

大客車車體結構之振動分析與實驗

胡惠文¹ 王栢村² 王桀民³ 高懷恩⁴ 陳坤義⁵ 呂鎮源⁶

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

^{3,4,5,6} 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

由於國內大客車車體結構的振動與噪音問題普遍嚴重，本研究針對成運汽車製造公司生產之客運車型 BH 117 之車體結構進行振動分析與實驗。分析方法採用電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)建立車體五片結構，包括：前後擋結構、左右側邊結構、以及車頂結構，然後以有限元素分析軟體 ANSYS 進行振動分析。分析模型分別採用樑元素與殼元素進行比對，分析結果再與實驗模態分析進行驗證比對。實驗模態分析是採用衝擊錘分別激振車體的五片結構，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，擷取車體結構的自然頻率與振型。驗證後之五片結構分析模型進行焊接組裝的模擬，組裝後之完整車體結構可以進行結構振動分析，探討各種型車條件下的車體振動行為，以及各種不同焊道比例對車體結構振動行為的影響。

關鍵詞：大客車車體結構、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

國內傳統大客車製造廠大多採用進口底盤自行打造車體結構，並未採用電腦輔助工程設計與分析工具，亦無進行嚴謹的分析與測試，打造的車體結構不但容易造成尺寸上銜接誤差，也往往因為結構加強的位置不正確而導致結構剛性不足或太高造成車身過重，隱藏著諸多安全上的問題。

在國外設計車體結構多採用電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)，此技術已相當成熟也廣泛應用在各種的工程設計上，而且成本低，其主要的重點是選擇合理的模型以及負載與邊界條件。

胡等人[1]在研究轎車車體結構時指出：結構樑柱之間的接合剛性(Joint stiffness)是影響結構剛性的重要參數，胡等人[2]在大客車車體剛性的研究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。故本研究建立有限元素分析模型並不考慮焊接。陳等人[3]研究中主要是探討小客車車殼的複激振模態測試，採用兩點激振量測車體結構的模態振型，並提出單點激振模態測試就可以滿足車殼模態測試。Aleksandar and Jimin [4]為探討大客車骨架翻覆最佳化，以獲得等效的分析模型則進行整車骨架模態試驗，並指出低頻不會出現扭轉模態，且在高頻模態下不會與彎曲模態有偶合現象。C. Schedlinski *et al.*[5]則藉由實驗模態分析與有限元素分析來改善汽車BIW結構，採用固定衝擊錘，移動加速度計逐點量測響應信號，這是為了避免質量效應，因為質量效應容易使頻率共振的峰值偏離，以空氣懸吊來模擬自由邊界。

模型驗證之目的在確認分析模型之合理性以及正確性，因此本研究透過時實驗模態分析來驗證有限元素分析模型是等效實際模型以提高有限元素分析的可靠度。

2. 研究方法

2.1 有限元素分析模型

本研究首先採用電腦輔助設計軟體 (UniGraphics, UG) 來建立大客車車體結構模型三維線圖模型，如圖 1 所示，座標系統定義為前擋至後擋的方向為 x 軸，y 軸則是由左向右，z 軸是往車頂方向，再以 IGES 檔案 (起始圖形交換規格) 輸入 ANSYS 有限元素分析軟體來建立有限元素模型，本研究有限元素模型採用三維線性樑元素(BEAM44)來模擬車體鋼骨，它可以提供

多種樑斷面的選擇，車體鋼骨斷面形狀如圖 2 所示，而各鋼骨的連接則以共用格點來連接並不模擬焊接，車體鋼骨結構材料參數則參考[2]如表 1，分析在自由邊界下各車體結構自然頻率與模態振型。

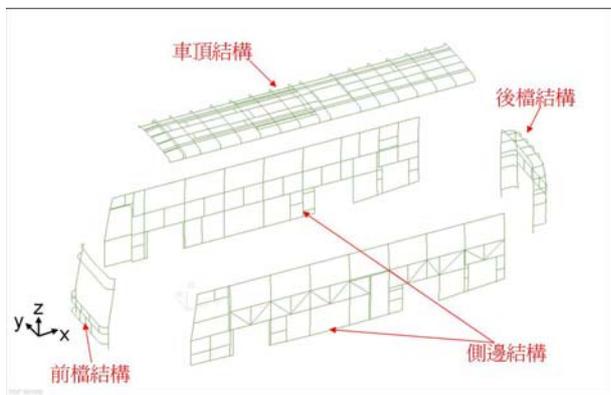


圖 1 車體結構 CAD 模型

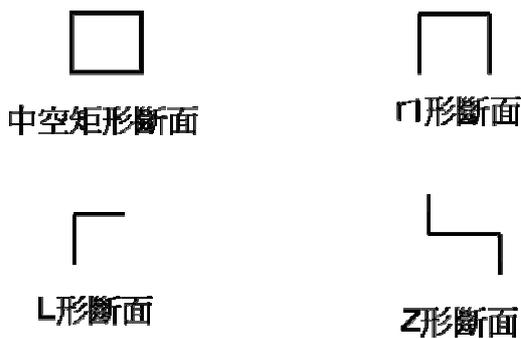


圖 2 車體鋼骨斷面示意圖

表 1 鋼骨材料參數

材料	彈性模數	浦松氏比	密度
SPS 30	189GPa	0.3	7850kg/m ³

2.2 實驗模態分析

本研究以傳統實驗模態分析方法進行，以衝擊錘(如圖 3)為驅動器激振車體結構，以單軸向加速度規(如圖 4)為感測器量測規劃點上的振動信號。透過頻譜分析儀 SigLab 擷取振動信號，經快速傅利葉轉換獲得結構的頻率響應函數，最後透過曲線嵌合軟體 ME'Scope 來獲得結構模態參數，如自然頻率、模態振型、阻尼比。

圖 5 所示為車體後檔結構量測圖，藉由天車以尼龍繩吊起車體結構模擬自由邊界。固定敲擊同一點並移動七個加速度規進行量測。各車體結構敲擊與量測

規劃如表 2 所示，頻譜分析儀的設定解析頻寬(f_c)200Hz，取樣點數(n)為 1024，並以指數加權函數來衰減加速度計信號以防止洩漏現象發生。

一般模型驗證程序(如圖 6)，透過量測實際結構的頻率響應函數，經曲線嵌合軟體獲得結構模態參數，以其為基準比較有限元素分析的模態參數進行驗證。如不符合則修正有限元素分析模型或材料性質。本研究將對大客車車體五片結構：前後檔結構、左右側邊結構、以及車頂結構，分別進行模型驗證。



圖 3、KISTLER-9728A20000 衝擊錘



圖 4、WR786LBV 磁吸式加速度規



圖 5 車體後檔結構量測圖

表 2 敲擊與量測規劃

車體結構	量測方向	量測點數	固定敲擊點
前檔結構	+X	73	13
後檔結構	-X	81	13
左側結構	+Y	140	2
右側結構	-Y	154	2
車頂結構	-Z	208	4

*量測方向以圖 1 所示

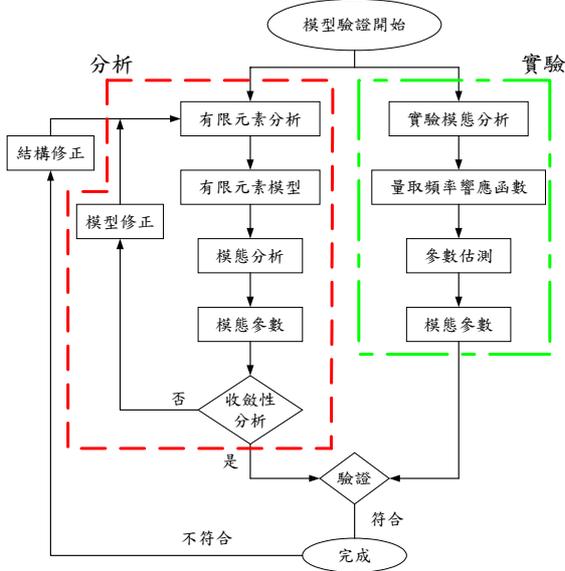


圖 6 模型驗證流程圖

3. 結果與討論

表 3 為分析與實驗自然頻率的比較，表 4 為分析與實驗模態前五個對應的振型的比對。

3.1.1 前檔結構模態參數比較

在自然頻率方面，除了第一個模態自然頻率差異在 19% 以外，其餘的模態自然頻率皆在 10% 以內。車體前 2 檔結構模態振型方面，第 1 個模態在實驗與分析方面為(2,2)扭轉模態，第 2 個模態在分析部分是剪切模態，因為在實驗方面只有量測單一方向，並沒有量測側向方向。因此在實驗方面並沒有第 2 個模態，第 3 個模態在分析方面是局部模態，在實驗方面也沒有對應。第 4 個模態在分析與實驗都是彎曲模態，第 5 個模態在分析與實驗都是彎曲模態。第 6 各模態在分析與實驗也是彎曲模態有對應。第 7 個模態分析與實驗都是扭轉模態有對應。在第八模態下只有實驗的前檔結構下部凸出部份的局部模態，而其原因可能是在那有 L 形斷面與矩形斷面的骨架搭接，敲擊的位置與

量測點都在 L 形斷面骨架上，因此只量測到 L 形斷面的局部模態，分析模型又是以樑元素建立未能模擬出其 L 形斷面局部模態。

3.1.2 後檔結構模態參數比較

後檔結構除了第一個模態自然頻率差異在 18%，其它模態自然頻率差異都在 10% 以內。而分析與實驗模態振型的比對，第 1 個模態振為(2,2)扭轉模態與實驗相對應，由於後檔結構在靠近側邊結構處的沒有橫樑所以側向剛性較小，使得模態振型在側向位移較大，在實驗規劃並未量測後檔結構的側向模態造成在比對上的困難。分析結果所示第 2 模態除了有局部的彎曲模態還有向兩側展開的側向模態。第 3 模態為側向彎曲模態與正向的彎曲模態的組合。第 4 模態為側向彎曲模態與局部彎曲模態的模態振型。第 5 模態也是只有局部的彎曲模態與兩側側向彎曲模態，而在其它高頻模態也都是側向模態與局部彎曲模態的組合。

3.1.3 左側結構模態參數比較

在自然頻率驗證方面，有限元素分析與實驗分析之自然頻率除了第六個模態自然頻率差異在 13%，原因可能是因為梁元素代替實體元素造成結構不足所產生比實驗分析的自然頻率還要高，其餘誤差都在百分比都在 10% 以內。模態振型比較，以實驗與有限元素所得的振型可看出有相同之趨勢，第 3 個模態對應到的模態振型為(4,1)彎曲模態。第 4 個模態對應到的模態振型為(3,1)扭轉模態。第 5 個模態對應的模態振型為(5,1)彎曲模態。第 6 個對應的模態振型為(4,1)扭轉模態，第五個各對應的模態振型為(6,1)彎曲模態，各個振型輪廓皆相當吻合。

3.1.4 右側結構模態參數比較

比對實驗模態與有限元素分析結果顯示，第 1 個為(2,1)的彎曲模態，且實驗模態與有限元素分析模態振型對應良好，自然頻率只有 0.2% 的差異。第 2 個為(2,2)的扭轉模態而模態振型對應情況也很好，而自然頻率差異上升到 9.4%。第 3 個為(4,1)的彎曲模態，於模態振型方面也有很好的對應性，自然頻率也是有 9.3% 的差異。第 4 個為(3,2)的扭轉模態同樣模態振型對應良好，自然頻率差異為 7.6%。第 4 個為(5,1)的彎曲模態，模態振型對應情況同樣一致，自然頻率差異為 13%。

愈高頻的模態同樣於模態振型方面有一致的對應性，自然頻率有較大的差異。

3.1.5 車頂結構模態參數比較

在模態振型的方面都有對應，第1個(2,2)模態、第3個(3,2)模態、第5個(4,2)、第8個(5,2)扭轉模態，及第12個(6,2)彎曲模態，只有第一個模態差異在自然頻率6.7%為最高，其餘都在5%以內。第2、4、6模態分別為(3,1)、(4,1)、(5,1)的彎曲模態，是沒有對應到的模態，可能的原因為取樣頻率過大，而導致實驗部分有漏掉的模態，無法跟有限元素模態來對應。第七個模態則是側向模態沒有對應的模態，由於實驗只探討單一方向，所以側向模態就無法來對應。

4. 結論

本文主要以有限元素分析搭配傳統實驗模態分析來驗證在自由邊界下的車體結構，而本文成功完成部份車體結構之有限元素模型驗證，然而前後擋側向模態振較其它部分結構明顯，量測點的規劃應該要將側向模態考慮，驗證後的模型將可提供更進一步了研究如整車焊接組裝的模擬。

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結構材料，使得本研究得以順利進行。

6. 參考文獻

- [1] 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.
- [2] 胡惠文, 王栢村, 楊忠霖 "大客車車體結構之剛性與應力分析" 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] Aleksandar, SUBIC and Jimin HE, "Optimisation of

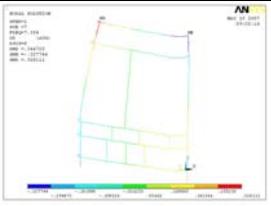
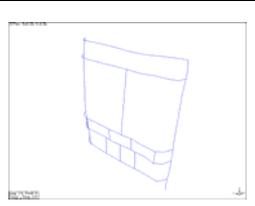
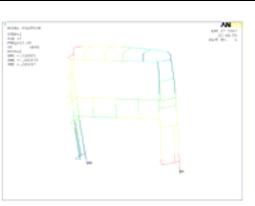
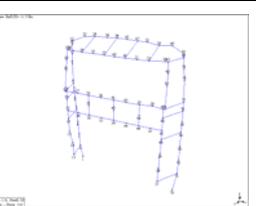
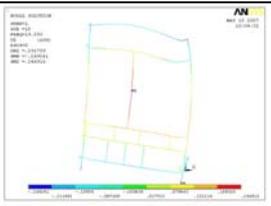
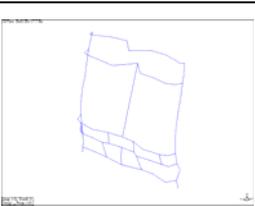
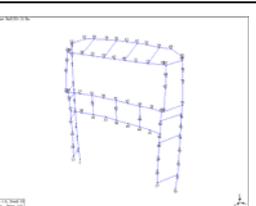
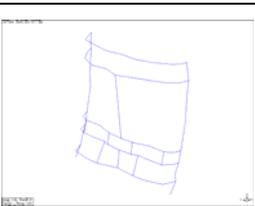
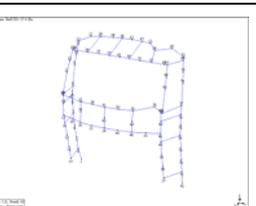
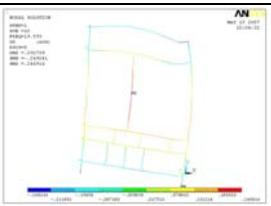
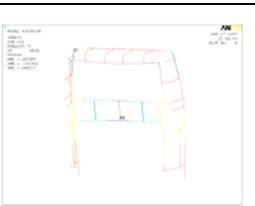
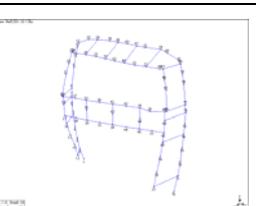
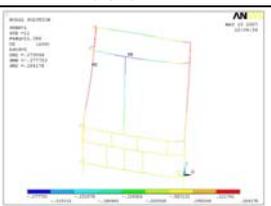
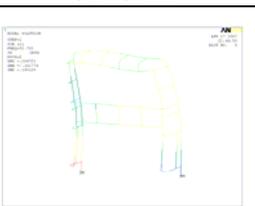
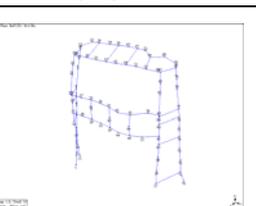
the Omnibus Roll Cage Structure" Final Report of Road Safety Research Grant From Australian Federal Office of Road Safety (FORS)。

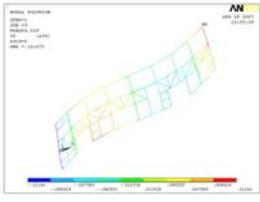
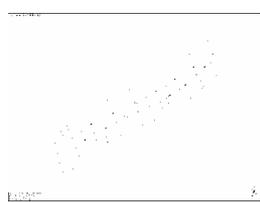
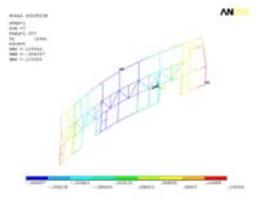
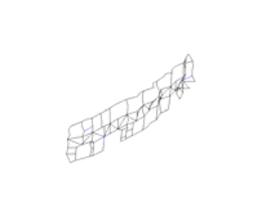
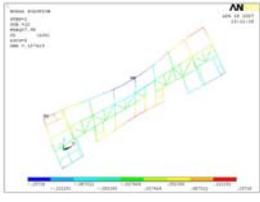
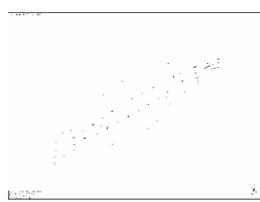
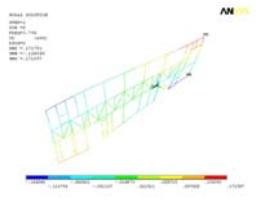
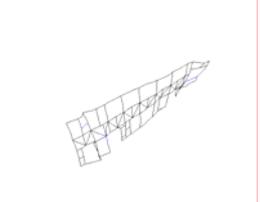
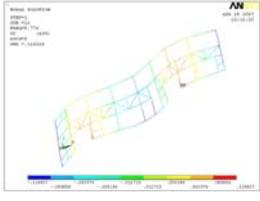
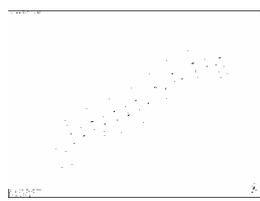
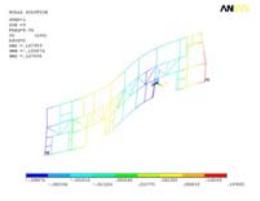
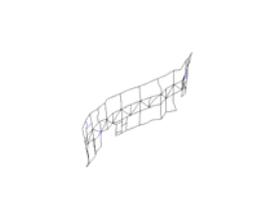
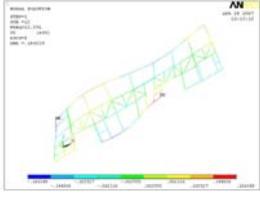
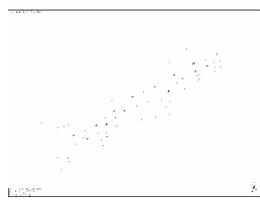
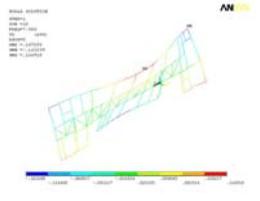
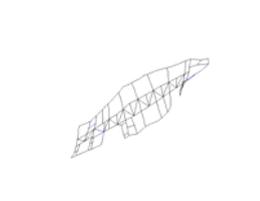
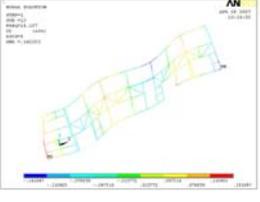
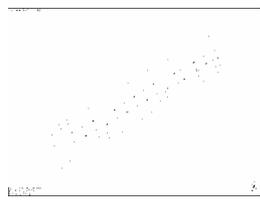
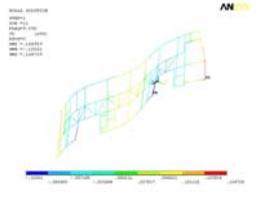
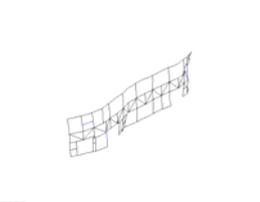
- [5] C. Schedlinski, F. Wagner, K. Bohnert, J. Frappier, A. Irrgang, R. Lehmann, and A. Müller "Experimental Modal Analysis and Computational Model Updating of a Car Body in White" ISMA2004 Leuven Belgium, 2004

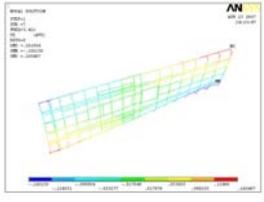
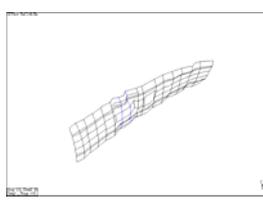
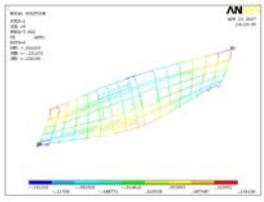
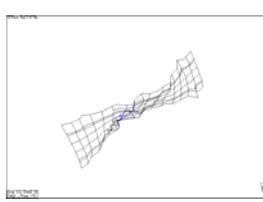
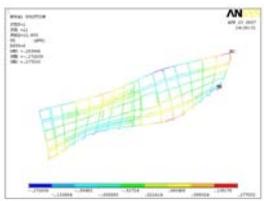
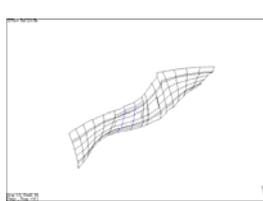
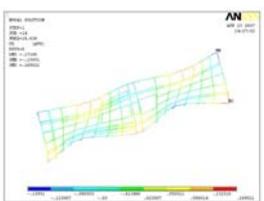
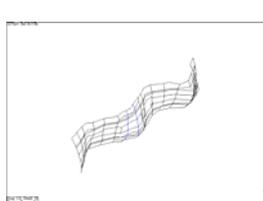
表 3 車體五片結構自然頻率

	前檔結構			後檔結構			左側結構			右側結構			車頂結構		
	FEA (Hz)	EMA (Hz)	△ (%)	FEA (Hz)	EMA (Hz)	△ (%)	FEA (Hz)	EMA (Hz)	△ (%)	FEA (Hz)	EMA (Hz)	△ (%)	FEA (Hz)	EMA (Hz)	△ (%)
01	7.35	9.1	-19.72	13.38	11.30	18.41	1.71			1.94	1.94	0.16	3.41	3.66	6.7
02	13.03			20.36	21.00	-3.03	4.00			3.80	3.47	9.39	4.45		
03	13.39			24.71	27.40	-9.84	4.56	4.49	1.76	4.96	4.58	8.29	7.60	7.47	-1.7
04	19.59	17.7	9.72	29.73	32.50	-8.52	7.97	7.28	9.61	7.57	7.05	7.61	8.29		
05	21.39	19.7	8.58	32.73	34.60	-5.40	8.77	8.71	0.76	9.56	8.46	12.98	12.85	12.6	-2.0
06	28.38	25.8	10	34.62	36.30	-4.63	12.5	11.1	13.43	12.15	10.5	15.74	13.13		
07	30.62	31.1	-1.54	36.58	38.20	-4.24	14.1	13.8	2.59	15.03	12.6	19.35	17.71		
08		34.2					16.2			18.31	17	7.73	18.63	18.9	1.3
09	35.03	35.7	-1.87				18.8	18.2	1.68	19.59	18	8.88	19.83		
10	38.19						19.8	21.2	6.45	20.71	18.7	10.76	23.78		
11	43.44						23.4	23.1	1.52	21.83	20.1	8.62	24.98		
12	46.77	47.9	-2.36				24.9						26.24	26.1	-0.5
13	51.15	51.3	-0.27				25.3						26.57		
14							26.3	26.8	1.85				27.06		
15							27.3						28.36	27.9	-1.6
16							27.8	28.3	1.69				32.26		
17													33.85	34	0.4
18													36.82	35.5	-3.7
19													38.18	39.6	3.5
20													39.32		
21													43.36		
22													45.18		
23													45.19	44.5	-1.5
24													45.55	46.4	1.8

表4 分析與實驗之模態振型比對

前檔結構		後檔結構	
分析	實驗	分析	實驗
7.35Hz 	9.16 Hz 	13.38 Hz 	11.3 Hz 
19.59Hz 	17.7 Hz 	20.36 Hz 	21 Hz 
21.39Hz 	19.7 Hz 	24.70 Hz 	27.4 Hz 
28.38Hz 	25.8 Hz 	29.73 Hz 	32.5 Hz 
30.62Hz 	31.1 Hz 	32.73 Hz 	32.5 Hz 

左側結構		右側結構	
分析	實驗	分析	實驗
4.56 Hz	4.49 Hz	1.93 Hz	1.94 Hz
			
7.98 Hz	7.28 Hz	3.79 Hz	3.47 Hz
			
8.77 Hz	8.71 Hz	4.95 Hz	4.58 Hz
			
12.59 Hz	11.1 Hz	7.58 Hz	7.05 Hz
			
14.15 Hz	13.8 Hz	9.55 Hz	8.46 Hz
			

車頂結構	
分析	實驗
3.41Hz	3.66Hz
	
7.60Hz	7.47Hz
	
12.85Hz	12.6Hz
	
18.63Hz	18.9Hz
	
26.24Hz	26.1Hz
