

BX212MAT-S45 大客車整車模態實驗與分析

胡惠文¹ 王栢村² 楊忠霖³

複合材料與結構實驗室

^{1,3}國立屏東科技大學車輛工程系

²國立屏東科技大學機械工程系

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

教育部計劃編號：公-05-工-032

摘要

本研究針對成運汽車製造公司生產之遊覽車車型為 BX212MAT-S45 進行模態分析與實驗，分析方法則採用電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)技術來建立大客車結構，包括：前擋、左右側邊、車頂、後擋、底盤結構以及地枕結構等，組裝成整車結構後再以有限元素分析軟體 ANSYS 進行振動分析。在實驗模態分析的量測上則採用衝擊錘為驅動器，以加速度規來量取結構的動態響應，然後以頻譜分析儀進行分析，擷取整車結構的自然頻率與模態振型，最後再將有限元素分析與實驗模態分析的結果進行驗證比對，得到足以代表實際結構之等效分析模型，以應用於後續車體結構振動噪音、剛性分析、車體減重以及大客車翻覆模擬分析上。

關鍵字：大客車、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

目前國內大客車製造廠為了降低成本而採用進口底盤，再憑經驗來打造車體結構，往往在組裝完成後產生嚴重的振動與噪音問題。產生的振動以及伴隨的噪音，可由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等效於實際車體結構，可由模態實驗來進行比對驗證。

大客車結構是由各個子系統結構依照比例焊組合而成，由於結構過於複雜，在整車模型驗證中可能因為局部模型誤差而造成整體模型驗證的差異，故先對各個子系統結構進行模態驗證，完成各子系統的驗證後，再組裝成整車進行測試，以提升整車模型驗證準確性。

胡等人[1]指出大客車結構的自然頻率與模態振型並不受焊接條件的影響。胡等人[2]指出大客車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，也說明了底盤結構設計的重要性。胡等人[3]首先針對大客車BX212MAT-S45的底盤進行初步的振動分析與測試，因未建構補強鈹而間接影響到結構樑柱之間的接合剛性，造成模型驗證時的比對結果有所差異，但在模型驗證上已有足夠的等效性。在車體結構的振動與分析上，胡等人[4]針對成運汽車製造公司生產之國道客運車型為BH117K-S28之車體結構進行振動分析與實驗，說明在進行模態實驗時，前、後擋結構亦必須考慮側向的敲擊點規劃。

陳等人[5]的研究中針對小客車結構進行模態分析，因空車殼並無懸吊系統支撐，故建議以自由懸吊方式支撐，而量測點的規劃則以結構交接點為主，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。

C. Schedlinski *et al.*[6]則藉由實驗模態分析來驗證有限元素分析模型的合理性，進而改善汽車 BIW 結構，並採用固定衝擊錘，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。Aleksandar and Jimin [7]為使大客車車體結構在翻覆時的模擬更接近實際情形，採用實驗模態分析進行車體骨架的模態測試，以獲得足以代表實際結構之等效分析模型。實驗的規劃上，左側結構的敲擊的方向為 Y，右側結構為的敲擊的方向-Y，車頂結構的敲擊的方向為-Z 方向，前、後擋結構不考慮，規劃總點數為 131 點。有限元素模型則以樑元素來建構，邊界的設定以固定車身側樑與底板的銜接位置，亦指出在低頻時不會有扭轉模態出現。

車體結構搭接組合後，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。王等人[8-9]在偵測大客車 BX212MAT-S45 的車身、地板、座位與引擎支架上的振動，發現車內的振動與噪音主要來自於引擎在高轉速時所引發之共振，並指出大客車在行駛路面時，座位上的振動在低頻率區有顯著的提高。除了引擎之外，置於車頂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。為避免共振而影響乘坐舒適性，通常會盡量使結構的共振頻率遠離可能的振動源頻率。Wang 等人[11-12]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整車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，以提供進一步研究分析整車結構振動與剛性之用。

2. 研究方法與步驟

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) 來建立大客車整車結構模型，如圖 1 所示。本模型尺寸：車高 3.49m、車寬為 2.48m、車身總長 12.2m。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; 此外, 電腦輔助設計軟體還能提供計算整車骨架與底盤的重量以及重心的位置, 亦可在設計階段及時控制整車的重量, 各子系統結構的骨架重量分別為底盤 1755Kg、前擋 46.5Kg、左側 249.9Kg、右側 237.8Kg、車頂 254.6Kg 以及後擋 73.9Kg, 此外亦必須對現場量測的實際結構進行比對, 如圖 2、3 所示, 必須加入的有底盤連桿機構、引擎、變速箱、油箱、消音器、傳動軸、前軸、後軸、輪胎、駕駛座總成、前階梯與轉向梯以及各個補強板等。上述所有質量除了補強板與階梯之外, 其餘皆由荷重元量測所獲得。補強板與階梯的部份則依據現場量測斷面的長、寬以及厚度、在電腦輔助設計軟體 (UniGraphics, UG) 內去獲得去重量。

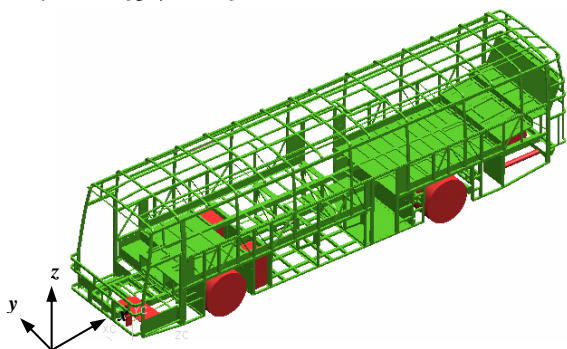


圖 1、整車結構之 CAD 模型



圖 2、現場整車之實際照片(前)

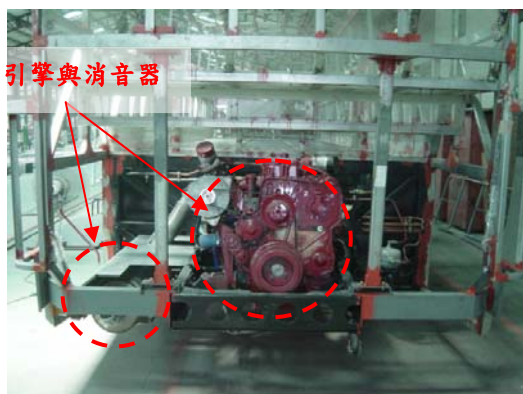


圖 3、現場整車之實際照片(後)

2.1.2 建立電腦輔助工程分析(CAE)模型

大客車之電腦輔助工程分析模型是採用有限元素分析軟體 ANSYS 來建立, 採用四格點的線性殼元素 (Shell63) 來模擬車體鋼骨、底盤大樑結構、地枕結構、前階梯、轉向梯以及局部的補強板。由於焊道的模擬與否對整車結構剛性的影響不大, 因此有限元素模型在各子系統結構之間的焊接是採用共點的方式進行模擬, 這樣的模擬方式預期可以得到較佳的結構剛性。

底盤連桿機構、引擎、變速箱、油箱、消音器、傳動軸、前軸、後軸、輪胎以及駕駛座總成則以八格點的線性實體元素 (Solid45) 模擬, 主要掌握質量效應對於車體整體結構的影響。圖 4 所示為完成的有限元素分析模型, 該模型總共使用了 80115 個元素以及 72519 個格點。其他相關配件例如: 儲氣桶、懸吊系統都是採用質量元素 Mass21 模擬, 將重量加在正確位置的節點上。

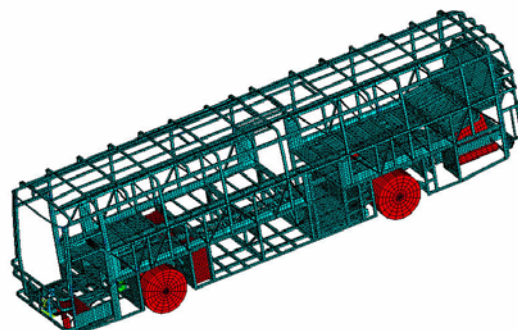


圖 4、車體骨架結構的有限元素模型

2.1.3 結構材料參數

車體結構材料採用 SGC400 的矩形斷面鋼管, 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 [13], 車體結構材料參數則是由實際的拉伸試驗所獲得。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
SGC400	189	341	391	0.3
SS41P	200	> 245	400~500	0.3
SAPH45	200	> 295	> 440	0.3

2.2 實驗模態分析

2.2.1 實驗條件

一般在模態實驗大多以懸吊的方式來模擬結構的自由邊界, 所獲得的實驗結果最佳。由於大客車整車重量太重, 以至於無法懸吊起來模擬自由邊界, 僅能以實際的邊界條件進行測試。整車量測點的規劃上, 可從有限元素分析的結果來判斷, 本文預期擷取前 20 個模態進行模態參數比對, 並以 4 倍原則做依據進行量測點規

劃,然而敲擊點的規劃位置除了要避免敲擊位置為節點之外,亦必須避免激振不足的情況發生,所以通常敲擊位置都在主結構上並以樑的接點為主,敲擊方向、量測點的規劃及敲擊位置如表 2 所示,整車的規劃總點數為 436 點(如圖5),敲擊方向為Y方向,敲擊位置為編號 2 號(如圖6),並敲擊3次取平均,以提高實驗的品質。

表 2 敲擊方向、量測點規劃及敲擊位置

車體結構	量測方向	量測點數	固定敲擊點
前擋結構	+X	38	2 號
後擋結構	-X	44	2 號
左側結構	+Y	116	2 號
右側結構	-Y	116	2 號
車頂結構	-Z	122	2 號

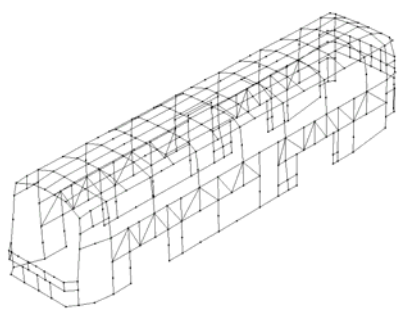


圖 5、整車敲擊點規劃



圖 6、整車現場實驗情形

本研究實驗所採用的衝擊鉗型號(如圖 7)為 KISTLER-9728A20000,單軸向加速度規型號為 WR-786LBV(如圖 8)。採傳統實驗模態分析方法,以衝擊鉗為驅動器,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 9),採固定敲擊點並同時移動 7 顆單軸向加速度規的方式進行實驗,因此敲擊一次可獲得 7 筆資料。取樣頻率為 0.25Hz,頻寬為 100Hz,解析條數為 1024 解析頻率為 0.097Hz,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。圖 10 為模型驗證程序,首先依照設計圖尺寸建構大客車之電腦輔助設計與分析模型,再進行材料測試以獲得材料參數,輸入 ANSYS 進行振動分析獲得理論的模態參數。從實驗來測量實際結構之頻率響應函數,經由曲線嵌合獲得模態參數,再比較 FEA 與 EMA 的模態參數,反覆修正以獲得最佳的等效模型。



圖 7、KISTLER-9728A20000 衝擊鉗



圖 8、WR-786LBV 磁吸式加速度規



圖 9、頻譜分析儀(SigLab)串接

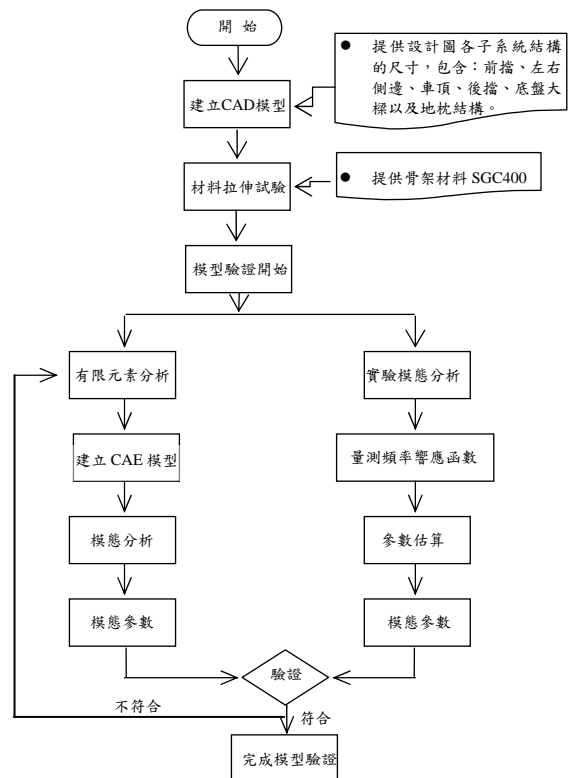


圖 10、模型驗證流程圖

2.2.2 有限元素分析的邊界條件

本研究針對大客車車體主結構來進行模態分析,因此,為避免輪胎、前、後軸以及連桿機構與底盤的銜接造成實驗的差異,故在有限元素分析上則不列入考慮,而採用6個自由度的線性彈簧元素(COMBIN 14)來模擬平衡桿、防傾桿以及定位桿與底盤的銜接。在前軸平衡桿與底盤銜接位置在銜接位置上建立彈簧元素,其自由度為拘束 X、Y 方向,允許 Z 方向以及 3 個方向旋轉,而防傾桿與底盤銜接位置則採固定的方式進行模擬,如圖 11、12 所示。在後軸定位桿、平衡桿與底盤銜接位置其自由度為拘束 X、Y 方向,允許 Z 方向以及 3 個方向旋轉,而防傾桿與底盤銜接位置採固定的方式進行模擬,如圖 13、14 所示。

本研究之大客車懸吊系統為空氣彈簧式,考慮為實際的邊界條件下模擬位置,為懸吊上方補強板的一個點上(如圖 14 黃色圈),車後傳動軸則採固定的方式進行模擬(如圖 14 紅色圈),圖 15 紅色圈所示大客車共有六個懸吊系統,所產生的勁度效應透過 K 值的設定來代替可能發生的勁度影響,後續將進行最佳化分析,以獲得較好的結果。此外,重量的問題亦必須考慮,例如在整車的實驗過程油箱本身有無滿油的情況。此外,在實驗的過程中,必須知道所要實驗的大客車結構涵蓋哪些配件,然而在本研究中大客車並不含電瓶、水箱、冷卻器、風扇、中門階梯、儲氣桶以及行李蓋等重量。



圖 13、後軸與底盤銜接實際照片

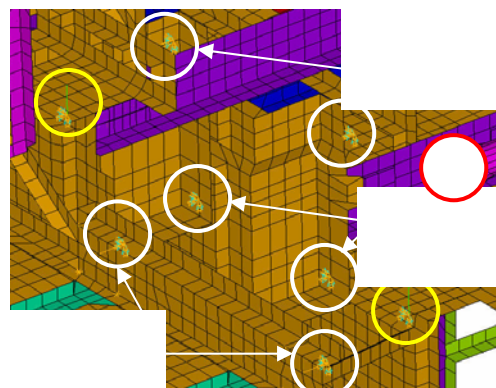


圖 14、後軸與底盤銜接



圖 11、前軸與底盤銜接實際照片

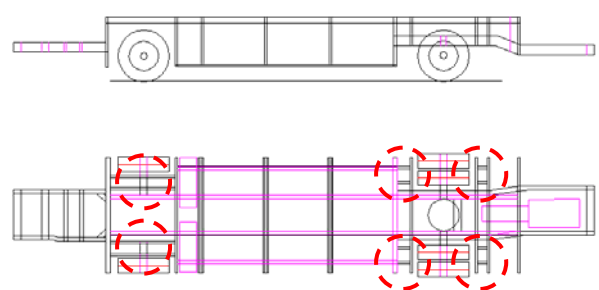


圖 15、大客車 6 個懸吊的位置

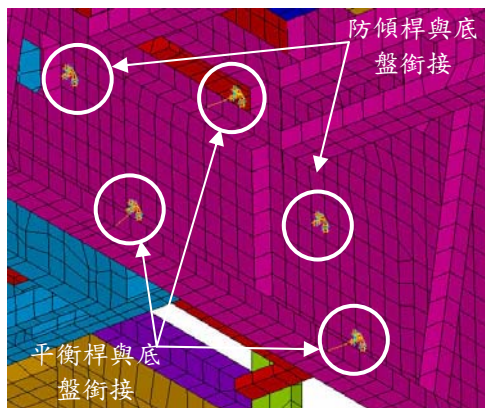


圖 12、前軸與底盤銜接

3. 結果與討論

3.1 整車模型驗證之結果

在整車的模型驗證上,通常著重在前幾個整體的模態振型上,比對結果如表 3 所示。本文在模態振型的比對皆以實驗的結果為主,進而對有限元素分析模型進行修改,以達到模型等效的目的。

第 1 個模態振型為 1st 整車側向剪切模態,在整體的模態振型比對上對應的還不錯,實驗與有限元素分析的結果皆顯示車前的變形最大。然而有限元素分析的結果亦顯示車後有稍微扭轉的情形產生,與實驗的結果有所差異,原因是實驗的條件為單自由度的量測,因此對於扭轉的模態並不明顯。

表3、整車模態振型比對

第 2 個模態振型為 1st 整車軸向剪切模態伴隨稍微的彎曲振型。從有限元素分析的結果顯示最大變形的位置在車尾,然而在車後之模態振型亦伴隨著為上下振動,原因是受到引擎與變速箱的重量影響所造成的;然而實驗的部份則未考慮軸向的量測,導致無實驗的模態振型可以比對。

第 3 個模態振型為 2nd 整車側向剪切模態振型伴隨車尾稍微的扭轉的情形,從有限元素分析的結果顯示最大變形的位置在車前與車身中間的車頂上;而第 4 個模態振型為車頂上下跳動之局部模態振型,然而實驗上並無結果,最可能的原因應該為激振不足的關係,導致模態振型無法被激發出來。

第 5 個模態振型為 1st 整車側向彎曲模態,顯示最大變形的位置為車前,而整體的模態振型上對應相當吻合。

第 6 個模態振型為車頂結構之2nd的彎曲模態振型,就整體上而言,明顯的可以看的出來實驗與分析的結果對應還不錯。但實驗的模態振型,仍有些不明顯的部份,則是因為實驗品質不佳所導致的。

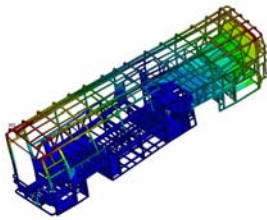
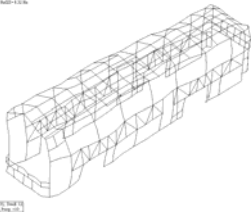
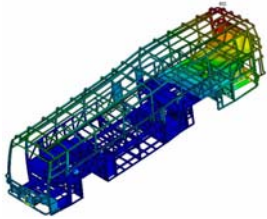
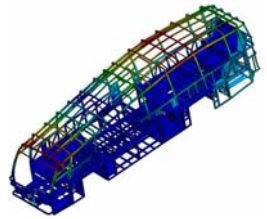
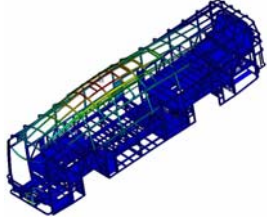
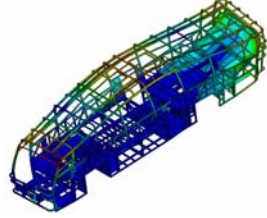
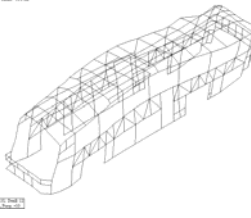
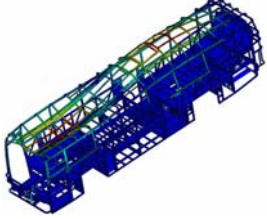
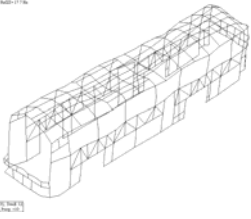
第 7 個模態振型為車頂結構之 2nd 的側向彎曲模態振型。比較FEA與EMA的模態振型,然而明顯可知車體上部結構的對應較好,在車底的位置明顯EMA的結果有些振動,亦為實驗上的品質不佳所造成的。

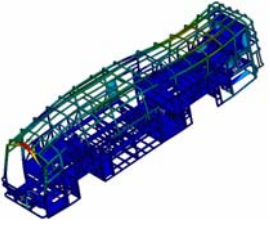
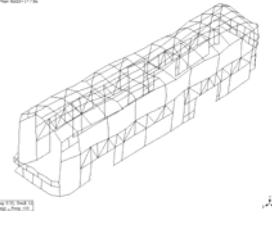
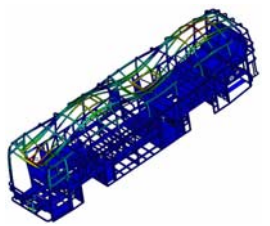
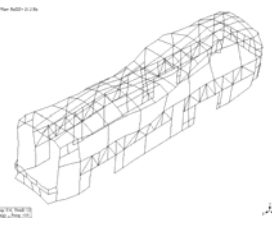
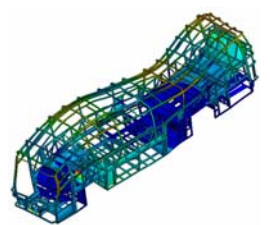
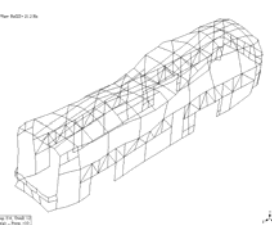
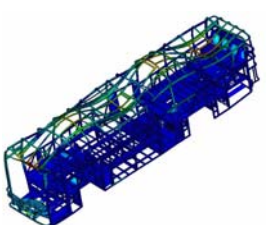
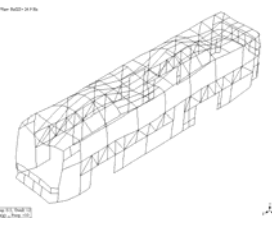
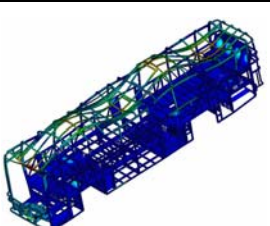
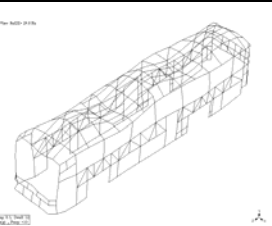
第 8 個模態振型從FEA的結果來看,為車頂結構 4th 彎曲模態振型,第 9 個模態振型從FEA的結果來看,為2nd整車側向彎曲模態振型;而EMA的結果顯示為上述兩個模態振型的耦合模態,可以看的出來實驗與分析的結果對應還不錯。

第 10 個模態振型為車頂結構 5th 彎曲模態振型,比較FEA與EMA的模態振型,對應的相當不錯;第 11 個模態振型為車頂結構 6th 彎曲模態振型,比較FEA與EMA的模態振型,亦對應的相當良好。

比對上述的模態振型可知,自然頻率越高的模態振型對應的結果較好,大多為車頂結構的彎曲或側向的模態振型,然而大客車將空調系統安裝在車頂實為不妥,從剛性的觀點來看,剛性較低的模態會先被激發出來,也說明車頂結構剛性較低,也因此建議空調系統是否可以安裝在底盤或其他剛性較高的位置,以提升安全性。從振動的觀點來看,車頂的模態振型最多,如果再與空調系統這外來的激振頻率接近,亦可能造成共振的情況產生,除了影響乘坐的舒適性,亦可能導致結構有疲勞破壞的情況產生。此外,前幾個模態振型在比對上皆在車尾的地方有輕微的扭轉情況產生,原因可能是車尾傳動軸與變速箱的銜接與實際情況有所差異,因而造成拘束在傳動軸上則對於整體模態的影響不大,故後續將再進一步探討,以提升模型驗證的準確性。

由於大客車整車結構為複雜結構之連續系統,目前已經有 8 個模態振型已比對出來,不過就現階段模型驗證來說已經足夠了,後續亦可以經由模態保證指標(MAC)作進一步確認,以確定模型驗證的等效性。

	FEA(Hz)	EMA(Hz)
1	7.72	8.32
		
2	8.62	
		
3	12.18	
		
4	15.46	
		
5	15.02	16.1
		
6	17.44	17.0
		

7	19.88	17.7
		
8	22.71	21.2
		
9	25.38	21.2
		
10	27.36	24.9
		
11	32.28	29.8
		

3.2 自然頻率比較

從表 4 為整車自然頻率的比較結果, 從第 1、5 的自然頻率差異為負值之外, 其餘皆為正值, 但是在有限元素分析的模型上, 採用共點的方式來模擬, 因此預期會得到較高的剛性, 亦代表 FEA 自然頻率會比 EMA 來的高才合理, 這說明了第 1、5 個有限元素分析的模態振型, 其側向剪切與彎曲剛性不足而導致自然頻率較低; 後續將針對這兩個模態振型之自然頻率差異, 探討可能影響側向剛性的因素, 讓自然頻率更趨近實驗結

果。從表 4 可知除了第 7、9 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 10% 以內, 分析比對的結果說明了 FEA 與 EMA 的分析模型等效化。

表 4、整車自然頻率的比較

自然頻率 模態數 (Hz)	FEA	EMA	差異
1	7.72	8.32	-7.2%
2	8.62		-
3	12.18		-
4	15.46		-
5	15.02	16.1	-6.7%
6	17.44	17.0	0.8%
7	19.88	17.7	12.3%
8	22.71	21.2	7.1%
9	25.38	21.2	19.7%
10	27.36	24.9	9.8%
11	32.28	29.8	8.3%

本文主要目的為整車模型驗證, 經由實驗模態分析所量測得到之模態參數, 包括頻率響應函數、自然頻率以及模態振型, 作為依據參考, 一般比對出的模態振型只要能對應 6 到 10 個模態振型就已經足夠了。完成模型驗證後, 以供後續車體結構剛性分析、振動噪音、車體減重以及大客車翻覆模擬的應用。

4. 結論

本研究針對成運汽車公司所製造之客運型號為 BX212MAT-S45 進行模態分析與實驗, 以上研究結果獲得以下 3 點結論與建議:

1. 目前已經有 8 個模態振型已比對出來, 就現階段模型驗證來說已經足以驗證模型的等效性。
2. 整車的自然頻率的差異除了第 7、9 個模態差異最大之外, 其餘皆在 10% 以內。
3. 完成整車模型驗證獲得等效的有限元素模型, 後續將更進一步進行了解結構可能產生共振的位置, 以提昇大客車乘坐的舒適性。

5. 致謝

特別感謝教育部的經費支持以及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] 胡惠文, 陳永昌, 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。
- [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", 第十一屆車輛工程學術研討會(台灣彰化), 2006。

- [3] 胡惠文, 王栢村, 楊忠霖, 吳承柏, 張書源, "大客車底盤結構之振動分析與實驗", 第十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會(台灣台北), 2007。
- [4] 胡惠文, 王栢村, 王桀民, 高懷恩, 陳坤義, 呂鎮源, "大客車車體結構之振動分析與實驗", 第十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會(台灣台北), 2007。
- [5] 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。
- [6] 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.
- [7] 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).
- [8] 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。
- [9] 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。
- [10] 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.
- [11] 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。
- [12] 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。
- [13] 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.