

大客車底盤結構之振動分析與實驗

胡惠文¹ 王栢村² 楊忠霖³ 吳承柏⁴ 張書源⁵

¹國立屏東科技大學車輛工程系副教授

²國立屏東科技大學機械工程系教授

^{3,4,5}國立屏東科技大學車輛工程系研究生

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

摘要

由於國內大客車底盤結構大多自國外進口，然後自行打造車體，整車設計資料闕如，往往在組裝完成後產生嚴重的振動噪音問題，卻無法經由完整的偵測與分析來解決。本研究即針對成運汽車製造公司生產之客運車型為BX 212之底盤結構進行詳細的振動分析與實驗。分析方法採用電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)技術來建立底盤結構，包括：大樑結構、橫隔板結構、橫樑結構以及補強結構等，然後以有限元素分析軟體ANSYS進行振動分析。實驗模態分析是採用衝擊錘來激振底盤大樑結構，以加速度規量取結構的動態響應，然後以頻譜分析儀進行分析，擷取底盤結構的自然頻率與模態振型。將有限元素分析與實驗模態分析結果進行驗證比對，得到足以代表實際結構之等效分析模型，以應用於後續在整車的振動分析上。

關鍵詞：大客車底盤結構、電腦輔助工程設計與分析、有限元素分析、實驗模態分析

1.前言

根據交通部公路局的統計，國內大約有9000輛遊覽車和4000輛國道客運，但八成以上的底盤皆由國外進口，因此對於底盤結構的設計與振動分析並無相關資料可參考。目前國內大客車製造廠常因客戶的要求進而修改車體結構，往往在組裝完成後產生嚴重的振動噪音問題。結構搭接組合後，結構的剛性與重量就已經決定該結構的自然頻率與模態振型，不僅影響乘坐的舒適性，亦會造成結構疲勞與耐久的問題。產生的振動以及可能伴隨的噪音，可以透過電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)的方法進行了解，然而分析模型是否能夠

代表實際結構，可以採用模態實驗來進行比對驗證。

胡等人[1]在大客車車體結構的剛性分析中，顯示在各種路面行駛的負載條件下，底盤所吸收的應變能是最高的，也就說明底盤結構設計的重要性。胡等人[2]進一步在大客車的焊接研究中指出：車體結構的自然頻率與模態振型，並不受焊道比的影響。因此本研究在建立有限元素模型時並未考慮結構之間的焊接。

陳等人[3]的研究中針對小客車結構進行模態分析，量測規劃點為100個點、300個自由度，並採兩點激振的方式量測車身結構模態振型，分別量測前端角落大樑上下方向與對角線處大樑水平方向。由於空車殼並無懸吊系統支撐，故建議以自由懸吊方式支撐，而量測點的規劃以結構交接點為主，盡量在主結構位置，以避免局部結構太弱造成不易激振而干擾到結果，最後也說明單點激振模態測試亦可獲得相同結果。

王等人[4-5]的研究中偵測大客車BX 212的車身、地板、座位與引擎支架上的振動，發現引擎高轉速所引發之激振，實為車內的振動與噪音之主要來源。然而在振動的分析上說明大客車在行駛路面時易於激發低頻率的振動，尤其是在座位上的振動在低頻率區有顯著的提高，並在多次的道路行駛測試中指出，大客車在定速行駛時最易受到路面激振的影響。因此若要對振動之舒適度做進一步探討，應該著重於1-80 Hz 之低頻振動。

車輛結構的共振問題直接影響乘坐的舒適性，因此一般車體結構的設計通常會盡量使結構的共振頻率遠離可能的振動源頻率，除了引擎之外，置於車頂鈹的空調系統也為激振源之一，也容易引起車體局部結構的共振。以轎車結構之設計為例，整車結構第一個共振頻率希望控制在高於35 Hz 以上[6]。Wang 等人[7-9]在車輛行駛品質之比較與模型驗證上，亦有深入的研究。

本研究之目的在透過電腦輔助工程設計分析技術建立大客車底盤結構之電腦分析模型，並以實驗模態分析驗證比對分析模型之合理性正確性。

2. 研究方法

2.1.1 建立電腦輔助設計(CAD)模型

本研究採用電腦輔助設計軟體 (UniGraphics, UG) 來建立大客車底盤結構模型，如圖 1 所示。本模型尺寸：高 1.005m、寬為 2.338m、長 11.763m。座標系統訂定 x 軸由車頭往車尾方向， y 軸則是往左側方向， z 軸則是往車頂的方向。底盤結構的總重量是由荷重元 (Load Cell) 量測每一個組件重量後再加總得到的，總重約為 1755 kg。

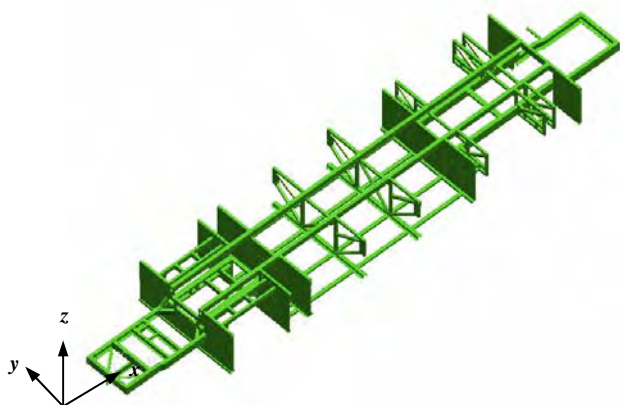


圖 1、大客車底盤結構之 CAD 模型

2.1.2 建立焊接結構之電腦工程分析(CAE)模型

本研究有限元素分析軟體 ANSYS 來建立大客車底盤結構，用四格點線性殼元素 (Shell63) 來進行模擬，並以共用格點來連接不同鋼骨結構之間的元素，依序建立底盤大樑結構、橫隔板結構、橫樑結構以及補強板結構，如圖 2 所示。結構焊接部份以共點方式連接殼元素 [2]，該模型總共使用了 22364 個元素以及 18942 個格點。以自由邊界之條件下進行振動分析，獲得分析的模態參數。

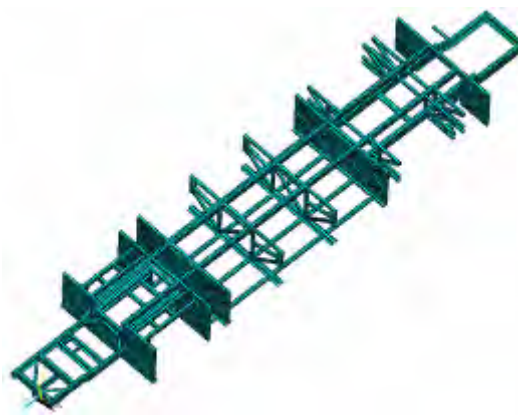


圖 2、大客車底盤結構之 CAE 模型

2.1.3 結構材料參數

底盤結構材料則是採用 SS41P、SAPH45 材質製成之各種斷面鋼管與鋼板。材料的機械性質如表 1 所列，其中底盤結構材料採 JIS G3113、G3101 規格所提供的車輛結構用鋼資料 [9]。鋼材密度皆以 $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 輸入分析。

表 1、材料機械性質

機械性質 材料	彈性模數 (GPa)	降伏強度 (MPa)	抗拉強度 (MPa)	浦松 氏比
SS41P	200	> 245	400~500	0.3
SAPH45	200	> 295	> 440	0.3

2.2 實驗模態分析

一般在進行模態測試之前，可先以有限元素分析的前 10~20 個自然頻率作為現場實驗時的參考。從有限元素分析的結果顯示，大客車底盤模態振型大多為 z 方向的彎曲振型以及扭轉振型， y 方向的彎曲振型比較少，原因是底盤結構在 y 方向的彎曲剛性較 z 方向的高。因此在量測點的分佈上，將 x - y 平面設為主要測試面；並以 4 倍原則做為依據，預期擷取前 20 個模態進行分析，故在 x 軸向取 24 點， y 軸向取 8 點。基本上佈點的位置以樑的接點為主，總點數為 166 點。另外， x - z 平面測試面的實驗僅在測試面上取一個平面作為基準面進行佈點，故在 x 軸向取 24 點， z 軸向取 2 點，總點數為 40 點。

本實驗用兩台天車分別掛上尼龍吊帶將底盤結構懸吊起來模擬自由邊界，如圖 3、4 所示。採傳統實驗模

態分析方法，以衝擊錘為驅動器，加速度規為感測器量取結構的動態響應，透過兩台4頻道的頻譜分析儀(SigLab)串接(如圖5)，以固定敲擊點(如圖6)並同時移動7顆單軸向加速度規的方式進行實驗，敲擊點為底盤大樑第3點，並敲擊3次取平均，以提高實驗的品質；因此敲擊一次可獲得7筆資料，因此 $x-y$ 測試面的模態分析總共獲得24組資料、166個頻率響應函數， $x-z$ 測試面的模態分析總共獲得6組資料、40個頻率響應函數。本研究所採用的衝擊錘型號為KISTLER-9728A20000，單軸向加速度規型號為WR-786LBV(如圖7、圖8)。將所獲得之頻率響應函數藉由曲線嵌合軟體擷取出結構之模態參數，包括：自然頻率、模態振型、阻尼比，再與有限元素分析所得之模態參數進行驗證比對。



圖5、頻譜分析儀(SigLab)串接



圖6、現場實驗情形



圖3、模擬自由邊界之實際照片(XY測試面)



圖7、KISTLER-9728A20000衝擊錘



圖4、模擬自由邊界之實際照片(XZ測試面)



圖8、WR-786LBV磁吸式加速度規

模型驗證的過程，通常先考慮模態振型，再來修正自然頻率的差異。比對FEA與EMA的模態參數時，以EMA的結果為主來修正有限元素模型，也就是修正結構的楊氏係數和蒲松比，亦或者是檢查分析模型的結構是否與實際不符。

3. 結果與討論

3.1 模型驗證之結果

本研究進行兩次實驗模態測試，表 2 所示為 z 方向之模態振型，因衝擊錘敲擊在 z 方向，所以在 y 軸向(側向)的模態振型無法被激發，如模態振型 3、6、11 以及 16。然而在有限元素分析的結果中，只有第 2 個模態振型為 x 軸向的振型，為節省實驗的時間故未對 x 軸向進行量測，因本文的主要目的為模型驗證，只要有足夠的模態振型可比對即可。

z 方向有 9 個模態振型比對出來，分別如下：第 1 個模態振型為 1st 扭轉振型，第 4 個模態振型為 2nd 彎曲振型，第 7、8 個模態振型皆為 2nd 扭轉振型，第 9 個模態振型為 2nd 彎曲振型與車前大樑上下跳動，第 12、13 個模態振型為車尾大樑上下振動之局部模態振型，第 17 個模態振型為 2nd 扭轉振型與車尾橫隔板振動，第 18 個模態振型為 3rd 扭轉振型；在 x-y 平面上因敲擊的規劃點較多，較易於比對模態振型。







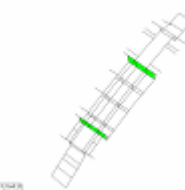
所採用之有限元素模型是經由設計圖所建構而成的，因此跟實際結構物有些許的差異，例如：補強結構的導角與補強鉸等尚未建構，因此亦間接影響到結構樑柱之間的接合剛性[6]，造成模型驗證時的比對結果有所差異。目前模態振型 5、10、14 以及 15 缺少有限元素分析的模態振型而無法進行比對。



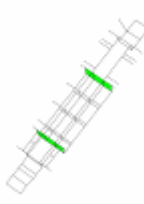

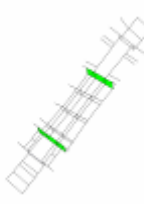

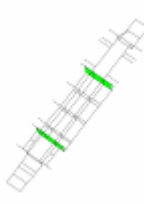


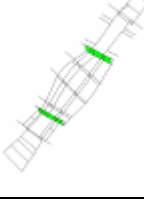

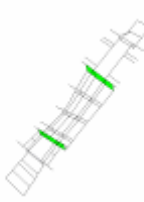
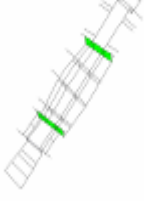
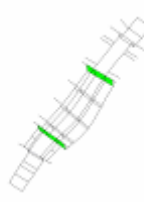



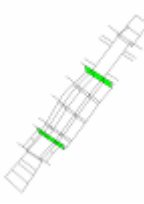
表 3 所示為 y 方向(側向)之模態振型，顯示已經有 8 個模態振型比對出來，也將之前所缺失的模態振型比對出來，分別如下：第 1 個模態振型為 1st 扭轉振型，第 3 模態振型為 1st 側向彎曲振型，第 5、6 個模態振型為 2nd 側向彎曲振型，第 7、8 個模態振型為 2nd 扭轉振型，第 9、14 個模態振型為 3rd 扭轉振型。

由於大客車底盤結構為複雜結構之連續系統，雖然大多模態振型已比對出來，但仍有少數幾個模態振型因有耦合現象導致難以分辨出來，不過就現階段模

型驗證來說已經足夠了，而其他未比對出的模態振型，則可用模態保證指標(MAC)作進一步確認。

表 2、大客車底盤模態振型比對(z 方向變形)

	FEA(Hz)	EMA(Hz)
1	6.56	6.51
		
2	9.35	
		
3	9.40	
		
4	11.33	10.8
		
5		11.9
		

6	13.48		12	27.84	25.4
					
7	16.13	14.8	13	29.84	27.3
					
8	17.84	15.5	14		29.0
					
9	20.43	21.5	15		29.8
					
10		23	16	30.17	
					
11	24.12		17	33.0	32.1
					


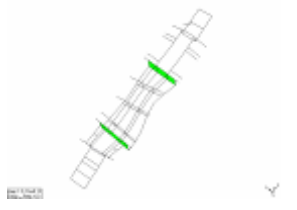

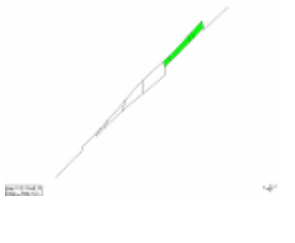










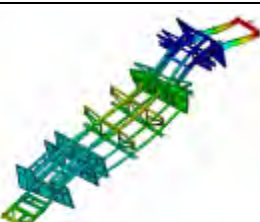


18	33.85	34.8		

表 3、大客車底盤振型比對(y 方向變形)

	FEA(Hz)	EMA(Hz)
1	6.56	7.64
		
2	9.35	
		
3	9.40	10.5
		
4	11.33	
		
5	13.48	12.9

6	16.13	15.3		
7	17.84	17.4		
8	20.43	21.7		
9	24.12	26.4		
10	27.84			
11		29.0		

12	29.84	
13		31.1
14	30.17	33.0

1	6.56	6.51	0.7%
2	9.35		-
3	9.40		-
4	11.33	10.8	4.9%
5		11.9	-
6	13.48		-
7	16.13	14.8	8.9%
8	17.84	15.5	15.1%
9	20.43	21.5	-4.9%
10		23.0	-
11	24.12		-
12	27.84	25.4	9.6%
13	29.84	27.3	9.3%
14		29.0	-
15		29.8	-
16	30.17		-
17	33	32.1	2.8%
18	33.85	34.8	-2.7%

表 5、自然頻率的比較(y 方向變形)

自然頻率 模態振型	FEA(Hz)	EMA(Hz)	差異(%)
1	6.56	7.64	-14.1%
2	9.35		-
3	9.40	10.5	-10.4%
4	11.33		-
5	13.48	12.9	4.4%
6	16.33	15.3	6.7%
7	17.84	17.4	2.5%
8	20.43	21.7	-5.8%
9	24.12	26.4	-8.6%
10	27.84		-
11		29.0	-
12	29.84		-
13	30.17	33.0	-8.5%

3.2 自然頻率比較

從表 4 為 z 方向變形的實驗結果，顯示自然頻率的差異除了第 8 個模態差異最大之外，其它模態的自然頻率差異皆在 10% 以內；表 5 為 y 方向變形的實驗結果，顯示除了第一、二模態的自然頻率差異最大之外，其它模態的自然頻率差異皆在 9% 以內，兩次實驗的結果說明了 FEA 與 EMA 的分析模型等效化。

表 4、自然頻率的比較(z 方向變形)

自然頻率 模態振型	FEA(Hz)	EMA(Hz)	差異(%)
--------------	---------	---------	-------

4. 結論

本文針對遊覽車型號為 BX 212 的底盤結構進行振動分析與實驗，其結果如下：

1. 模態振型在 z 方向變形的結果已經比對出 9 個模態振型，在 y 方向變形的結果也已比對出 8 個模態振型，足以驗證模型的等效性。
2. z 方向變形的自然頻率的差異除了第 8 個模態差異最大之外，其餘皆在 10% 以內，y 方向變形的實驗結果，顯示除了第一、二模態的自然頻率差異最大之外，其餘皆在 9% 以內。
3. 後續將更進一步針對有限元素模型進行模型最佳化與建構補強鈹等結構並反覆驗證，以期獲得完整的等效的有限元素模型。
4. 在完成底盤的模型驗證之後，後續將更進一步完成其它五片骨架以及整車的模型驗證。

5. 致謝

特別感謝成運汽車公司提供本研究所需之相關設計資料與實際結構骨架材料，使得本研究得以順利進行。

6. 參考文獻

- [1] 胡惠文，王栢村，楊忠霖，"大客車車體結構之剛性與應力分析"，第十一屆車輛工程學術研討會(台灣彰化)，2006。
- [2] 胡惠文，王栢村，楊忠霖，"大客車車體結構焊接之模擬與分析－(I)結構剛性分析"，第三十屆全國力學會議(台灣彰化)，2006。
- [3] 陳豫榮，薛立宇，黃智成，"空車殼之複激振複輸出(MIMO)模態測試分析"，第六屆振動與噪音工程學術研討會(桃園大溪)，1998。
- [4] 王栢村，胡惠文 "巴士車箱內噪音之檢測評估"，成運汽車公司產學研究計畫報告，2007。
- [5] 王栢村，林鴻裕，李俊賢，胡惠文，"巴士車廂內振動與噪音之傳輸路徑探討"，第十一屆車輛工程學術研討會(台灣彰化)，2006。
- [6] Hu, Huiwen, Weng, Nien-Ting and Wang, Pao-Hua, "Analysis of Body Structural Stiffness for Saloon

Car", 7th Annual MSC/NASTRAN Taiwan Users' Conference, 1995.

- [7] 王栢村，曹文昌，"應用有限元素分析與實驗模態分析之結構模型驗證"，中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集，第 131-138 頁，2002。
- [8] 王栢村，吳焜熙，"不同車輛模型於行駛品質之比較分析"，中華民國振動與噪音工程學會第十一屆學術研討會論文集，第 70-79 頁，2003。
- [9] 小栗富士雄，小栗達男，"機械設計圖表便覽"，眾文圖書股份有限公司，1998。

