

# 車體結構輕量化分析

劉明遠<sup>1</sup> 王栢村<sup>2</sup> 陳勇全<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>國立屏東科技大學車輛工程系

<sup>2</sup>國立屏東科技大學機械工程系

## 摘要

本研究主要是利用有限元素方法配合最佳化分析工具，來進行電動車車體結構之輕量化設計及靜剛性。分析時，是以三維有限元素模型來探討車體結構之靜態特性。為驗證分析模型之準確性，也同時採用實驗模態分析方法作為有限元素模型之驗證。分析結果顯示，在不改變原車體材質及維持與原車體結構靜剛性之情況下，本研究所提新車體結構之重量較原車體大約減少了 19%。

**關鍵詞：**輕量化，有限元素分析，實驗模態分析，靜剛性。

## LIGHT-WEIGHT ANALYSIS FOR CAR-BODY STRUCTURE

Ming-Yuan Liou<sup>1</sup> Bor-Tsuen Wang<sup>2</sup> Yung-Chuan Chen<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Vehicle Engineering  
National Pingtung University of Science and Technology  
Pingtung, Taiwan 912, R.O.C

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering  
National Pingtung University of Science and Technology  
Pingtung, Taiwan 912, R.O.C

**Key Words:** lightweight, finite element analysis, experimental modal analysis, static stiffness.

## ABSTRACT

In this study, both the finite element method and the skill of optimization analysis are used to explore the design of a lightweight electric vehicle car-body structure and its static stiffness. The static behavior of the car-body structure is investigated using a three-dimensional finite element model. The feasibility of the proposed finite element model was confirmed by comparing the numerical solutions with the results obtained from the experimental modal analysis (EMA). The results indicate that the redesigned vehicle structure has a 19% reduction in weight with the same material and static stiffness as the original vehicle.

## 一、前言

現代汽車技術的快速發展以及消費型態的改變，現在

汽車產品的開發週期必須縮短到十幾個月，因此運用電腦模擬分析是個趨勢。電腦模擬分析可以評估新產品在設計開發階段之多種性能，如車身或其主要結構的剛度、強度

\*通訊作者：陳勇全，e-mail: chuan@mail.npust.edu.tw

Corresponding author: Yung-Chuan Chen, e-mail: chuan@mail.npust.edu.tw

以及動態特性等，使產品的開發更容易及節省成本。Borges [1]和 Crawford [2]利用有限元素分析方法來求得不同底盤之扭轉剛性。但 CAE 研發團隊必須經常面對一個非常重要的問題，就是如何獲得一個符合實際車輛結構的數值結果 [3]。Magalhães 等人[3]主要是探討 unibody vehicle 之靜剛性。分析時，利用實驗模態分析和扭轉剛性實驗，來驗證有限元素模型之準確性。研究結果指出，扭轉剛性實驗分析與有限元素分析所得之結果，兩者相似性達 99%。而在 0~80 Hz 之範圍內，實驗模態分析所得之振模與有限元素分析所得之結果，其誤差約為 10%。Cheng 等人[4]之研究結果指出，將參數化模型之預測結果和實驗測試之結果比較，其最大誤差小於 4%，故參數化模型能夠正確地描述車體之結構特性。Filho 等人[5]之研究，也是利用實驗模態分析和扭轉剛性實驗來驗證有限元素模型之準確性。結果指出，扭轉剛性實驗與有限元素分析所得之結果比較，其誤差約為 4%，此外，其研究也利用結構最佳化分析方法來對有限元素模型進行變更設計，雖然總重量增加了 6%，但卻提升了 75%車體結構之扭轉剛性。黃運琳等人[6]利用有限元素模型來模擬電動代步車與電動輪椅之動態與振動模態。結果顯示，結合動態模擬與實際道路測試，可以用來分析車架之動態應力分佈，以及改善結構設計與剛性。Dzerkelis 等人[7]之研究，利用三維有限元素模型來模擬分析底盤結構之靜剛性。結果指出，底盤結構受彎曲負載時，其位移量不能大於 1 mm，而受扭轉負載時，其扭轉角要小於 1 度。Doke 等人[8]利用樑元素來建立轎車車體結構之分析模型，並探討整車的噪音、振動和碰撞性能。

研究結果指出，利用有限元素模型可以有效預測振動並提出改善來降低結構重量。Laxman 等人[9]利用結構最佳化分析工具，來進行車體零件之減重分析。結果每輛汽車可以成功的減輕重量 1.4 kg，減重百分率為 7.3%，每年可以節省之成本約 NT\$320,000。Yamamoto 等人[10]，也是利用最佳化工具，來進行車體引擎室之減重分析，分段進行拓模優化及形狀優化分析，在維持原始結構剛性之情況下，成功減輕重量 35%。

以上有關輕量化分析之研究，並沒有針對整車車體結構作輕量化分析。本研究主要是利用三維有限元素模型配合最佳化分析工具，來分析探討電動車車體結構之輕量化設計。本研究是以市售 UV 車 (utility vehicle) 作為參考車體，來進行模態、靜剛性以及強度分析。並利用實驗模態分析所得之結果，來驗證有限元素所得之結果，以確認有限元素模型之準確性。此外，在不改變材質及靜剛性之條件下，本研究也利用最佳化分析工具，對底盤進行輕量化設計。

## 二、有限元素模型

本研究所使用參考車體之幾何尺寸，車長為 2870 mm、車高為 1850 mm、車寬為 1500 mm、軸距為 1910 mm

表一 有限元素模型收斂分析結果

Element Number	Displacement (mm)
38856	0.535
46568	0.621
56845	0.689
66345	0.722
76954	0.741
86562	0.745

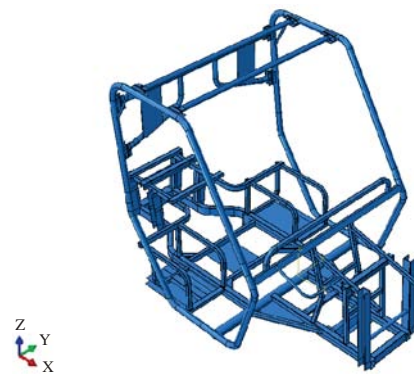


圖 1 車體結構之 CAD 模型

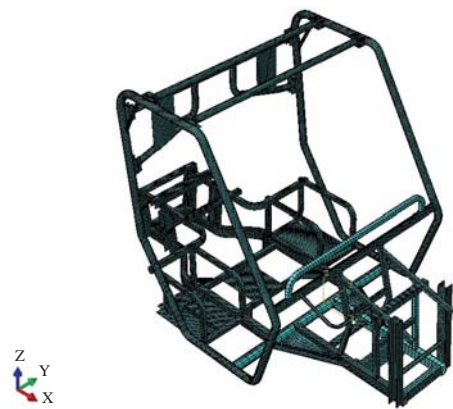
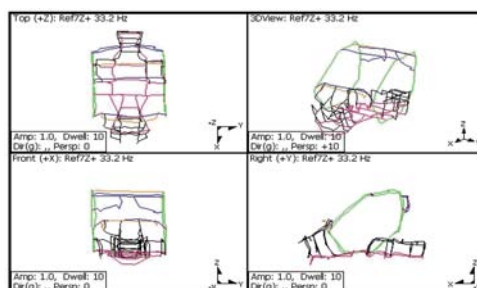


圖 2 車體結構之 FEM 模型

以及重量為 104 kg。首先採用 Solidwork 繪圖軟體，來建立車體結構之幾何模型，如圖 1 所示。然後再利用有限元素分析軟體 ABAQUS 將 CAD 模型讀入，建立彈塑性有限元素模型。圖 2 是本研究所採用之有限元素模型，分析時元素是採用三維八節點之實體元素。表一是有有限元素模型之收斂分析，收斂點是採用剛性分析時之負載點位移。由表一可知，當元素數目為 76954 時，結果已趨收斂。為節省分析時間，本研究之模型，其元素及節點數目分別採用 76954 及 149169。車體結構皆為鋼管，其材質是採用 STKM11A，這是因為參考車種是使用此材料以及此材料在市面上取得容易。此材料之彈性係數為 210 GPa、浦松氏

表二 實驗與模擬所得自然頻率之比較表

Mode	EMA (Hz)	FEM (Hz)	Difference (%)
1	24.95	26.23	5.1
2	26.02	27.38	5.2
3	33.22	32.89	-0.9
4	34.31	37.24	8.5
5	47.44	42.68	-10.0
6	48.53	47.48	-2.1



Experiment (頻率為 33.22 Hz)



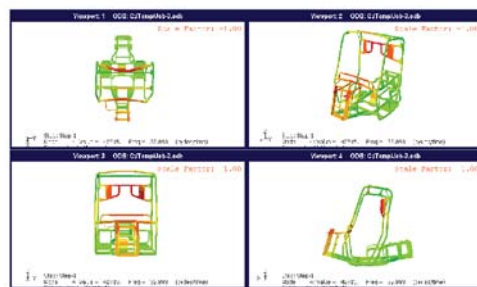
圖 3 實驗模態分析之設備架設圖 [11]

比為 0.3、材料密度為  $7850 \text{ kg/m}^3$ 、降伏強度為 354 MPa、抗拉強度 391 MPa。

### 三、有限元素模型驗證

為驗證本研究所使用有限元素模型之準確性，首先利用實驗模態分析方法來進行車體結構之模態分析，以求得其自然頻率和模態振型。圖 3 為實驗模態分析之設備架設圖，包括衝擊錘、感測器與頻譜分析儀 (FFT analyzer) 及手提式電腦，詳細實驗步驟請參考文獻[11]。

表二為實驗模態分析與有限元素分析所得前面 6 個模態之結果比較，由表二之結果可知，有限元素分析所得之自然頻率與實驗值之誤差均在 10% 以內。圖 4 是模態 3 時，有限元素分析所得之振模，與實驗模態分析方法所得模態之比較。由圖 4 中可以得知，實驗所得之模態振型與有限元素模型分析所得之模態振型趨勢相當接近。因此可以確認本研究所採用之有限元素模型，應可以準確的用來作為車體結構後續之分析。



FEM (頻率為 32.89 Hz)

圖 4 有限元素分析和實驗模態分析所得模態之比較

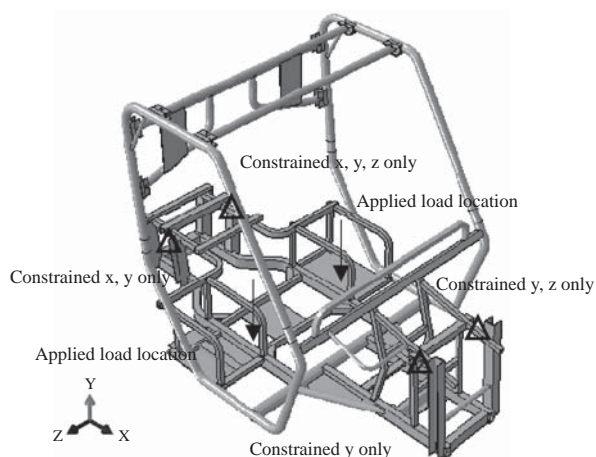


圖 5 彎曲剛性之邊界條件示意圖

### 四、車體結構有限元素分析

本研究是利用車體結構受靜態負載時所產生之變形量及扭轉角度，來推算其車體結構之靜剛性。相關靜剛性分析時，所採用之邊界條件分別說明如下：

#### 1. 彎曲剛性分析

車體結構彎曲剛性有限元素分析時，其邊界條件及負載施加位置是參考文獻[9]，如圖 5 所示。分析時之邊界條件為在後懸吊鎖點處一端固定 x、y、z 三個方向之自由度，另一端則固定 x、y 方向之自由度。而在前懸吊鎖點處一端固定 y、z 兩個方向之自由度，另一端則固定 y 方向之自由

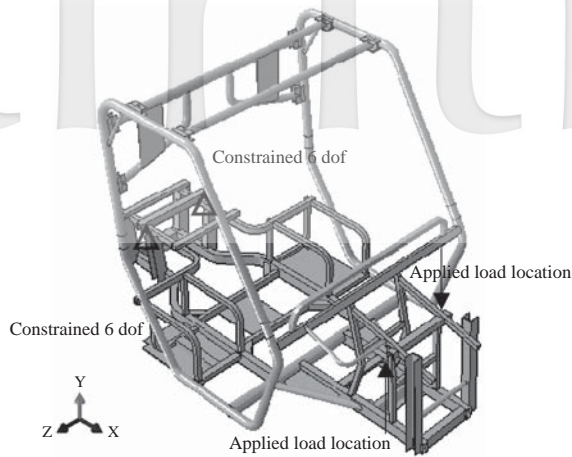


圖 6 扭轉剛性之邊界條件示意圖

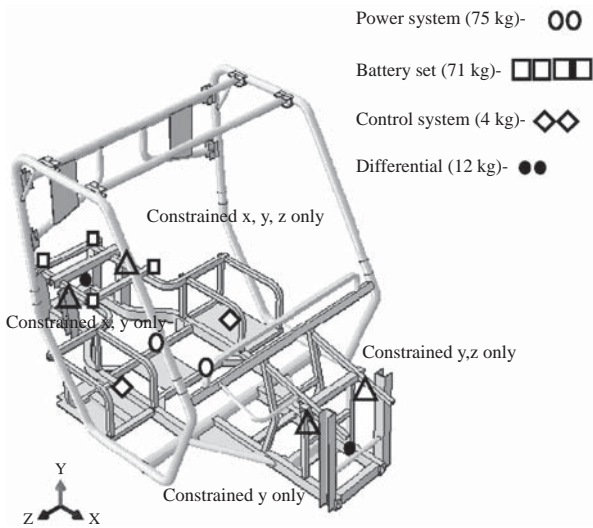


圖 7 自重分析之邊界條件

度。並在約車體中間處之兩邊分別施加一集中負載，大小為 1000 N。文獻上之分析均在車體之載重方向施加負載來進行彎曲剛性分析，故本文之施加負載也是車體之載重方向，而此負載是對 x 軸造成彎曲。因本文 x 軸為車的縱軸，因此其彎曲較其他軸大，即 x 軸的彎曲條件較為嚴苛，故僅分析 x 軸方向之彎曲剛性。

## 2. 扭轉剛性分析

車體結構扭轉剛性之有限元素分析方面，其邊界條件為在後懸吊鎖點處左右兩端均固定其六個方向的自由度。此外，在前懸吊處兩邊分別施加一大小為 1000 N 但方向相反之集中負載，如圖 6 所示。文獻上之分析均在車體之載重方向施加負載來進行扭轉剛性分析，故本文之施加負載也是車體之載重方向，而此負載是對 x 軸造成扭轉。本文 x 軸為車的縱軸，因此其扭轉較其他軸大，x 方向之扭轉較其他方向嚴苛，故僅分析 x 軸方向之扭轉剛性。

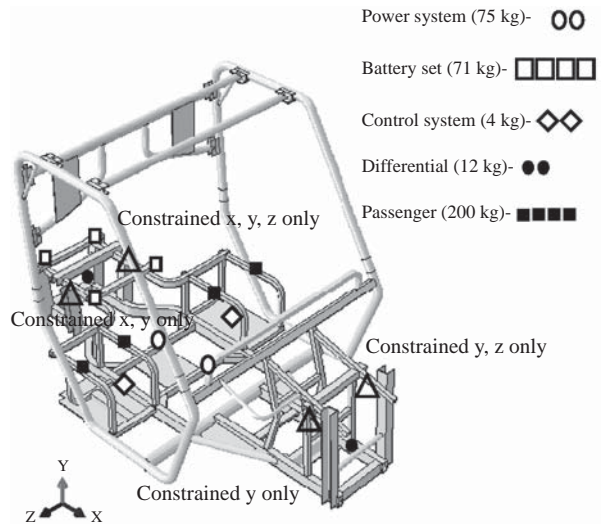


圖 8 全負載分析之邊界條件

## 3. Hyperworks 輕量化設計

利用 Hyperworks 最佳化分析軟體，進行底盤結構拓樸最佳化分析。分析時，給予設計拘限，設計條件為原始車體結構之靜剛性，設計目標為車體結構重量最輕。最後，利用拓樸最佳化獲得車體底盤結構之初始概念設計模型。

## 4. 車體結構強度分析

### (一) 自重強度分析

車體結構自重有限元素分析時，考慮其整車配重，其邊界條件[9]為在後懸吊鎖點處一端固定 x、y、z 三個方向之自由度，另一端則固定 x、y 方向之自由度。而在前懸吊鎖點處一端固定 y、z 兩個方向之自由度，另一端則固定 y 方向之自由度。此外，並依照配重在該配重位置施加負載，如圖 7 所示。

### (二) 全負載強度分析

車體結構全負載分析時，其邊界條件同自重強度分析，如圖 8 所示。分析時，除了考慮整車配重外，並考慮駕駛乘客重量。

### (三) 全負載煞車強度分析

車體結構全負載煞車分析時，其邊界條件同自重強度分析，如圖 9 所示。分析時，考慮整車滿載之情況外，並在 x 方向施加一 0.7 g 之重力場[5]，用來模擬煞車時所產生之重力加速度。

## 五、結果與討論

### 1. 底盤結構輕量化設計

本研究是利用最佳化分析軟體 Optistruct，來進行車體底盤結構之拓樸優化。圖 10 是底盤結構輕量化分析之流程圖，其分析步驟包括原始底盤模型建立、拓樸分析、

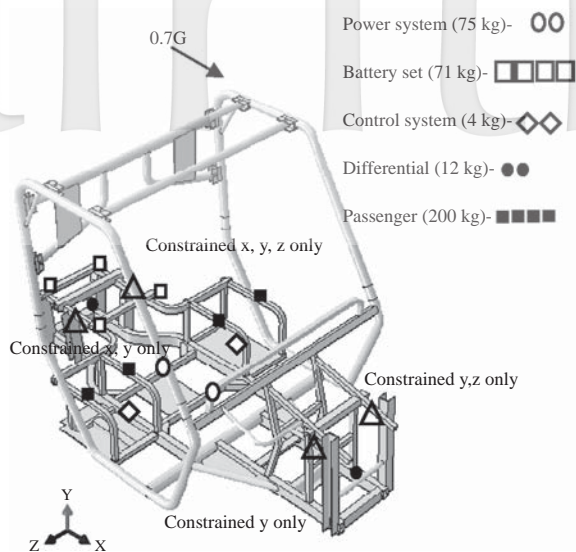


圖 9 全負載煞車分析之邊界條件

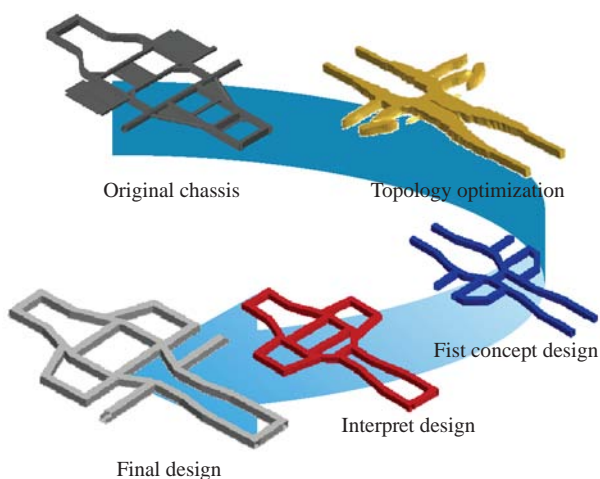


圖 10 車體底盤結構輕量化分析流程圖

概念設計、細部修改、最終設計。由圖 10 可以看出原始底盤與輕量化底盤之差別，其不同處為底盤結構之管件位置佈置不同以及管件尺寸的不同，原始底盤是使用長方型管與圓管此兩種型式之管件組成，其尺寸為  $60 \times 40 \times t2 \text{ mm}$ 、 $38 \times 25 \times t2 \text{ mm}$ 、 $\phi 60 \times t2 \text{ mm}$ ，而新設計是採用方型管以不同尺寸之管件所組成，其尺寸為  $60 \times 60 \times t1.6 \text{ mm}$ 、 $40 \times 40 \times t2 \text{ mm}$  等。分析時，是以在給定之約束條件以及滿足原始車體結構靜剛性之前提下，讓結構之重量達到最輕為設計目標。待分析完成後，可獲得一新車體結構之概念設計。然後重新建立新車體結構之 CAD 模型及有限元素模型，再對新車體結構進行有限元素靜剛性分析。若是剛性不足，則必須重新進行概念設計之變更，直至滿足原車體結構之靜剛性。依照拓模分析結果，本研究在底盤部分考量有兩種不同之設計方案，分別標示為 Opt1 與 Opt2，如圖 11 所示。

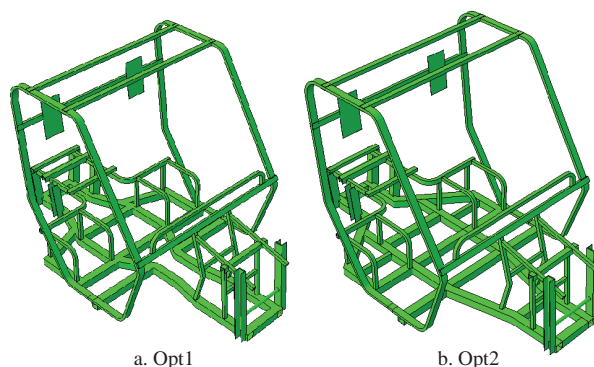


圖 11 輕量化車體結構設計方案

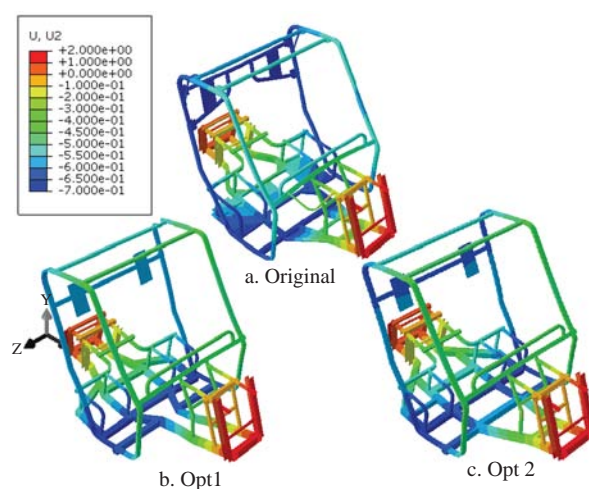


圖 12 三種車體結構彎曲分析所得之 y 方向位移分佈

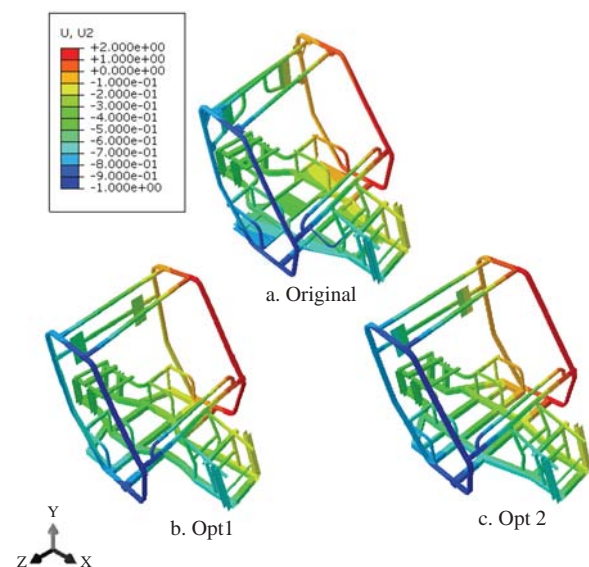


圖 13 三種車體結構扭轉分析所得之 y 方向位移分佈

## 2. 車體結構靜剛性

圖 12 及圖 13 分別為三種車體結構 (參考車體 Original、

表三 實驗及模擬所得之靜剛性比較表

Vehicle Structure	Original	Opt1	Opt2
Bending stiffness (N/mm)	1483.85	1535.13 (+3.5%)	1515.75 (+2.1%)
Torsion stiffness (N-m/deg)	1051.89	1152.47 (+9.6%)	1141.29 (+8.5%)
Weight (kg)	104	84 (-19.2%)	87 (-16.3%)

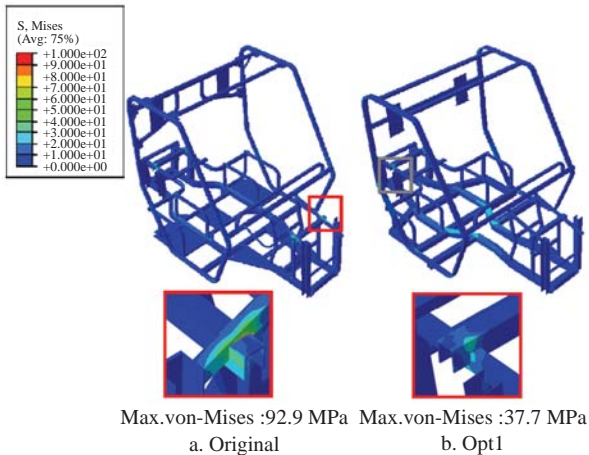


圖 14 車體自重分析時之 von-Mises 應力分佈

Opt1 及 Opt2) 受到彎曲及扭轉兩種不同作用負載時,所造成之位移分佈圖。依據圖 12 之分析結果可知,原車體結構受彎矩作用時,其施力點位置 y 方向之平均位移值為 0.674 mm。而新設計之輕量化車體結構 Opt1 及 Opt2 受彎矩作用時,其施力點位置 y 方向之平均位移值分別為 0.651 mm 及 0.659 mm。由圖 13 可知,參考車體結構受扭矩負載作用時,其平均位移值為 0.667 mm,換算其所對應之扭轉角度為 0.19°。此外,由圖 13 也可得知輕量化車體結構 Opt1 及 Opt2 其平均位移值分別為 0.609 mm 及 0.623 mm,換算其所對應之扭轉角度分別為 0.17°及 0.172°。根據彎矩剛性及扭轉剛性與位移、扭轉角和作用力之關係,可求得車體結構之彎曲及扭轉剛性,計算結果如表三所示。依據表三之比較結果可知,Opt1 之設計無論在彎曲或是扭轉剛性上,甚至在減重方面均較 Opt2 來的好。因此,以下之分析將以參考車體及 Opt1 為主。

### 3. 車體結構強度

圖 14~16 分別為 Original、Opt1 車體結構承受自重、全負載及全負載煞車時,三種不同工作環境所造成之 von-Mises 應力分佈圖。當車體結構承受自身重量及整車配重時,其原車體結構 von-Mises 應力最大位置發生在左邊前懸吊鎖點位置,最大應力值為 92.9 MPa。而輕量化車體結構 von-Mises 應力最大發生在右邊後懸吊鎖點位置,最大應力值為 37.7 MPa,如圖 14 所示。圖 15 是當車體結構承受整車配重及駕駛乘客重量時, von-Mises 之應力分佈

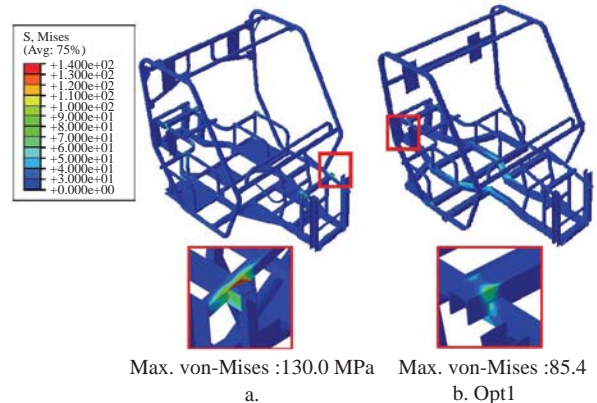


圖 15 車體全負載分析時之 von-Mises 應力分佈

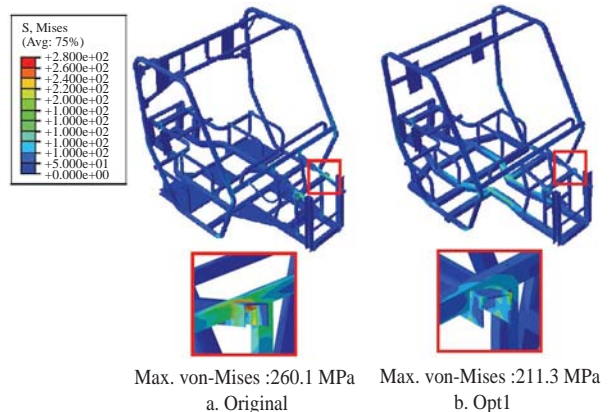


圖 16 車體全負載煞車分析時之 von-Mises 應力分佈

圖。由 15 圖可知,其原車體結構之 von-Mises 應力最大位置發生在右邊懸吊鎖點位置,最大應力值為 130.0 MPa,輕量化車體結構之 von-Mises 應力最大值是發生在右邊後懸吊鎖點位置,最大應力值為 85.4 MPa。當車體結構承受全負載煞車時,其原車體結構之 von-Mises 應力最大位置發生在右邊前懸吊固定位置,其最大應力值為 260.1 MPa。而輕量化車體結構 von-Mises 應力最大值發生在右邊前懸吊鎖點位置,最大值為 211.3 MPa,如圖 16 所示。根據有限元素分析結果所示,車體結構在此三種工作環境下,最大應力值皆在材料之降伏範圍 (354 MPa) 之內,結果歸納如表四所示。

表四 自重、全負載及全負載煞車分析所得最大 von-Mises 應力之比較表

Condition	Original	Opt1
	Max. von-Mises (MPa)	Max. von-Mises (MPa)
Curb Weight	92.9	37.7
Gross Vehicle Weight	130.0	85.4
Gross Vehicle Weight + Braking	260.1	211.3

## 六、結 論

本研究是針對電動車整車車體空間結構做輕量化分析，而目前所蒐集到的文獻上，均只針對汽車零件、車身引擎室、懸吊控制臂等做結構輕量化之探討，有關整車車體結構輕量化分析的文獻並無相關資料。本文就車體空間結構之輕量化分析流程、結構剛性及結構強度之分析，均有詳細之描述及探討。

本研究已建立車體結構之輕量化分析技術及強度分析之有限元素模型。利用所建立之有限元素模型所求得之自然頻率及模態與實驗模態分析所得之結果，其自然頻率誤差值約為 10% 以內。而在車體輕量化分析方面，在不改變原車體材質之情況下，與原車體結構比較，輕量化車體結構 Opt1 之彎曲及扭轉剛性分別增加約 3.5% 及 9.6%。車體結構在自重、全負載及全負載煞車條件下之強度分析，輕量化車體結構 Opt1 之強度均比原車體結構好，且輕量化車體結構 Opt1 較原車體結構之重量減量 20 kg，減重百分率為 19.2%。因此，本研究所提出之輕量化分析技術，將可作為電動車車體結構設計時輕量化分析之參考，對於車體結構之減重及結構強度分析，將有相當之幫助。

## 參考文獻

- Borges, J. A. F., "Dinâmica de Veículos Articulados: simulação Computacional, Otimização e Ensaio Experimentais," Ph. D. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, MG, Brazil (1999).
- Crawford, J., "Finite Element Analysis of a NASCAR Winston Cup Stock Car," SAE Paper No. 942527, *Proceedings of the Motorsports Engineering Conference and Exposition*, Detroit, MI. (1994).
- Magalhães, M., Ferraz, F., and Agostinho, A., "Comparison between Finite Elements Model and Experimental Results for Static Stiffness and Normal Vibration Modes on a Unibody Vehicle," SAE Paper No. 2004-01-3351, *Proceedings of the 13<sup>th</sup> Congresso e Exposicao Internacionais da Tecnologia da Mobilidade*, Sao Paulo, Brazil. (2004).
- Cheng, S. P., Chen, A., and Janicki, M., "A Parametric Approach for Vehicle Frame Structure Dynamics Analysis," SAE Paper No. 2007-01-2335, *Proceedings of the Noise and Vibration Conference and Exhibition*, St. Charles, IL, USA (2007).
- Filho, R. R. P., Rezende, J. C. C., de Freitas Leal, M., and Borges, J. A. F., "Automotive Frame Optimization," SAE Paper No. 2003-01-3702, USA. (2003).
- 黃運琳、廖志維、黃冠倫和江文楨，「電動車輛之動態模擬與振動模態分析」，中華民國第十四屆車輛工程學術研討會，雲林 (2009)。
- Dzerekelis, V., Bazaras, Z., Sapragonas, J., and Lukoševičius, V., "Investigation of the Experimental Car Body in Static Bending and Torsion," *Mechanika*, Vol. 18, No. 4, pp. 392-397 (2012).
- Doke, P., Faed, M., and Jazar, R., "Vehicle Concept Modeling: A New Technology for Structures Weight Reduction," *Procedia Engineering*, Vol. 49, pp. 287-293 (2012).
- Laxman, S., Iyengar, R., and Morgans, S., "Achieving Light-Weight Design of Automotive Bodies with Advanced High Strength Steels via Structural Optimization," SAE Paper No. 2009-01-0795, USA. (2009).
- Yamamoto, T., Maruyama, S., Yamada, H., and Nishiwaki, S., "Feasibility Study of a New Optimization Technique for the Vehicle Body Structure in the Initial Phase of the Design Process," SAE Paper No. 2007-01-2344, *Proceedings of the Noise and Vibration Conference and Exhibition*, St. Charles, IL, USA. (2007).
- 王栢村、陳昱成和陳勇全，「車架之實驗模態分析實務與振動模態特性探討」，中華民國振動與噪音工程學會論文集，第 123-128 頁 (2010)。

2012 年 10 月 15 日 收稿  
 2012 年 10 月 16 日 初審  
 2012 年 12 月 25 日 複審  
 2013 年 01 月 31 日 接受