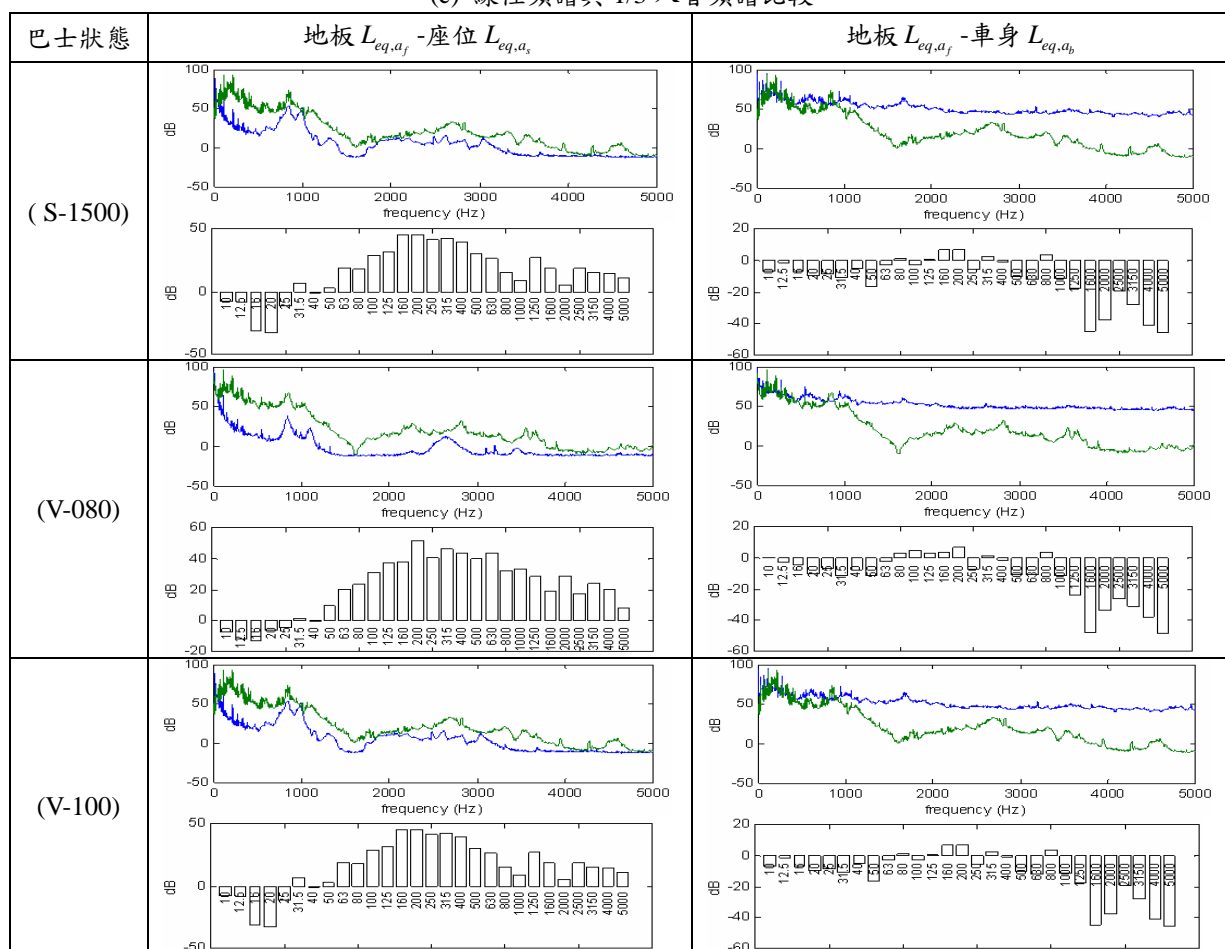


表 4. 車內振動在靜止(1500rpm)與定速(80,100km/hr)之比較(續)  
 (c) 線性頻譜與 1/3 八音頻譜比較



4.2 噪音路徑測試分析

表 5 為相同引擎轉速, 不同檔位於車內、車外及引擎室噪音量之比較表, 係由噪音路徑測試, 分別測試車輛於正常靜止狀態(A)與後輪軸頂高(B)之差異, 也就是引擎入檔後之影響, 可以觀察探討變速箱及傳動軸等對噪音量之影響評估, 表 6 則以相同轉速下, 不同檔位之振動、噪音做比較, 表 7 為振動、噪音傳遞隔振效果之 1/3 八音頻譜, 綜合討論如下:

1. 表 5 中除 0 檔位為狀態(A)外, 其餘檔位均為狀態(B), 以引擎轉速 800rpm 為例, 可看出車內噪音量隨檔位增加而增加, 但只有 0.3-1.4dBA 之差異。
2. 由表 5 中可觀察到車內、車外及引擎室噪音量在入檔前後的差異並不大, 大多在 ±1dBA 之內, 噪音量主要是隨著引擎轉速升高而增加。
3. 由表 6,  $L_{eq,pe} - L_{eq,pi}$  為引擎與車內之噪音量差異, 隔音效果達 32-38dB, 轉速越高, 隔音量越大。

表 5、相同引擎轉速不同檔位於車內、車外及引擎噪音量之比較表

(a) 車內噪音量  $L_{eq,pi}$  (dBA)

引擎轉速	0 檔位	4 檔位	5 檔位	6 檔位	4-0	5-0	6-0
800 rpm	63.028	63.366	64.148	64.435	0.33855	1.1206	1.4075
900 rpm	65.453	66.882	64.201	63.639	1.429	-1.2515	-1.8136
1000 rpm	66.98	66.388	65.667	65.196	-0.59196	-1.3131	-1.7844
1500 rpm	70.711	70.067	69.941	69.844	-0.64454	-0.77022	-0.8679
1800 rpm	74.261	73.439	73.936	73.189	-0.82202	-0.32507	-1.0716

又  $L_{eq,pe} - L_{eq,po}$  為引擎與車外之噪音量差異, 在 13-16dB 之間。

4. 由表 7 線性頻譜, 因只有隔音效果, 沒有結構效應, 故引擎噪音與車外噪音有類似峰值。而引擎噪音與車內噪音由於結構影響, 有不同峰值, 例如在 2600Hz 出現明顯峰值。
5. 由表 7 的 1/3 八音頻譜觀察引擎室噪音與車外噪音之差異, 得到引擎室的隔音效果在 10-20dB 左右; 由引擎室噪音與車內噪音之差異量, 可知車內對高頻隔絕效果達 40dB, 低頻噪音則未能有效隔音; 而車內噪音與地板振動做比較, 在 2800Hz 有明顯對應, 判斷為結構振動所引發之聲音。另外, 也可觀察得知相同轉速下 0、4 檔隔音之穿透損失 (transmission loss) 相近。

表 5、相同引擎轉速不同檔位於車內、車外及引擎噪音量之比較表(續)

(b)車外噪音量  $L_{eq,p_o}$  (dBA)

引擎轉速	0 檔位	4 檔位	5 檔位	6 檔位	4-0	5-0	6-0
1000rpm	83.684	85.069	84.672	84.367	1.385	0.98721	0.68257
1500rpm	92.391	92.787	92.667	92.538	0.39614	0.27601	0.14748
1800rpm	96.417	96.367	96.752	96.463	-0.04985	0.33532	0.04574

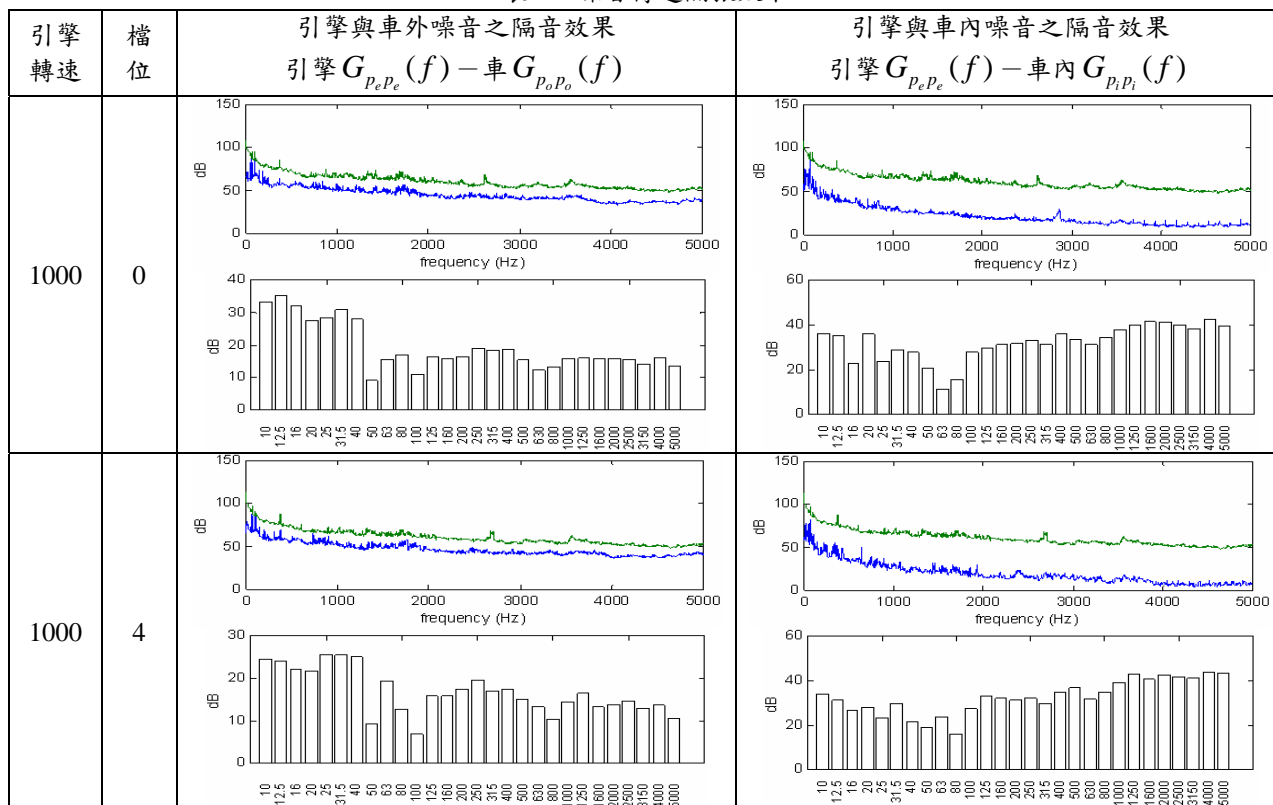
(c)引擎室噪音量  $L_{eq,p_e}$  (dBA)

引擎轉速	0 檔位	4 檔位	5 檔位	6 檔位	4-0	5-0	6-0
1000rpm	99.103	99.355	98.543	98.144	0.25254	-0.55989	-0.95924
1500rpm	107.89	107.66	107.33	107.27	-0.23092	-0.55496	-0.6177
1800rpm	112.47	111.67	112.15	111.31	-0.80167	-0.31663	-1.1553

表 6、相同引擎轉速下，不同檔位之噪音比較

rpm	檔位	$L_{eq,p_e}$	$L_{eq,p_o}$	$L_{eq,p_i}$	$L_{eq,p_e} - L_{eq,p_o}$	$L_{eq,p_e} - L_{eq,p_i}$
1000	0	99.103	83.684	66.98	15.418	32.122
1000	4	99.355	85.069	66.388	14.286	32.967
1000	5	98.543	84.672	65.667	13.871	32.876
1000	6	98.144	84.367	65.196	13.777	32.948
1500	0	107.89	92.391	70.711	15.499	37.178
1500	4	107.66	92.787	70.067	14.872	37.592
1500	5	107.33	92.667	69.941	14.668	37.393
1500	6	107.27	92.538	69.844	14.734	37.428
1800	0	112.47	96.417	74.261	16.05	38.206
1800	4	111.67	96.367	73.439	15.298	38.226
1800	5	112.15	96.752	73.936	15.398	38.214
1800	6	111.31	96.463	73.189	14.849	38.122

表 7、噪音傳遞隔振效果





### 4.3 振動路徑測試分析

表 8 為相同引擎轉速，不同檔位於引擎、車架及地板振動量之比較表，係由振動路徑測試，分別測試車輛於正常靜止狀態(A)與後輪軸頂高(B)之差異，也就是引擎入檔後之影響，除 0 檔位為狀態 A 外，其餘檔位均為狀態(B)，可以觀察探討變速箱及傳動軸等對振動量之影響評估，表 9 則以相同轉速下，不同檔位之振動、噪音做比較，表 10 為振動、噪音傳遞隔振效果之 1/3 八音頻譜，綜合討論如下：

1. 由表 8(a)，可看出引擎振動量  $L_{eq,a_e}$  在入檔後之有明顯 1.3-2.4dB 之增加；而當引擎振動在 800、900rpm 時，噪音量均隨檔位增加而略微遞減。
2. 由表 8(b)、8(c)，可看出車架、地板振動量與變速檔位之影響差異不大，引擎轉速為最大因素，以車架在 900rpm 為例，反而有遞減的趨勢。
3. 由表 9， $L_{eq,a_e} - L_{eq,a_i}$  為引擎與車架之振動量差異，亦即引擎隔振器有 12-14dB 的隔振效果，只

有 900rpm 在 0 檔位為 9dB。又  $L_{eq,a_i} - L_{eq,a_f}$  為車架與地板之振動量差異，平均亦有 12dB 左右，也就是車架與地板間之傳輸減振情形。

4. 由表 10 引擎  $L_{eq,a_e}$  - 車架  $L_{eq,a_i}$  為引擎隔振器的隔振效果，由線性及 1/3 octave 頻譜，除 63、800Hz 外，均可明顯看出隔振之效果良好，在 4 檔位與 0 檔位結果相近，但 63、80Hz 處有較大差異。
5. 由表 10 車架  $L_{eq,a_i}$  - 地板  $L_{eq,a_f}$  為車架到車內地板傳輸比，由線性及 1/3 octave 頻譜，除 160、200Hz 外，均可明顯看出振動傳輸隔振之效果良好，在 4 檔位時同樣可看出類似之傳輸隔振之效果良好，但在 10Hz 呈現 -7dB 左右，代表隔振不良，未來應該特別注意此低頻率之效應。

表 8、相同引擎轉速，不同檔位於引擎、車架及地板振動量之比較表

(a) 引擎振動量  $L_{eq,a_e}$  (dB)

轉速	0 檔位	4 檔位	5 檔位	6 檔位	4-0	5-0	6-0
800 rpm	115.98	118.39	117.8	117.69	2.4101	1.8197	1.7139
900 rpm	116.24	118.23	117.74	117.62	1.9924	1.5006	1.38

(b) 車架振動量  $L_{eq,a_i}$  (dB)

轉速	0 檔位	4 檔位	5 檔位	6 檔位	4-0	5-0	6-0
800rpm	103.69	103.9	103.72	102.79	0.20188	0.02971	-0.90773
900rpm	107.35	106.66	106.09	105.76	-0.68479	-1.2628	-1.5923

表 8、相同引擎轉速，不同檔位於引擎、車架及地板振動量之比較表(續)

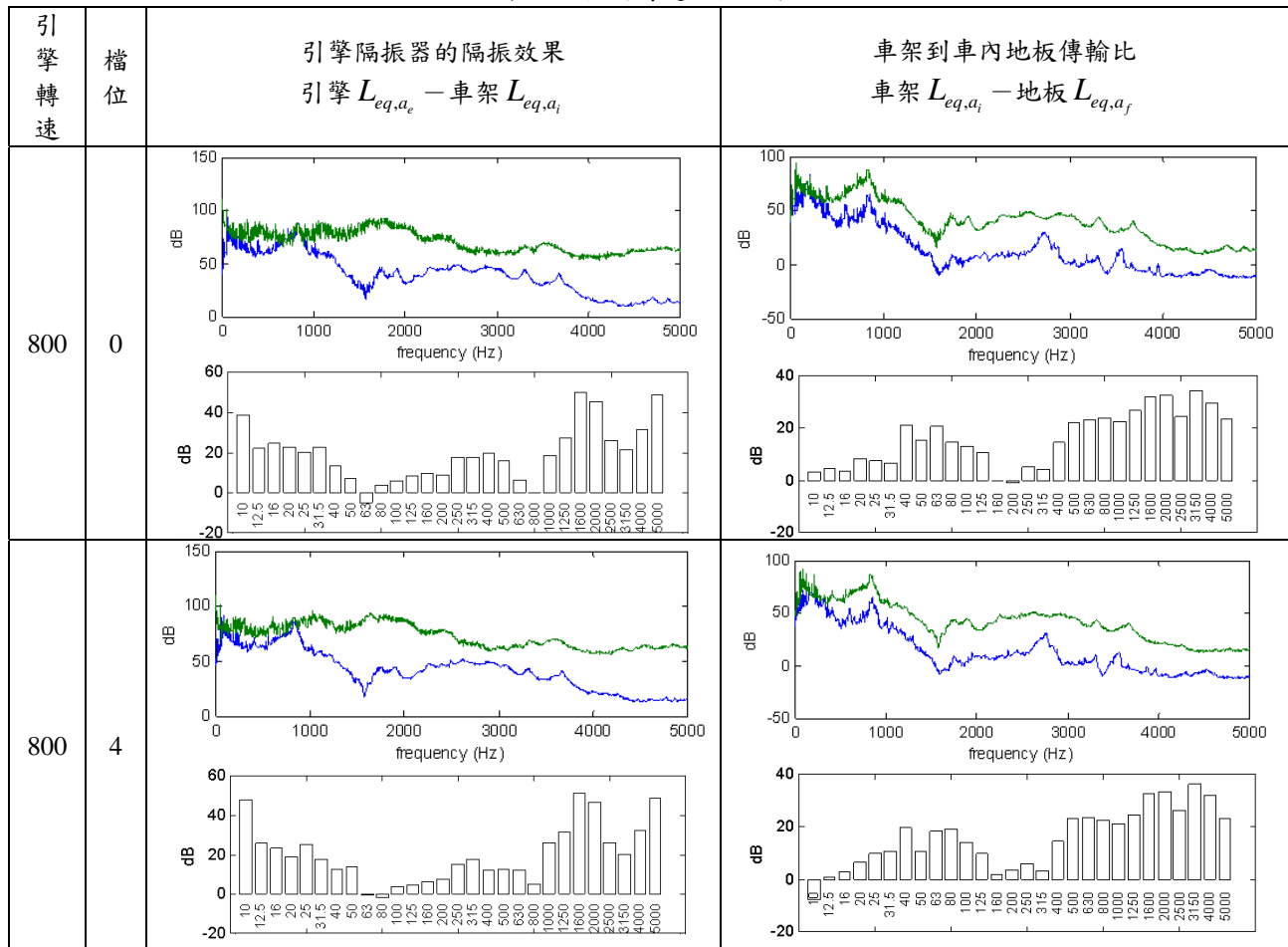
(c) 地板振動量  $L_{eq,a_f}$  (dB)

轉速	0 檔位	4 檔位	5 檔位	6 檔位	4-0	5-0	6-0
800rpm	90.91	91.723	92.185	92.098	0.81313	1.2753	1.1879
900rpm	93.405	93.956	93.905	93.983	0.55078	0.4996	0.57765
1000rpm	92.972	92.405	92.966	92.64	-0.56726	-0.0065339	-0.33202
1500rpm	101.24	100.25	100.39	100.22	-0.98457	-0.8418	-1.0199
1800rpm	103.14	102.59	103.16	101.69	-0.54985	0.017397	-1.4505

表 9、相同轉速下，不同檔位之振動比較

rpm	檔位	$L_{eq,a_e}$	$L_{eq,a_i}$	$L_{eq,a_f}$	$L_{eq,a_e} - L_{eq,a_i}$	$L_{eq,a_i} - L_{eq,a_f}$
800	0	115.98	103.69	90.91	12.285	12.784
800	4	118.39	103.9	91.723	14.493	12.173
800	5	117.8	103.72	92.185	14.075	11.539
800	6	117.69	102.79	92.098	14.907	10.689
900	0	116.24	107.35	93.405	8.8918	13.942
900	4	118.23	106.66	93.956	11.569	12.707
900	5	117.74	106.09	93.905	11.65	12.18
900	6	117.62	105.76	93.983	11.864	11.773

表 10. 振動傳遞隔振效果



### 5. 結論

本文建立巴士車廂內各部位之振動與噪音傳輸路徑實驗規劃, 可瞭解其傳遞效果之差異, 有助於現況評估以及作為未來振動與噪音改善之參考依據, 綜合討論如下:

1. 行駛路面激振易於激發低頻率之振動與噪音, 就車內噪音而言, 雖然低頻率噪音值高, 對 A 加權音壓位準之差異在 1dB 以內, 但是對於座位振動於低頻率區有顯著提高, 應該再深入探討其影響。
2. 變速箱傳動系統在不同檔位、相同引擎轉速, 就各別檔位而言, 對車內噪音之影響也在 1dB 以內, 然而隨著引擎轉速的增加, 車內振動與噪音量也顯著提高, 引擎高轉速引發之激振, 實為巴士車內振動與噪音之主要來源。
3. 靜止(1500rpm)與定速(80,100km/hr)之車內噪音, 就 dBA 值來說幾乎相同, 因此就車內噪音之評估, 未來可免做定速狀態之噪音量測, 靜止狀態之對應轉速, 應該已有足夠之代表性。
4. 定速行駛時, 容易激發低頻率之振動響應。因此若要對振動之舒適度做進一步探討, 應該著重於 1-80Hz 之低頻振動, 尤其是定速行駛時, 更易受路面激振之影響。

### 6. 致謝

感謝成運公司經費支持以及鄭鏞豪廠長與陳新正課長大力幫忙, 使得量測進行順利, 特此致謝。

### 7. 參考文獻

- [1] 江文旺, 何展效, 簡惠子, 2005, 「小客車車內噪音改善研究」, 中華民國第十三屆振動與噪音工程學術研討會, 彰化, 第 19-22 頁。
- [2] 陳柏徵, 2005, 「車內加速共鳴音之改善應用」, 第十三屆中華民國振動與噪音工程學術研討會, 彰化, 第 13-18 頁。
- [3] Nishimura, Y., and Shimizu, K., 1996, "Analysis of Acoustic Radiation Characteristics of Engine Compartment and Application to Reduction of Vehicle Pass-by Noise," *JSAE Review*, Vol. 17, pp. 133-137.
- [4] 吳建達, 仲成伍, 張智閻, 白明憲, 2000, 「車廂內駕駛室之主動式噪音控制」, 中華民國第二十四屆全國力學會議, 桃園, 第 9-14 頁。