

# 電動農用平板車車廂結構有限元分析及優化設計

FINITE ELEMENT ANALYSIS AND OPTIMIZATION DESIGN OF THE COMPARTMENT STRUCTURE OF ELECTRIC AGRICULTURAL FLAT CAR

青島港灣職業技術學院  
智能製造學院  
副教授

李永剛\*  
Yonggang Li

## 摘要

電動農用平板車整車質量降低能夠有效提升續航裏程，因此，對電動農用平板車車廂結構進行輕量化設計具有十分重要的意義。通過參考成熟電動農用平板車車廂的設計尺寸，運用有限元仿真分析的方法完成車廂的靜態分析、模態分析和疲勞分析，評估強度和疲勞特性是否滿足設計要求，並根據市場要求對其進行輕量化設計，仿真結果表明：結構優化前後的強度與剛度均符合設計要求，根據質量下降率來進行評估，通過質量下降比的評估，車廂底架橫樑形狀輕量化設計較優，安全指標符合設計要求，且自重能夠降低 18%。通過對電動農用平板車車廂的有限元分析及優化的研究可以達到較好的輕量化設計效果，為同類研究提供參考。

**關鍵詞：**電動農用車、平板車廂、有限元分析、疲勞特性。

\* 青島港灣職業技術學院智能製造學院副教授

266404 山東省青島市黃島區映山紅路 316 號 · xjx689@sina.com

## FINITE ELEMENT ANALYSIS AND OPTIMIZATION DESIGN OF THE COMPARTMENT STRUCTURE OF ELECTRIC AGRICULTURAL FLAT CAR

**Yonggang Li\***

Qingdao harbour vocational and technical college  
College of Intelligent Manufacturing

### ABSTRACT

Reducing the overall weight of electric agricultural flatbed cars can effectively improve their range, therefore, it is of great significance to carry out lightweight design of the cabin structure of electric agricultural flatbed cars. By referring to the design dimensions of mature electric agricultural flatbed truck carriages, finite element simulation analysis was used to complete the static analysis, modal analysis, and fatigue analysis of the carriages. The strength and fatigue characteristics were evaluated to meet the design requirements, and lightweight design was carried out according to market requirements. The simulation results showed that the strength and stiffness before and after structural optimization met the design requirements. Based on the weight reduction rate, the evaluation was carried out. Through the weight reduction ratio evaluation, the lightweight design of the carriage chassis crossbeam shape was better, the safety indicators met the design requirements, and the self weight could be reduced by 18%. By conducting finite element analysis and optimization research on the carriage of electric agricultural flatbed cars, a good lightweight design effect can be achieved, providing reference for similar research.

**Keywords:** Electric agricultural vehicle, Flatbed carriage, Finite element analysis, Fatigue characteristics.

Li, Y.G.\* (2026). "Finite Element Analysis and Optimization Design of the Compartment Structure of Electric Agricultural Flat Car." *Journal of Taiwan Agricultural Engineering*, 72(1), 55-67.

[https://doi.org/10.29974/JTAE.202603\\_72\(1\).0005](https://doi.org/10.29974/JTAE.202603_72(1).0005)

## 一、引言

當前電動農用車在農業生產領域起著不可替代的作用，但是，隨之而來的能源消耗問題也日益明顯，電動農用平板車車廂佔據著整車質量的比例較高，能源消耗的比例又與整車質量息息相關<sup>[1-3]</sup>。對於電動農用平板車而言，要想提升續航里程，降低整車質量是一個最為有效的方式，因此，對電動農用車車廂結構進行輕量化設計，從而達到降低整車質量，提升續航里程，已經成為各大電動農用車主機廠的研究熱點。電動農用平板車車廂的輕量化設計，第一要保證其設計強度和與剛度能夠滿足使用要求，第二要能夠滿足疲勞特性的需求，在此基礎上通過結構與材料的輕量化方式來實現最佳的動力性能匹配，達到節省電能的目的<sup>[4-5]</sup>(如圖 1)。

## 二、電動農用平板車車廂結構三維模型建立

電動農用平板車車廂結構主要由底板、側圍、後圍以及前圍構成，為了保證貨物在運輸過程中的穩定性，車廂採用焊接方式來進行連接，平板車採用電機驅動，電池採用超微電瓶，車廂結構承載能力強度，安全穩固，該款農用平板車適合短距離運輸，操作十分方便，行駛穩定性強。



圖 1 電動農用平板車

## 2.1 電動農用平板車車廂結構尺寸參數選擇

以某型電動農用平板車車廂為研究對象，參考成熟車型的設計尺寸來進行設計，其主要構成包括車架、車廂、車頭、電池、電機以及動力線束以及其他附件。農用平板車車廂的尺寸參數如表 1 所示。

## 2.2 電動農用平板車車廂結構仿真模型建立

對電動農用平板車車廂採用 Solid works 進行三維模型，如圖 2 所示，平板車廂由四部分組成，第一是底架部分，由橫樑和縱梁以及底板構成，第二是側圍部分，側圍部分由橫樑和縱梁組成，第三部分是前圍，前圍主要由橫樑和縱梁以及側圍板構成，第四是後圍部分，後圍部分由橫樑和縱梁組成，先建出四部分的三維模型，再根據車廂的裝配關係完成整體的裝配，橫縱梁之間採用焊接工藝，以此來保證在承載過程中的強度與剛度。

## 三、電動農用平板車車廂的靜態力學仿真分析

本文利用 Ansys 的 WorkBench 模塊軟件對電動農用平板車車廂進行有限元分析<sup>[6-7]</sup>。

## 3.1 電動農用平板車車廂結構模型導入

將農用平板車車廂三維模型生成的 X-T 檔，運用

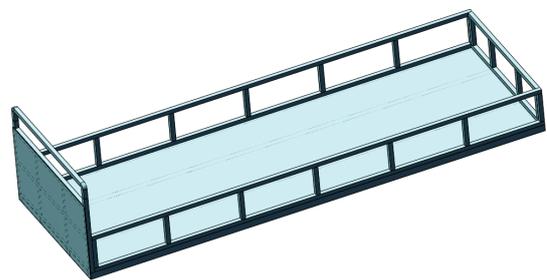


圖 2 電動農用平板車車廂模型

表 1 尺寸參數表

核心尺寸 (mm)		核心尺寸 (mm)	
長	4500	寬	1500
高	446	軸距	850
前後輪距	2250	橫樑截面設計尺寸	60 × 60
縱梁截面設計尺寸	60 × 60	截面厚度	8

ANSYS Workbench 構建靜力學仿真分析模型，將所生成的 X-T 檔導入 Ansys 軟件，構建出農用平板車車廂的模型，如圖 3 所示。

### 3.2 電動農用平板車車廂結構網格劃分

對平板車廂模型進行網格劃分，網格劃分品質直接決定仿真分析的準確性，本文採用六面體網格，生成節點數 923906，單元數 143139，網格品質為  $0.79 > 0.7$ ，網格品質可信，由此獲取電動農用平板車車廂結構網格劃分雲圖和局部放大圖，如圖 4 所示。

### 3.3 電動農用平板車車廂結構屬性設置

電動農用平板車主要承載農作物、農具、肥料等 2 噸以內的農用貨物，使用場景多為土路、坡地等複雜路況，對車廂材料的“強度耐用性、成本可控性、維護便捷性”要求較高。當前市場中，低合金高強度鋼（以 Q345 鋼為主）已成為市場中電動農用平板車車廂的主要使用材料，其綜合性能優勢顯著優於普通

碳鋼與鍍鋅鋼板。

低合金高強度鋼（Q345 鋼）從強度性能來看，其抗拉強度達 470~620 MPa、屈服強度約 410 MPa，比普通碳鋼（Q235 鋼）高出 40%以上，而且 Q345 鋼憑藉高屈服強度可保持形態穩定，不僅能輕鬆承載 2 噸以內的農用貨物，還能應對農村路況的高頻顛簸與貨物衝擊，使用壽命可達 8~10 年，比普通碳鋼延長近一倍。從成本與加工適配性來看，低合金高強度鋼市場價約 6,000 元/噸，雖比普通碳鋼高約 10%，但結合“延長的使用壽命”與“減少的維修頻次”，長期使用性能更好。普通碳鋼在使用中僅能滿足電動農用平板車基礎承載，長期高頻使用後，底板易出現變形凹陷，使用壽命通常在 3 年左右，需頻繁維護，使用成本顯著上升。鍍鋅鋼板則因成本過高，僅在極少數農用車中應用。

根據前述分析，電動農用平板車車廂材料採用 Q345 合金鋼材料進行仿真分析，合金鋼的屈服極限取 620 MPa，安全因數取 1.5，許用應力取 413 MPa，以此作為強度條件對平板車車廂進行仿真分析，如圖 5 所示。

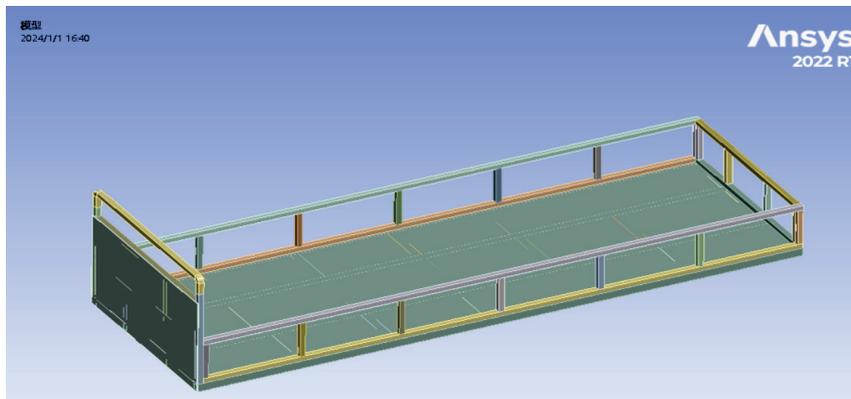


圖 3 電動農用平板車車廂三維模型

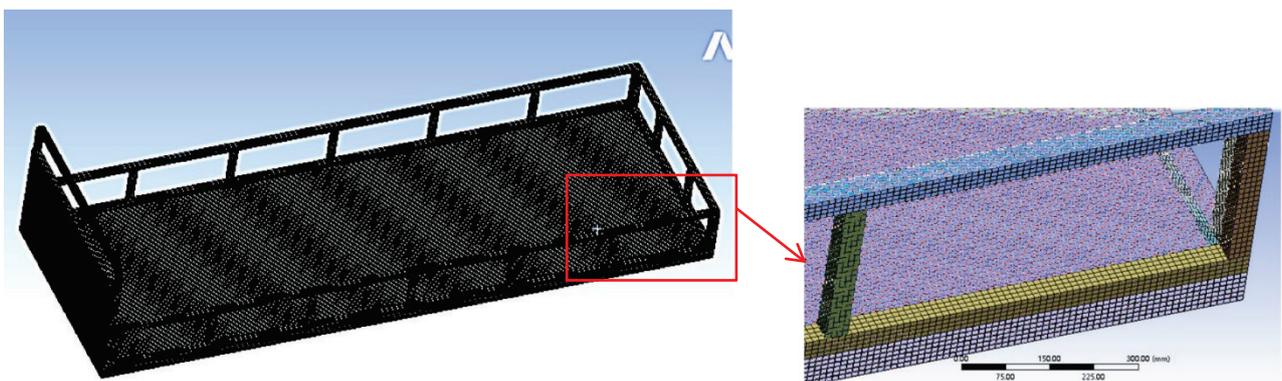


圖 4 平板車廂結構網格劃分及放大圖

AISI 4130 鋼, 正火溫度為 870C	屬性	數值	單位
AISI 4340 鋼, 退火	彈性模量	2.1e+11	牛頓/m <sup>2</sup>
AISI 4340 鋼, 正火	中泊松比	0.28	不適用
AISI 類型 316L 不銹鋼	中抗剪模量	7.9e+10	牛頓/m <sup>2</sup>
AISI 類型 A2 刀具鋼	質量密度	7700	kg/m <sup>3</sup>
<b>合金鋼</b>	張力強度	723825600	牛頓/m <sup>2</sup>
合金鋼 (SS)	壓縮強度		牛頓/m <sup>2</sup>
ASTM A36 鋼	屈服強度	620422000	牛頓/m <sup>2</sup>
鑄造合金鋼	熱膨脹係數	1.3e-05	/K
鑄造碳鋼	熱導率	50	W/(m·K)
鑄造不銹鋼			

圖 5 平板車車廂材料參數設置

### 3.4 工況載荷確定原則

電動農用平板車自身重量主要受電池規格、車廂材料、車架結構及功能配置影響，既要保證承載安全與續航能力又要適應農村狹窄田埂路、大棚通道等複雜通行環境，自身重量一般在 450~950 千克之間。既滿足 2 噸以內農用貨物的載重需求，又能控制車身基礎重量，動力系統以 4~8 kW 直流電機為主（重量 50 千克以內），搭配約 72 V / 100 Ah 的鋰電池組（重量 150 千克以內）。此外，車輛多省去複雜駕駛室，僅保留簡易護欄或遮陽棚，傳動與制動系統也以簡化版為主，這種設計的優勢在於靈活便捷，不僅能輕鬆穿梭在寬度不足 2 米的田埂或大棚間，還能降低電機負荷。

再進行電動農用平板車車廂仿真分析之前，為保證仿真分析結果在複雜情況下都能滿足車輛使用要求，按照前面分析設置其自身質量和最大載貨質量<sup>[8-9]</sup>，如表 2 所示。

表 2 電動農用平板車與載貨質量表

名稱	質量 (kg)	名稱	質量 (kg)
車廂自重	960	貨物質量	1500

#### 3.4.1 滿載彎曲工況載荷確定

根據其實際的受載狀況，將全部的質量進行簡化同時考慮極限受載的情況，將全部質量簡化到車廂底板和前側板上，重力計算公式如公式 (1) 所示<sup>[10-11]</sup>：

$$G=K \times M \times g \dots\dots\dots(1)$$

式中： $G$  表示重力； $K$  表示動載荷係數，一般情況取 1.2； $M$  表示質量； $g$  表示重力加速度，取值 9.8，如公式 (2) 所示。

通過計算可以得到車廂自重及其貨物質量為  $M_1$  為 2,460 kg，簡化到車廂底板和前側板上<sup>[12-13]</sup>：

$$G_1=K \times M_1 \times g=(1.2 \times 2460 \times 9.8)=28929.6N \dots\dots(2)$$

#### 3.4.2 滿載制動工況載荷確定

根據電動農用平板車所行駛的路面情況，取路面附著係數為 0.8，如公式 (3) 所示。

$$F=0.7 \times g \times M \times K_z \dots\dots\dots(3)$$

制動工況下垂向受載情況與彎曲工況的設置是相同的，在車廂的滿載方向上進行載荷的施加。

其中， $M$  表示車廂所有的承載物質量，即 2,460 kg， $K_z$  表示動載荷係數，取 1.4，如公式 (4) 所示。

$$\begin{aligned} F &= 0.7 \times g \times M \times K_z \\ &= 0.7 \times 9.8 \times 2460 \times 1.4 \dots\dots\dots(4) \\ &= 23625.84N \end{aligned}$$

#### 3.4.3 滿載轉彎工況載荷確定

滿載側轉力工況下，依據農用平板車所行駛的路面情況，取路面附著係數為 0.8<sup>[14-16]</sup>，如公式 (5) 所示。

$$F=0.8 \times g \times M \times K_d \dots\dots\dots(5)$$

其中， $M$  表示車廂所有的承載物質量，即 2,460 kg， $K_d$  表示動載荷係數，取 1.6，如公式 (6) 所示。

由此可以計算：

$$\begin{aligned} F &= 0.8 \times g \times M \times K_d \\ &= 0.8 \times 9.8 \times 2460 \times 1.6 \dots\dots\dots(6) \\ &= 30858.24N \end{aligned}$$

#### 3.4.4 滿載制動+轉彎組合工況載荷確定

滿載制動力與側轉力組合工況下所承受的載荷為滿載彎曲力、滿載制動力與滿載側轉力耦合形式，這是電動農用平板車車廂承載的最複雜的工況。

### 3.5 電動農用平板車車廂的靜力學分析

#### 3.5.1 滿載彎曲工況

依據工況載荷確定原則來對車廂進行滿載彎曲工況進行載荷施加，載荷包括垂直向下的重力加速度和垂直於底板的垂向載荷，如圖 6 所示。

在滿載彎曲工況，農用平板車車廂仿真分析結果如圖 7 所示。

根據圖 7 可知：滿載彎曲工況下，車廂底板承受垂向載荷以及垂向對的重力加速度，車廂最大變形量為 1.7232 mm，最大變形位置為車廂底板中部位置，車廂最大等效應力為 90.89 MPa，最大等效應力為車

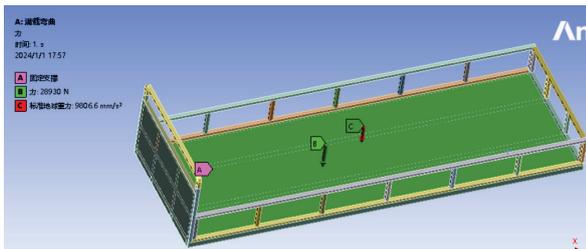


圖 6 滿載彎曲工況的載荷施加

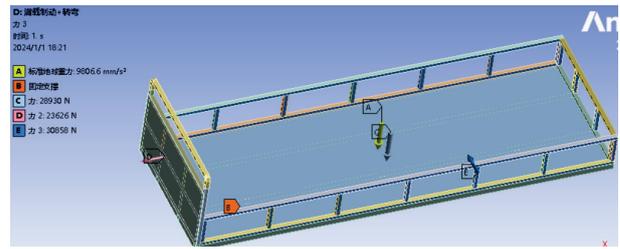


圖 8 滿載制動+轉彎組合工況的載荷施加

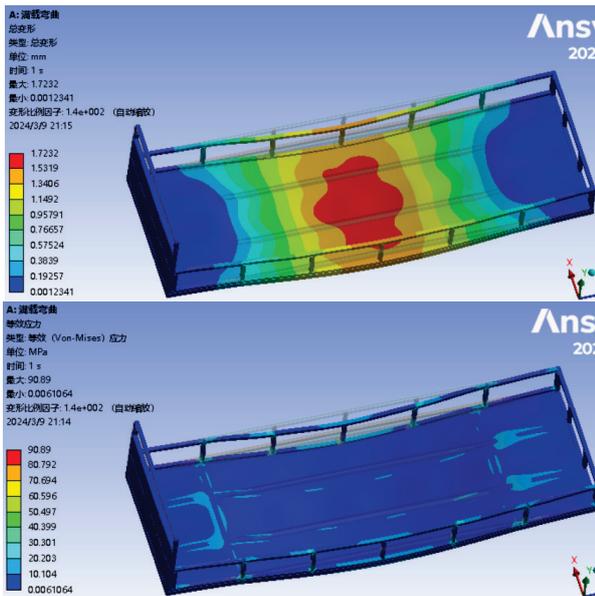


圖 7 滿載彎曲工況車廂的變形量雲圖和應力雲圖

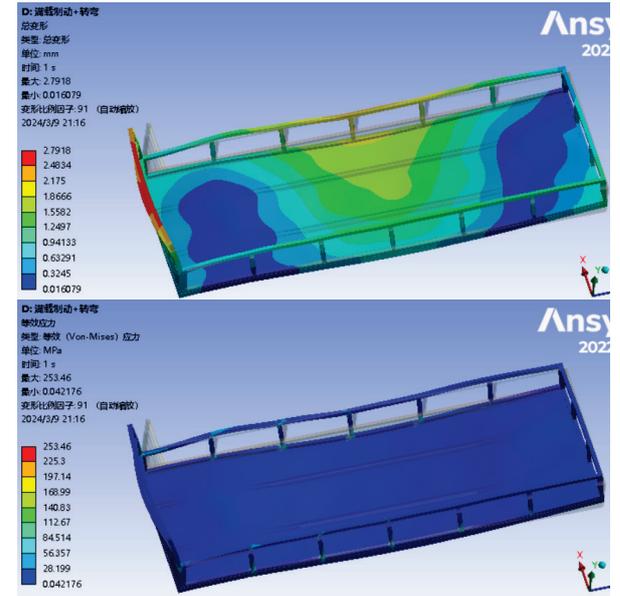


圖 9 滿載制動+轉彎組合工況車廂的變形量雲圖和應力雲圖

廂底板固定約束位置，車廂的製造材料為合金鋼，許用應力為 413 MPa，顯然，在滿載彎曲工況下，車廂結構能夠滿足安全性需求。

### 3.5.2 滿載制動+轉彎組合工況

依據工況載荷確定原則來對車廂進行滿載制動+轉彎組合工況進行載荷施加，載荷包括垂直向下的重力加速度、垂直於底板的垂向載荷、垂直於前後圍板的水準制動力以及垂直於側圍板的水準轉彎力（如圖 8）。

在滿載制動+轉彎組合工況，車廂仿真分析結果如圖 9 所示。

根據圖 9 可知：滿載制動+轉彎組合工況下，車廂底板承受垂直向下的重力加速度、垂直於底板的垂向載荷、垂直於前後圍板的水準制動力以及垂直於側圍板的水準轉彎力，車廂最大變形量為 2.7918 mm，最大變形位置為車廂前圍中部位置，車廂最大等效應力為 253.46 MPa，最大等效應力為車廂側圍和前圍固

定約束位置，車廂的製造材料為合金鋼，許用應力為 413 MPa，顯然，在滿載制動+轉彎組合工況下，平板車廂結構能夠滿足安全性需求。

## 四、電動農用平板車車廂結構輕量化設計

電動農用平板車車廂輕量化設計，需依據電動農用平板車的工作環境與電動車輛的性能特點等方面進行分析，主要從平板車車廂板材截面尺寸和車廂體底架橫樑兩個核心維度設計。在車廂板材截面尺寸輕量化方面，其設計依據首先是農業運輸的載荷特性—電動農用平板車主要用於短途轉運農用物資，這類載荷多為中小體積物件，且承載量相對較小，無需採用過厚的板材即可滿足承載需求。同時，電動車輛的續航能力高度依賴電池能效，板材尺寸的優化可直接降低車廂自身重量，減少車輛的電量消耗，尤其在田間土路、坡地等阻力較大的路況下，能有效緩解電池續航

壓力，提升車輛的作業半徑。此外，運輸中車輛常需頻繁轉向、剎車等，較輕的車廂可以降低車輛行駛的慣性，提升操作靈活性，更適配田間狹窄、複雜的作業環境。

車廂體底架橫樑形狀的輕量化設計，依據車廂底架結構力學性能與材料利用率的平衡。結合電動農用平板車的載荷分佈特點，底架橫樑主要承受垂直方向的彎曲載荷，因此可通過優化橫樑截面形狀 (如採用 U 型或工字型等薄壁結構)，在減少材料用量的同時，將材料集中在受力關鍵區域，保證橫樑的抗彎強度與剛度不降低。這種形狀優化不僅能降低底架自身重量，還能提升橫樑的抗變形能力，避免因道路顛簸導致的結構損壞，延長車廂使用壽命。

在電動農用平板車車廂完成輕量化設計後，進行車廂結構的模態仿真分析，是為了檢測輕量化車廂的動態性能，確保車廂在實際作業中結構的安全性、穩定性。輕量化設計必然會改變平板車廂原有的質量與剛度分佈，如薄壁板材的應用可能降低局部結構剛度，橫樑的優化可能導致整體振動特性偏移，而這些變化無法通過靜力學仿真分析體現。

電動農用平板車工作過程中，車輛需頻繁行駛在顛簸不平的道路，路面會對車廂產生持續的週期性激勵；同時，電動驅動系統的電機運轉、車輛啟動與制動時的慣性衝擊，都會形成複雜的動態載荷。若輕量化後的車廂固有頻率因結構參數改變而變化，可能與路面激勵頻率、電機振動頻率形成耦合，引發共振現象，從而加速板材開裂、橫樑變形等疲勞損傷，縮短車廂的整體使用壽命，甚至因振動傳遞影響整車操控穩定性，增加安全風險。此外，電動農用平板車的工況具有較強的不確定性，不同種類、重量的農用物資會使車廂承受的載荷發生變化，而載荷分佈的改變又會進一步影響結構的模態參數。模態仿真分析能夠通過仿真不同裝載工況下的結構振動特性，獲取車廂在各種運輸過程中的固有頻率、振型等關鍵參數，從而判斷其是否避開了主要激勵頻率的範圍。

模態仿真分析是輕量化設計後的關鍵驗證環節，

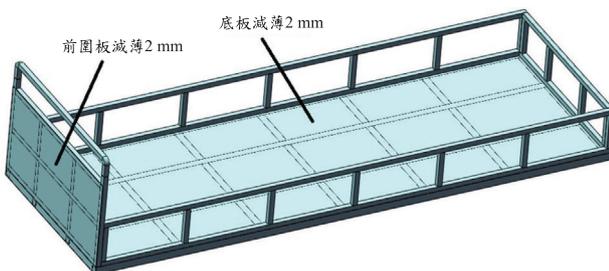


圖 10 截面尺寸輕量化設計位置

它將結構設計從“靜態安全”延伸至“動態可靠”，確保車廂在滿足農業運輸需求的同時，兼顧耐用性與作業舒適性，避免因輕量化帶來的潛在動態風險。

## 4.1 車廂截面尺寸輕量化設計

為了能夠實現電動農用平板車車廂結構輕量化設計，對前圍板和底板進行截面尺寸輕量化設計，即分別減薄 2 mm，以此來實現農用平板車車廂降低重量的目的，如圖 10 所示。

## 4.2 車廂截面尺寸輕量化優化後的靜態力學仿真分析與模態分析

選擇滿載彎曲工況和滿載制動+轉彎組合工況進行分析。

### 4.2.1 滿載彎曲工況

依據工況載荷確定原則來對車廂進行滿載彎曲工況進行載荷施加，載荷包括垂直向下的重力加速度和垂直於底板的垂向載荷。

在滿載彎曲工況，車廂仿真分析結果如圖 11 所示。

根據圖 11 可知：滿載彎曲工況下，車廂底板承受垂向載荷以及垂向對的重力加速度，車廂最大變形量為 2.0939 mm，最大變形位置為車廂底板中部位置，車廂最大等效應力為 91.273 MPa，最大等效應力為車廂底板固定約束位置，車廂的製造材料為合金鋼，許用應力為 413 MPa，顯然，在滿載彎曲工況下，車廂結構能夠滿足安全性需求。

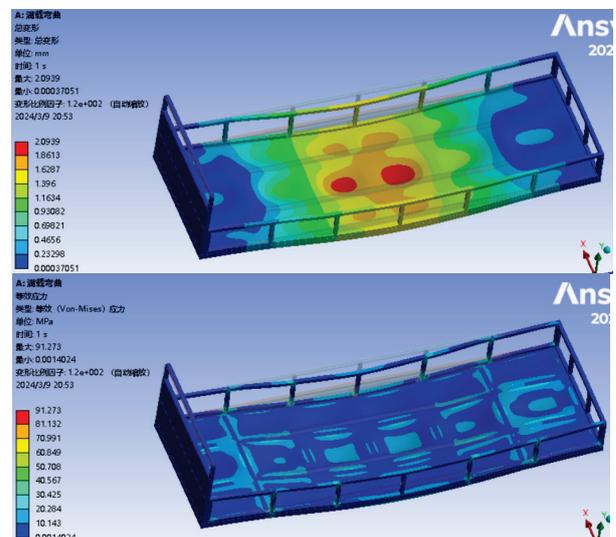


圖 11 滿載彎曲工況車廂的變形量雲圖和應力雲圖

根據靜力學所獲取的仿真分析結果，求解車廂的疲勞特性，即疲勞使用壽命，如圖 12 所示。

在滿載彎曲工況下，車廂的疲勞使用壽命可達  $1e6$  (藍色區域)，顯然，滿載彎曲工況下，所設計的車廂的疲勞使用壽命是能夠滿足要求。

#### 4.2.2 滿載制動+轉彎組合工況

依據工況載荷確定原則來對車廂進行滿載制動+轉彎組合工況進行載荷施加，載荷包括垂直向下的重力加速度、垂直於底板的垂向載荷、垂直於前後圍板的水準制動力以及垂直於側圍板的水準轉彎力。

在滿載制動+轉彎組合工況，車廂仿真分析結果如圖 13 所示。

根據圖 13 可知：滿載制動+轉彎組合工況下，車廂底板承受垂直向下的重力加速度、垂直於底板的垂向載荷、垂直於前後圍板的水準制動力以及垂直於側圍板的水準轉彎力，車廂最大變形量為 3.3225 mm，最大變形位置為車廂前圍中部位置，車廂最大等效應

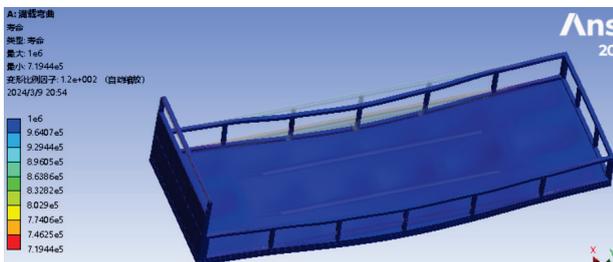


圖 12 滿載彎曲工況下疲勞壽命雲圖

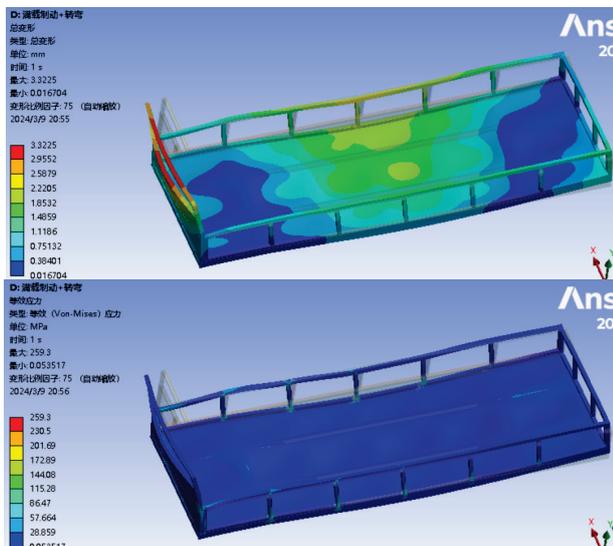


圖 13 滿載制動+轉彎組合工況車廂的變形量雲圖和應力雲圖

力為 259.3 MPa，最大等效應力為車廂側圍和前圍固定約束位置，車廂的製造材料為合金鋼，許用應力為 413 MPa，顯然，在滿載制動+轉彎組合工況下，車廂結構能夠滿足安全性需求。

根據靜力學所獲取的仿真分析結果，求解車廂的疲勞特性，即疲勞使用壽命，如圖 14 所示。

在滿載制動+轉彎組合工況下，農用車車廂的疲勞使用壽命可達  $1e6$  (藍色區域)，顯然，滿載制動+轉彎組合工況下，所設計的車廂的疲勞使用壽命是能夠滿足要求的。

#### 4.2.3 優化後模態分析

運用 ANSYS Workbench 計算車廂結構前六階約束模態，邊界條件與滿載彎曲工況相同，通過軟件計算可以獲取車廂結構的前六階固有頻率和振型雲圖 (如表 3 和圖 15)，以此來評估車廂結構的動態剛度情況。

電動農用平板車的最高車速為 80 km/h，主要行駛路況為高速平坦路面，路面不平度波長取 1，則路面激振頻率如公式 (7) 所示：

$$f = \frac{V_{\max}}{L_{\min} \times 5.2} = \frac{80}{1 \times 5.2} = 15.3846 \text{ Hz} \dots\dots\dots(7)$$

電動農用平板車車廂的最低階固有頻率為 34.761 Hz，車廂的其他階固有頻率均大於 15.3846 Hz，由此可以確定車廂結構不會與其他激振頻率引發共振破壞的情況。



圖 14 滿載制動+轉彎組合工況下疲勞壽命雲圖

表 3 車廂六階模態頻率與振型

階數	固定頻率 (Hz)	振型描述
1	34.761	一階扭轉
2	34.837	一階垂直彎曲
3	37.387	一階側向彎曲
4	38.94	二階扭轉
5	47.675	前部側向彎曲
6	52.693	後部垂直彎曲

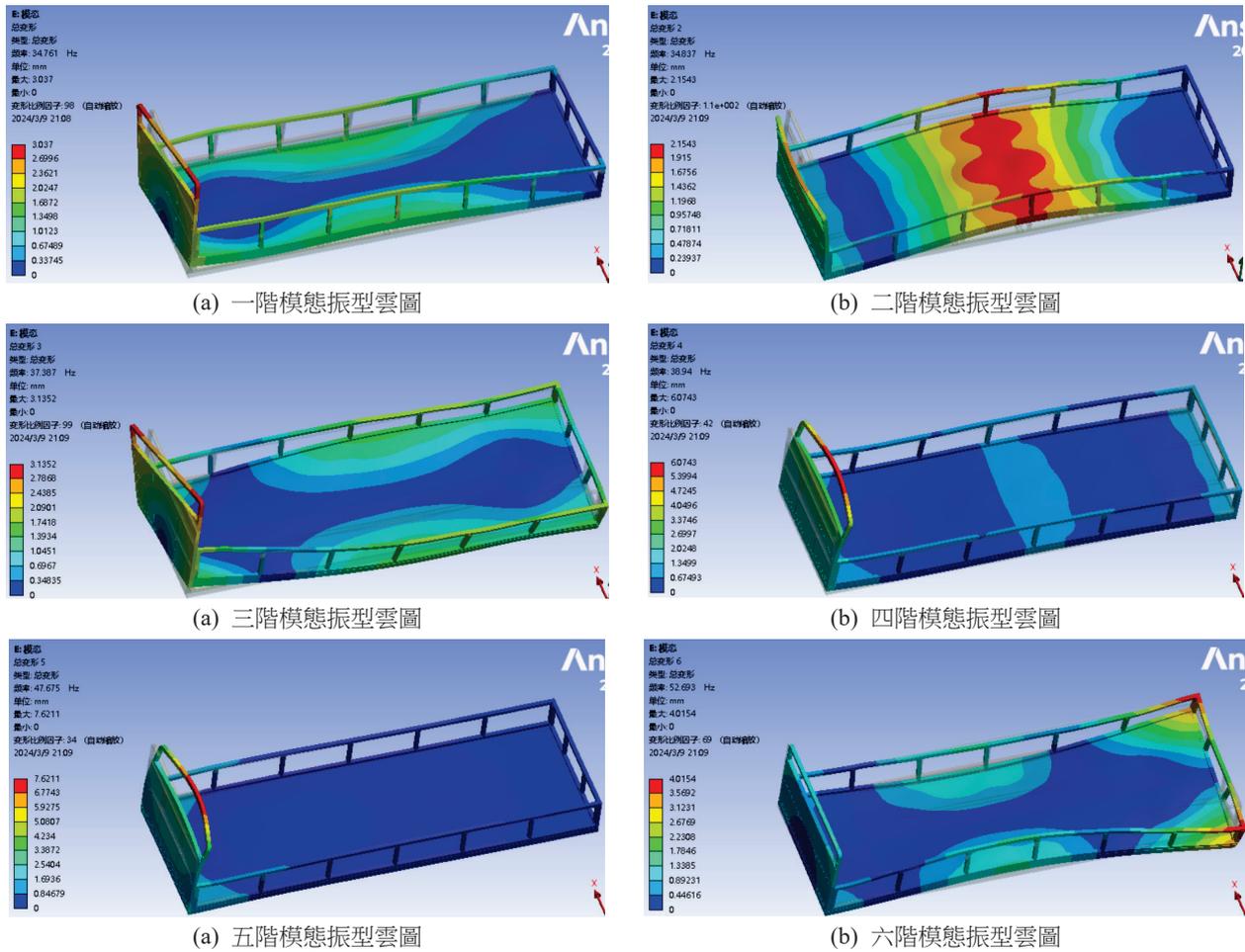


圖 15 車廂截面尺寸輕量化優化後的前六階模態雲圖

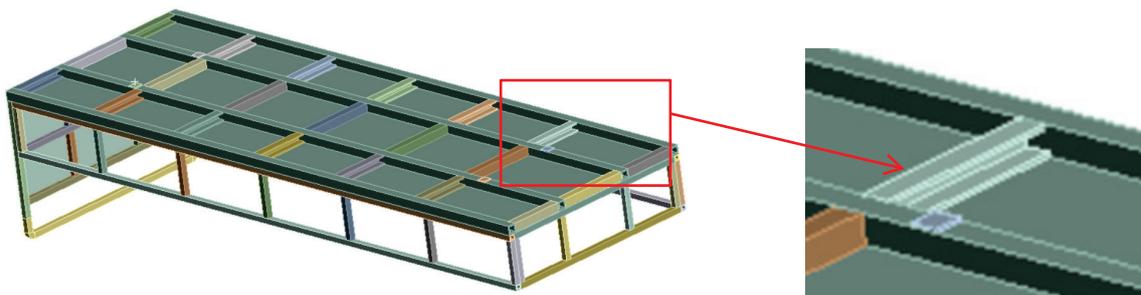


圖 16 車廂體底架橫樑形狀輕量化設計方案

### 4.3 車廂體底架橫樑形狀輕量化設計

對車廂體底架橫樑進行輕量化，將原始結構中底架橫樑截面由矩形截面調整圍 U 型截面，通過去除材料得方式來達到輕量化得設計效果 (如圖 16)。

### 4.4 車廂體底架橫樑輕量化優化後的靜態力學仿真分析與模態分析

選擇滿載彎曲工況和滿載制動+轉彎組合工況進行分析。

#### 4.4.1 滿載彎曲工況

依據工況載荷確定原則來對車廂進行滿載彎曲工況進行載荷施加，載荷包括垂直向下的重力加速度和垂直於底板的垂向載荷。

在滿載彎曲工況，農用車車廂仿真分析結果如

圖 17 所示。

根據圖 17 可知：滿載彎曲工況下，車廂底板承受垂直向載荷以及垂直向對的重力加速度，車廂最大變形量為 4.0835 mm，最大變形位置為車廂底板中部位置，車廂最大等效應力為 126.54 MPa，最大等效應力為車廂底板固定約束位置，車廂的製造材料為合金鋼，許用應力為 413 MPa，顯然，在滿載彎曲工況下，車廂結構能夠滿足安全性需求。

根據靜力學所獲取的仿真分析結果，求解車廂的疲勞特性，即疲勞使用壽命，如圖 18 所示。

在滿載彎曲工況下，車廂的疲勞使用壽命可達  $1e6$  (藍色區域)，顯然，滿載彎曲工況下，所設計的車廂的疲勞使用壽命是能夠滿足要求的。

#### 4.4.2 滿載制動+轉彎組合工況

依據工況載荷確定原則來對車廂進行滿載制動+轉彎組合工況進行載荷施加，載荷包括垂直向下的重

力加速度、垂直於底板的垂直向載荷、垂直於前後圍板的水準制動力以及垂直於側圍板的水準轉彎力。

在滿載制動+轉彎組合工況，車廂仿真分析結果如圖 19 所示。

根據圖 19 知：滿載制動+轉彎組合工況下，車廂底板承受垂直向下的重力加速度、垂直於底板的垂直向載荷、垂直於前後圍板的水準制動力以及垂直於側圍板的水準轉彎力，車廂最大變形量為 4.3362 mm，最大變形位置為車廂前圍中部位置，車廂最大等效應力為 321.46 MPa，最大等效應力為車廂側圍和前圍固定約束位置，車廂的製造材料為合金鋼，許用應力為 413 MPa，顯然，在滿載制動+轉彎組合工況下，車廂結構能夠滿足安全性需求。

根據靜力學所獲取的仿真分析結果，求解車廂的疲勞特性，即疲勞使用壽命，如圖 20 所示。

在滿載制動+轉彎組合工況下，車廂的疲勞使用壽命可達  $1e6$  (藍色區域)，顯然，滿載制動+轉彎組合

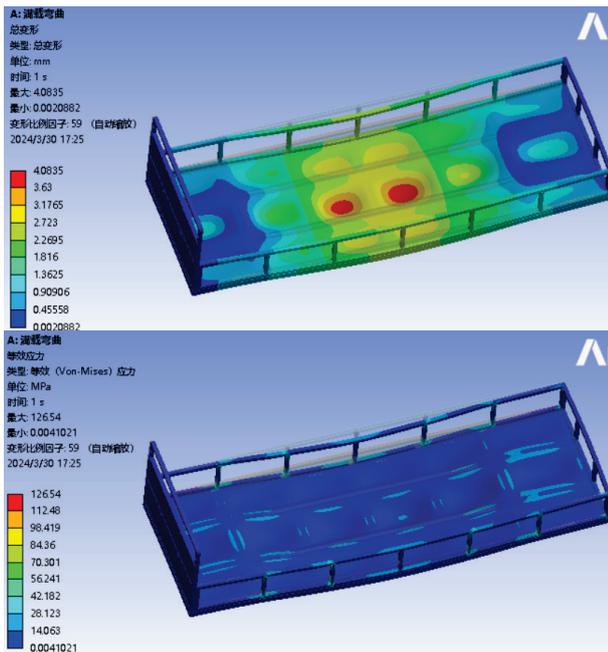


圖 17 滿載彎曲工況車廂的變形量雲圖和應力雲圖

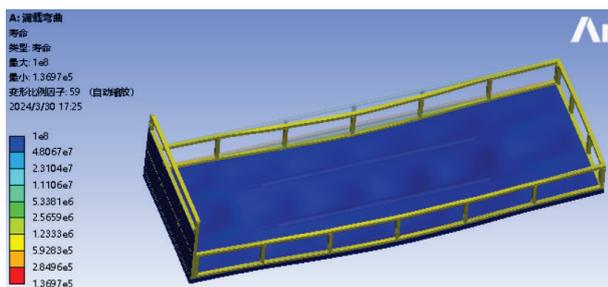


圖 18 滿載彎曲工況下疲勞壽命雲圖

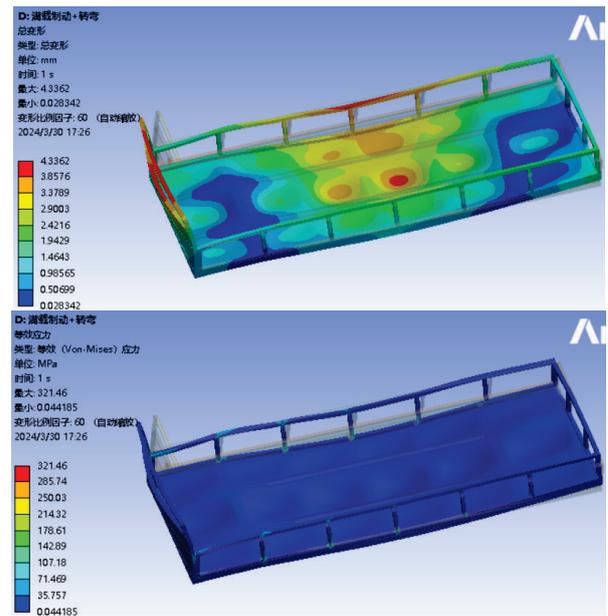


圖 19 滿載制動+轉彎組合工況車廂的變形量雲圖和應力雲圖

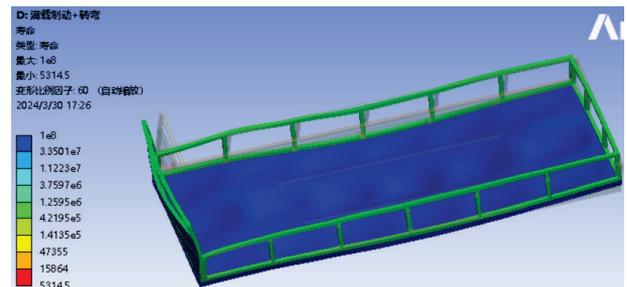


圖 20 滿載制動+轉彎組合工況下疲勞壽命雲圖

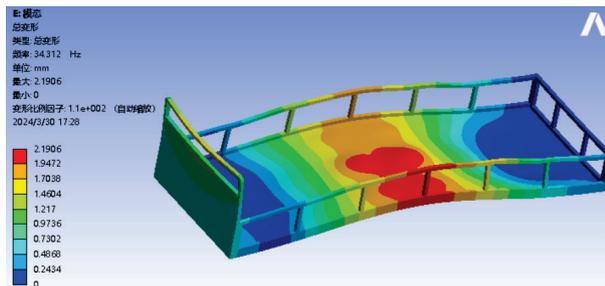
工況下，所設計的車廂的疲勞使用壽命是能夠滿足要求的。

### 4.4.3 優化後模態分析

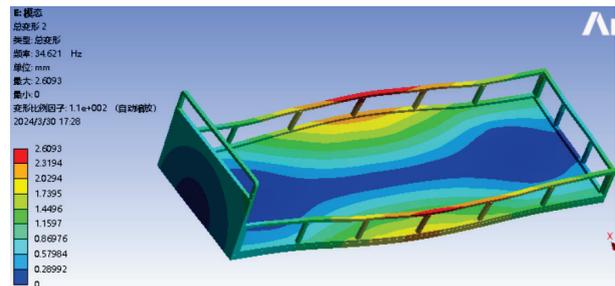
運用 ANSYS Workbench 分析車廂結構前六階約束模態，邊界條件與滿載彎曲工況相同，通過軟件計算可以獲取車廂結構的前六階固有頻率和振型雲圖(如表 4 和圖 21)，以此來評估車廂結構的動態剛度情況。

表 4 優化後車廂六階模態頻率與振型

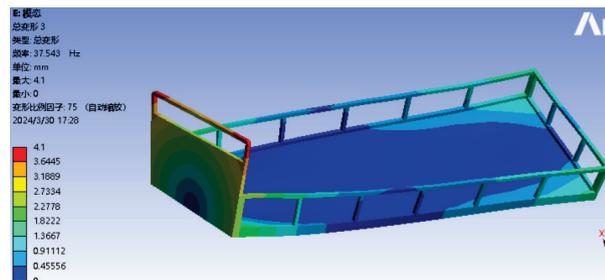
階數	固有頻率 (Hz)	振型描述
1	34.312	一階扭轉
2	34.621	一階垂直彎曲
3	37.543	一階側向彎曲
4	38.764	二階扭轉
5	50.647	前部側向彎曲
6	51.072	後部垂直彎曲



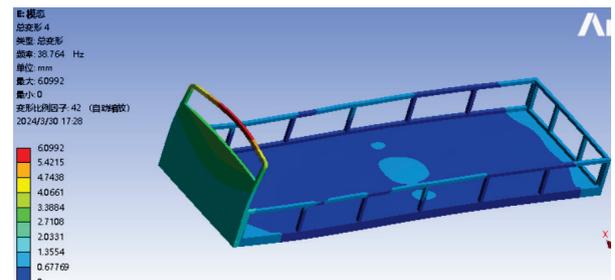
(a) 一階模態振型雲圖



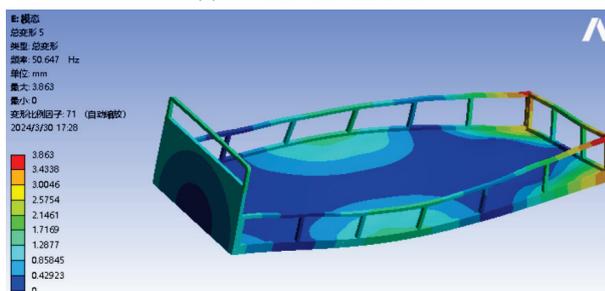
(b) 二階模態振型雲圖



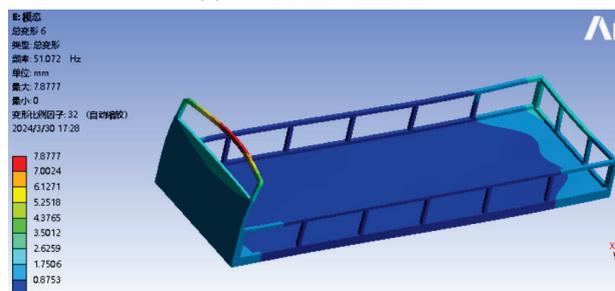
(a) 三階模態振型雲圖



(b) 四階模態振型雲圖



(a) 五階模態振型雲圖



(b) 六階模態振型雲圖

圖 21 車廂體底架橫樑輕量化優化後的前六階模態雲圖

電動農用平板車的最高車速為 80 km/h，主要行駛路況為高速平坦路面，路面不平度波長取 1，則路面激振頻率如公式 (8) 所示：

$$f = \frac{V_{\max}}{L_{\min} \times 5.2} = \frac{80}{1 \times 5.2} = 15.3846 \text{ Hz} \dots\dots\dots(8)$$

車廂的最低階固有頻率為 34.312 Hz，車廂的其他階固有頻率均大於 15.3846 Hz，由此可以確定車廂結構不會與其他激振頻率引發共振破壞的情況。

### 4.5 電動農用平板車車廂優化設計前後對比分析

在完成電動農用平板車車廂原結構的仿真分析後，根據仿真分析結果制定合理的結構優化設計方案，即優化方案一和優化方案二，統計出各個工況的最大形變值和最大應力值以及第一階固有頻率值，如表 5 所示。

表 5 輕量化數據對比分析

原結構	工況	形變量 (mm)	應力值 (MPa)	屈服極限 (MPa)	一階模態值 (Hz)	激振頻率 (Hz)
原結構	滿載彎曲工況	1.7232	90.89	413	33.954	15.3846
	滿載制動+轉彎組合工況	2.7918	253.46			
優化方案一	滿載彎曲工況	2.0939	91.273	413	34.761	15.3846
	滿載制動+轉彎組合工況	3.3225	259.3			
優化方案二	滿載彎曲工況	4.0835	126.54	413	34.312	15.3846
	滿載制動+轉彎組合工況	4.3362	321.46			

車廂原結構的最惡劣工況為滿載制動+轉彎組合工況，其最大應力值為 253.46 MPa，優化方案一中最惡劣的工況為滿載制動+轉彎組合工況，其最大應力值為 259.3 MPa，優化方案二中最惡劣的工況為滿載制動+轉彎組合工況，其最大應力值為 321.46 MPa。通過對車廂優化前後的質量進行對比，優化方案一質量下降比為 8.9%，優化方案二質量下降比為 12.5%，顯然，最優輕量化設計方案為優化方案二。

## 五、結論

通過參考成熟電動農用平板車車廂的設計尺寸進行設計，採用有限元仿真分析的方法完成車廂的靜態分析、模態分析和疲勞分析，評估強度和疲勞特性是否滿足設計要求，並根據市場要求對其進行輕量化設計，為車廂的結構設計提供有參考價值的結果。

研究結果表明：

1. 通過對車廂原結構的滿載彎曲工況、滿載制動+轉彎工況的分析，發現滿載電動農用平板車車廂原結構的最惡劣工況為滿載制動+轉彎組合工況，其最大應力值為 253.46 MPa。
2. 通過對車廂優化方案一的滿載彎曲工況、滿載制動+轉彎工況的分析，發現優化方案一中最惡劣的工況為滿載制動+轉彎組合工況，其最大應力值為 259.3 MPa，通過對農用平板車車廂優化前後的質量進行對比，相比較于原結構，優化方案一質量下降比為 8.9%。
3. 通過對電動農用平板車車廂優化方案二的滿載彎曲工況、滿載制動+轉彎工況的分析，發現優化方案二中最惡劣的工況為滿載制動+轉彎組合工況，其最大應力值為 321.46 MPa，通過對車廂優化前後的質量進行對比，相比較于原結構，優化方案二質量下降比為 12.5%。
4. 通過對車廂優化前後的質量進行對比，相比較于原

結構，優化方案一質量下降比為 8.9%，優化方案二質量下降比為 12.5%，顯然，最優輕量化設計方案為優化方案二。

## 參考文獻

1. 龔青山、吳東雨、孫章棟。「基於非支配解優選的自卸車車廂輕量化設計」，機械設計，第 41 卷第 11 期，頁 91-99，2024。
2. 何宇文、周蒲、朱紅標。「新型能減小風阻的鋁合金貨車車廂體設計研究」，時代汽車，第 21 期，頁 101-103，2024。
3. 何江龍、王樂。「自卸半掛車輕量化設計中運輸介質、板厚、筋骨的關係研究」，專用汽車，第 7 期，頁 31-34，2024。
4. 雷傑、倪正順、熊濤。「某型電動輪自卸車車廂強度分析與尺寸優化設計」，湖南工業大學學報，第 38 卷第 3 期，頁 18-24，2024。
5. 趙鐵榮、龔運息、唐毅林。「某自卸車車廂的多目標尺寸優化」，廣西科技大學學報，第 35 卷第 3 期，頁 24-31，2024。
6. 鄭全、朱恒偉、劉豪睿。「基於新材料應用的輕量化 U 型自卸車廂的優化仿真」，汽車實用技術，第 49 卷第 1 期，頁 162-166，2024。
7. 黃大偉、郭成榮、傅愛軍。「基於多工況的畜禽運輸車車廂骨架優化設計」，中國農機化學報，第 44 卷第 10 期，頁 137-143，2023。
8. 趙陽、顧林豪、張岩。「重載礦用自卸車車廂輕量化耐久技術應用」，科學技術與工程，第 22 卷第 9 期，頁 3800-3806，2022。
9. 張凱、陳韜、伍麗娜。「重型自卸車底板結構分析與輕量化」，汽車實用技術，第 45 卷第 23 期，頁 89-91，2020。
10. 李斌、胡學軍。「基於 HyperWorks 的輕型電動物流

- 車廂骨架結構分析及優化設計」，專用汽車，第 8 期，頁 86-88，2020。
11. 梁爾松、趙忠立。「自卸車輕量化技術開發及應用」，時代汽車，第 14 期，pp.33-34，2020。
  12. 賈彩霞、陳華、張龍柱。「高強鋼材料在輕卡車廂上的應用」，四川冶金，第 42 卷第 3 期，頁 48-50，2020。
  13. 王金剛、李春玉、李海濤。「翼開啟廂式車廂主體骨架的輕量化設計」，河北工業大學學報，第 48 卷第 1 期，頁 23-28，2019。
  14. 王蘭花、狄超群、劉琪。「靜動態工況下的自卸車車廂輕量化設計」，現代製造技術與裝備，第 12 期，頁 73-74，2018。
  15. 蔡甫、郝琪、李海倫。「電動物流車車廂結構設計仿真分析」，重慶科技學院學報(自然科學版)，第 20 卷第 2 期，pp.95-98+111，2018。
  16. 周釗、康春香、顧駛。「微型貨車廂式貨廂輕量化的設計」，汽車實用技術，第 14 期，頁 69-72，2017。

收稿日期：民國 113 年 12 月 28 日

修改日期：民國 114 年 08 月 25 日

接受日期：民國 114 年 09 月 21 日