

# 廂式農用貨車推入式車廂結構有限元分析及優化設計

FINITE ELEMENT ANALYSIS AND OPTIMIZATION DESIGN OF PUSH IN CARRIAGE STRUCTURE FOR BOX TYPE AGRICULTURAL TRUCKS

青島黃海學院  
智慧製造學院  
講師

劉超\*  
Chao Liu

## 摘要

隨著社會的進步，對農產品的運輸以及運輸過程中的儲存要求越來越高，廂式農用車成為農產品物流環節的重要交通工具。而車廂作為廂式農用車中的關鍵結構之一，在農產品的運載過程中發揮著至關重要的作用。以廂式農用車的車廂為研究物件，分析研究車廂存在的問題，然後通過三維軟體建模，在有限元軟體中對車廂及導軌進行兩種工況下的靜力學分析及疲勞分析，接著在此基礎上開始結構優化，提出框架結構設計、導軌加強梁的增加等結構改進，從而消除邊板受力，減少裂縫現象的發生以及推板發生局部斷裂或者變形過大的現象，通過對優化後的結構進行驗證，得出優化後的結構滿足設計要求，提高車廂的使用壽命。

**關鍵詞：**廂式農用車、推入式車廂、有限元分析、結構設計。

\* 青島黃海學院智慧製造學院講師

266427 山東省青島西海岸新區靈海路 1145 號 · 1160063695@qq.com

## FINITE ELEMENT ANALYSIS AND OPTIMIZATION DESIGN OF PUSH IN CARRIAGE STRUCTURE FOR BOX TYPE AGRICULTURAL TRUCKS

**Chao Liu\***

Qingdao Huanghai University  
College of Intelligent Manufacturing

### ABSTRACT

With the progress of society, the transportation and storage requirements for agricultural products are becoming increasingly high, and box type agricultural vehicles have become an important means of transportation in the logistics of agricultural products. As one of the key structures in box type agricultural vehicles, the carriage plays a crucial role in the transportation of agricultural products. Taking the carriage of a box type agricultural vehicle as the research object, the problems existing in the carriage are analyzed and studied. Then, through three-dimensional software modeling, static and fatigue analysis of the carriage and guide rail under two working conditions are carried out in finite element software. Based on this, structural optimization is started, and structural improvements such as frame structure design and the addition of guide rail reinforcement beams are proposed to eliminate the stress on the side plates, reduce the occurrence of cracks, and prevent local fracture or excessive deformation of the scraper. Through verification of the optimized structure, it is concluded that the optimized structure meets the design requirements and improves the service life of the carriage.

**Keywords:** Box-type agricultural vehicle, Push-in carriage, Finite element analysis, Structural design.

## 一、引言

近年來隨著經濟的發展與人民生活水準的不斷提高，廂式農用車成為農產品運輸的主要工具<sup>[1-2]</sup>。同時，為了時代發展的脚步以及滿足市場需要，廂式農用車的生產企業在其功能滿足使用要求的情況下，對於廂式農用車的外部造型及結構不斷改進，車廂內增加了農產品裝卸的推入推出機構<sup>[3-4]</sup>。作為裝載農產品的車廂，它的結構設計的好壞與否直接關係到整車性能的發揮。因此，在廂式農用車結構的設計中，車廂的剛度和強度設計是極其值得關注的地方，它直接影響到整車的使用<sup>[5-6]</sup>。

農用車車廂隨著社會需求的變化由收集箱體不斷改進到如今的多種類型。國內廂式農用車車廂的發展在借鑒國外先進技術的同時，農用車車廂專業生產廠家也在進行自主設計和優化設計中不斷進步，這對於我國廂式農用車製造行業的發展提供了有力保障<sup>[7-8]</sup>。同時要注重對於廂式農用車車廂的優化改造，做到對廂式農用車車廂的容量增大與節能化設計，保證在行駛過程中，新設計的車廂結構能夠滿足實際工況下的運行壽命期望<sup>[9-10]</sup>。因此，對廂式農用車車廂進行結構優化設計研究具有非常重要的理論意義與工程應用價值<sup>[11-12]</sup>。

## 二、廂式農用車車廂的受力分析

以某 8 方廂式農用車的車廂為研究物件，所研究的廂式農用車的額定載品質為 6,500 kg，包含車廂廂體內農產品自重產生的壓力均作用於車廂底板。以車廂的裝載能力為側重，取廂式農用車的額定載品質為計算資料，並假定車廂廂體內的農產品產生的壓力在底板上均勻作用，則底板受力約為：

$$F = G = 65000N \dots\dots\dots(1)$$

### 2.1 導軌的受力分析

在廂式農用車工作的裝卸過程中，車廂邊板易出現明顯的彎曲鼓脹情況，導軌也易出現向下彎曲變形的情况。在裝卸農產品的過程中，當處於農產品裝入車廂內的狀態時，廂體受力各個位置達到了最大受力狀態，由於農產品向內推壓，車廂內的推板油缸也達到了額定背壓值。

瞬間作用力計算公式：

$$F = PS \dots\dots\dots(2)$$

推板油缸背壓值為：

$$P = 8MPa$$

作用面積：

$$S = \pi R^2 = 3.14 \times 0.05 \times 0.05 = 0.00785m^2 \dots\dots\dots(3)$$

瞬間作用力大小：

$$F = PS = 8000000 \times 0.00785 = 62800N \dots\dots\dots(4)$$

當前狀態下兩根導軌理論受力 (向下)：

$$F_2 = F \times \cos \alpha = 78500 \times \cos 62^\circ = 36854N \dots\dots(5)$$

推板自身重量 144 kg，產生的重力：

$$G_1 = 1440N$$

單根導軌的受力為：

$$F_3 = \frac{F_2}{2} + \frac{G_1}{2} = \frac{36854}{2} + \frac{1440}{2} = 19147N \dots\dots\dots(6)$$

在廂式農用車卸載農產品時，推板油缸推動推板沿導軌向前滑動，當此時，僅導軌承受的壓力  $F_3$  能夠引起導軌變形，推板受力區域長度為 800 mm。

導軌的截面呈 U 形，高度是 80 mm，寬度是 71 mm，厚度則是 6 mm。為達到固定導軌的目的，其與車廂邊板焊接，二者併合成為 80 × 71 × 6 mm 的矩形鋼管。

目前的車廂結構中，推板的作用力主要由前後支撐梁和導軌承受，在理想狀態下，邊板不需要承受推板的作用力。故而，為了後期分析順利，在研究時省略了邊板所帶來的影響，將導軌視為簡支梁，受力集中簡化為集中力 P。

導軌產生的形變是均布載荷  $F_3$  所導致的，為了便於分析，簡化計算方式，把分佈載荷簡化為到均布載荷中點的集中載荷 P 來計算，這樣可得  $F_3 = P$ 。導軌受力後的撓曲線方程為：

$$v = -\frac{Pbx}{6EI} (l^2 - x^2 - b^2) \dots\dots\dots(7)$$

式中：

$$P = F_3 = 19147N$$

$$L = 3780mm = 3.78m$$

$$b = 1260mm = 1.26m$$

經查機械手冊 Q345A 低碳鋼的彈性模量為：

$$E = 206GPa$$

在材料橫截面對彎曲中性軸的慣性矩計算公式中帶入導軌寬度及高度，可得：

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.08 \times 0.071^3}{12} = 0.0000024m^4 \dots\dots\dots(8)$$

當  $x = 2520mm = 2.52m$  時，代入撓曲線方程得：

$$v = -\frac{Pbx}{6EI}(l^2 - x^2 - b^2) = -0.0071m = 7.1mm \dots(9)$$

根據上述結果進行分析，若將導軌視為簡支梁結構，在它的一端不添加約束，則理想受力狀態下導軌會產生向下的彎曲變形，推板沿導軌上前行 2.52 米的距離，理論上導軌會產生 7.1 mm 的位移量。

在車廂結構中，導軌以前後的剛性框架梁為支撐，借助邊板固定。車廂後側的剛性框架梁採用 Q235 鋼，厚度是 5 mm，長寬分別為 207 mm、170 mm 的 U 形梁。車廂前側是 Q345 鋼，厚度是 5 mm，長寬分別 165 mm、100 mm 的方鋼管加強梁。故而在受力狀態下，導軌會帶動兩側邊板產生彎曲變形。同樣，由於邊板對導軌的支撐，導軌也無法產生相應的彎曲變形。另外，通過觀察發現，導軌以及前後支撐梁所形成的框架剛度不足，進而造成車廂邊板的鼓脹。

## 2.2 邊板的受力分析

車廂邊板選用 Q345A 鋼，厚度是 4 mm。在理想假設中，推入機構將農產品推入車廂內部，農產品對邊板進行推壓從而導致了邊板的受力，在這過程中推板的面積是車廂的截面積，大小為：

$$S = 3m^2$$

最大推力  $F_1$  為：

$$F_1 = F \times \sin 62^\circ = 78500 \times 0.883 = 55452.4N \dots(10)$$

車廂內部的壓力  $P$  為：

$$P = \frac{F_1}{S} = \frac{55452.4}{3} = 18484.13Pa = 0.019MPa \dots(11)$$

導軌受力影響區域的面積  $S_1$  為：

$$S_1 = 0.6 \times 1.9 = 1.14m^2$$

導軌受力影響區域的農產品推力  $F_4$  為：

$$F_4 = P \times S_1 = 1900 \times 1.14 = 2166N \dots\dots\dots(12)$$

此時邊板承受的剪切應力為：

$$\tau_1 = \frac{F_4}{S_2} = \frac{2166}{0.005} = 4.33MPa \dots\dots\dots(13)$$

通過查看機械設計手冊可知，Q345A 鋼可以承受的剪切應力為 128.8 MPa。通過比較，遠大於企業內部設計要求的安全係數標準，因而選擇 Q345A 鋼為廂體結構的材料。

## 2.3 農產品作用在側板和底板上的壓力

在推入式農產品車裝載農產品的過程中，在農產品裝入後，推板進行運動，農產品被推入車廂。在裝載過程中，由於背壓的存在，推板必須對農產品進行適當的推壓，農產品對推板一個反作用力，克服背壓，推板後退，完成農產品在車廂內的裝載。在這一裝載過程中，推板在推板油缸的作用下對農產品產生適當推力，將農產品傳遞到車廂內部。推板借助兩個推板油缸進行驅動，完成農產品的裝載，推板油缸則通過液壓系統進行驅動，其額定工作推力是 16 MPa。

推板油缸的作用面積為：

$$S_1 = \pi R^2 = 0.00785m^2 \dots\dots\dots(14)$$

則單根推板油缸的提升力  $F_5$  為：

$$F_5 = PS = 16000000 \times 0.00785 = 125600N \dots\dots(15)$$

推入式廂式農用車滑板兩根油缸的提升力  $F_6$  為：

$$F_6 = F_5 \times 2 = 125600 \times 2 = 251200N \dots\dots\dots(16)$$

在設計時，推板油缸由於間架結構佈局的影響和推板的需要，無法垂直使用，推板油缸軸線與水平面之間存在夾角，夾角為  $\alpha_1 = 50^\circ$ 。

根據油缸佈置結構，推板受到的推力為推板油缸的水準分力  $F_7$ ，大小為：

$$F_7 = F_6 \times \sin \alpha_1 = 251200 \times \sin 50^\circ = 192430N \dots\dots\dots(17)$$

通過對廂體面積計算可得，車廂可作用最大表面積為：

$$S_2 = 23m^2$$

在裝載過程中，在推板油缸的作用下，推板推動農產品時對車廂內部產生的總壓強  $P_1$  為：

$$P_1 = \frac{F_7}{S_2} = \frac{192430}{23} = 8367Pa \dots\dots\dots(18)$$

假設車廂底板與兩側邊板均勻承擔總壓強，則平均所承受的壓強  $P_2$  為：

$$P_2 = \frac{P_1}{3} = \frac{8367}{3} = 2789Pa \dots\dots\dots(19)$$

依據各項最終資料，確定了車廂內導軌、邊板及底板和受力，為後續分析奠定了基礎。

## 2.4 工況條件

由於農產品本身力學性質的不確定性、推入式廂式農用車車廂本身的機構和農產品載荷工況的複雜性，故而無法借助有限元軟體達到精準類比實際工況。推入式廂式農用車存在四種滿載荷工況，具體為：滿載靜態與平穩行駛工況，滿載推入工況（裝載），滿載推出工況（卸載）和滿載顛簸行駛工況（運輸）。在這之中，滿載顛簸行駛制動是最惡劣的工況，其次是滿載推入工況，最後是滿載推出工況和滿載靜態與平穩行駛工況。在滿載顛簸行駛制動工況下推入式廂式農用車的載荷難以進行檢測計算，所以選用滿載推入工況（裝載）與滿載顛簸行駛工況（運輸）作為分析工況。

當廂式農用車在不平整路面上行駛即處於滿載顛簸行駛工況（運輸）狀態時，車廂此時還要承擔農產品的衝擊載荷，取垂向載荷  $F_{v1}$ ，惡劣狀態下為：

$$F_{v1} = k_d G \dots\dots\dots(20)$$

式中： $k_d$  為動載荷係數，轎車、客車取 1.75，載貨汽車取 2.5，越野汽車取 3.0，本文取 1.25； $G$  為滿載靜止時車廂底板承受的農產品載荷，底板是其作用位置。

車廂重力也要乘以對應的動載荷，設定顛簸路面衝擊加速度為施加方法，即：

$$g' = k_d g \dots\dots\dots(21)$$

式中： $g$  為重力加速度。

通過對廂式農用車車廂導軌、邊板、側板和底板等主要部位的受力計算，得出其載荷情況，進而為後續廂式農用車的車廂強度以及疲勞壽命有限元模擬分析提供必要的載荷施加和約束條件。

## 三、廂式農用車車廂模型的建立及有限元分析

### 3.1 廂式農用車三維模型的建立

選取 SolidWorks 作為建模軟體，依照實際資料進行模型建立，通過模型的建立可得車廂各部件之間的關係，在將零件進行裝配的過程中也有效避免了干涉問題的發生。另外為了在 ANSYS 中做到均勻劃分網格，儘量減少軟體計算量，對車廂底部兩側縱梁的圓角做了簡化。如圖 1 所示。

廂體材料選取 Q345A 鋼和 Q235 鋼的板材，Q345A 鋼的材料特性如下所示：密度  $\rho = 7.85 \times 10^3 kg/m^3$ ；泊松比為 0.28；抗剪模量  $G = 79 GPa$ ；抗拉強度  $\sigma_b = 470 MPa$ ；彈性模量  $E = 206 GPa$ ；屈服極限  $\sigma_s = 345 MPa$ 。Q235 鋼的材料特性如下所示：密度  $\rho = 7.8 \times 10^3 kg/m^3$ ；泊松比為 0.3；彈性模量  $E = 210 GPa$ ；屈服極限  $\sigma_s = 235 MPa$ 。

在 ANSYS 中建立材料庫，之後進行模型的網格劃分，模型採用的是掃掠、六面體單元以及自動劃分相結合的方式，通過多次嘗試，對比不同的網格大小，最終決定車廂模型採用 20 mm 的網格。由於推板結構相對而言較為簡單，故而推板模型採用的六面體單元劃分，採用 10 mm 網格，如圖 2 所示。

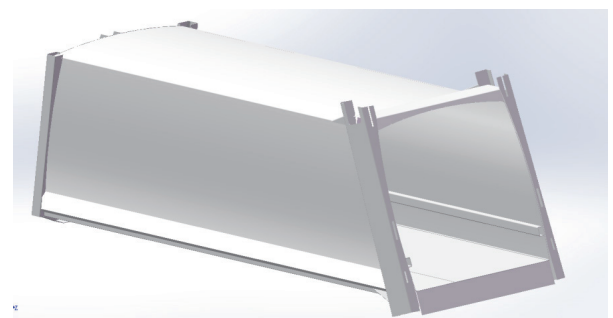


圖 1 車廂建立模型

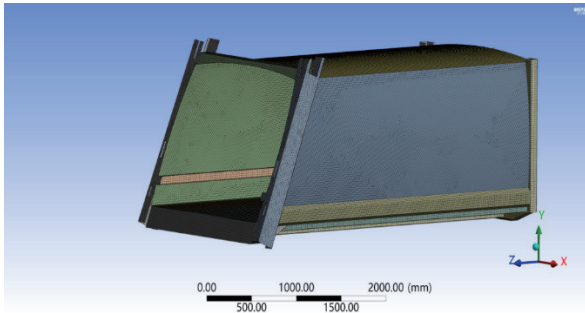


圖 2 車廂的網格劃分圖

### 3.2 廂式農用車車廂結構強度分析

對結構進行強度分析，載荷施加時，將農產品產生的自重壓力施加在車廂底板，將推板及推板油缸產生的推力施加於導軌的作用面，將滿載背壓時推板油缸產生的力施加在導軌上，將推板、推板油缸產生的重力簡化成對後框架的壓力。設定滿載時推板對農產品產生的力均勻分佈到車輛兩側邊板及底板上。

由圖 3 可以看出，在對廂式農用車車廂結構有限元模擬分析中，結合上述的受力分析計算，按照額定載荷品質裝載工況下，對車廂底板施加 65000 N 的載荷；並按照上述計算所得車廂底板與兩側邊板平

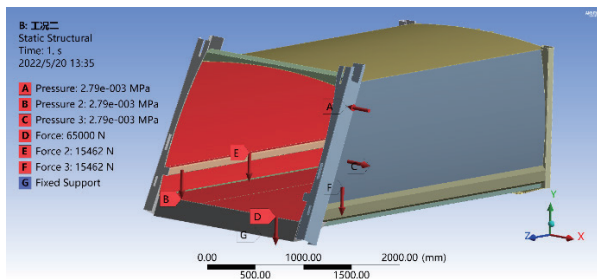


圖 3 車廂的邊界條件設定情況

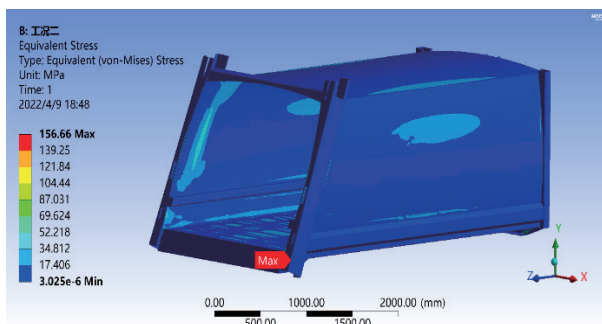


圖 4 廂體滿載推入工況的應力雲圖

均所承受的壓強值，對該部位施加  $2.79 \times 10^{-3}$  MPa 壓力值；另外，推板及推板油缸產生的推力在兩側導軌施加 15462 N 的載荷。

根據車廂模型在有限元中的計算結果可知車廂所受應力，以及車廂在工作時構件發生應力集中的位置。由於車廂產生疲勞失效的主要原因是出現裂紋，因此要特別注意應力集中的位置，對計算結果進行分析，為之後的疲勞分析提供資料基礎。

在 ANSYS Workbench 中對滿載推入工況（裝載）下的車廂進行應力分析，如圖 4 為滿載推入工況車廂應力變形雲圖，從圖中可知車廂所受應力極限值以及車廂應力集中位置。整體可得，應力主要集中於各焊縫處，其中在底板與側板右後角焊接處應力值最大，達到 156.66 MPa。

由圖 5 可知滿載顛簸行駛工況下應力變化，其中應力主要集中在底板與焊縫連接處，最大應力為 167.14 MPa，應力遠小於材料的極限值，在安全範圍之內。

對比圖 6 以及圖 7 兩種工況下的導軌處應力，可以看出在滿載推入工況下導軌處所受應力較大，最大值達到 19.055 MPa。

由模擬分析得到的各項資料可以分析出車廂應力的變化結果。在兩種工況下，車廂的最大集中應力

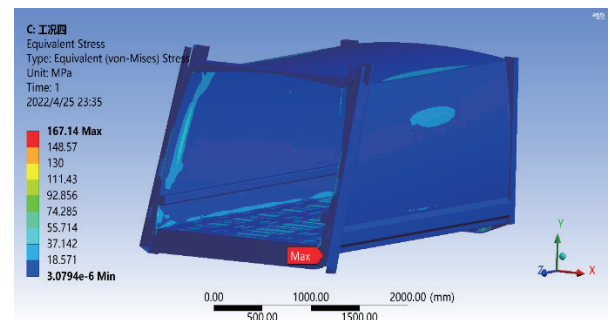


圖 5 廂體滿載顛簸行駛工況的應力雲圖

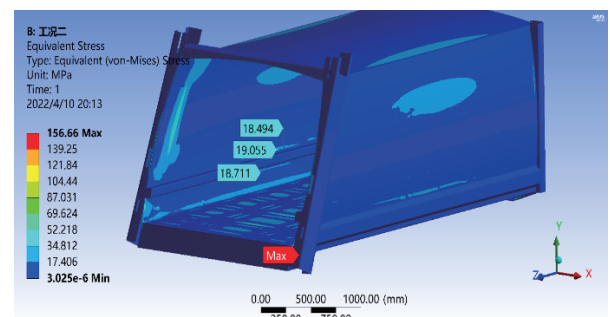


圖 6 滿載推入工況導軌的應力雲圖

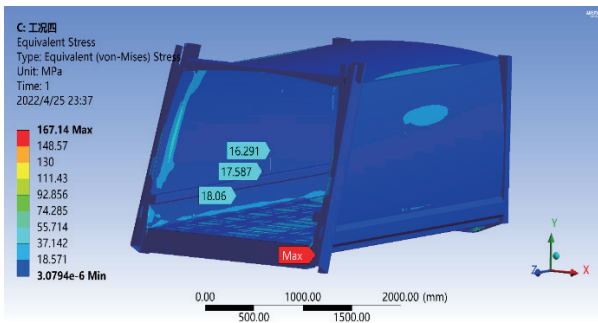


圖 7 滿載顛簸行駛工況導軌的應力雲圖

均未超出其材料的屈服極限，最大應力主要發生在車廂後側底板及邊板的連接處。當推入式廂式農用車發生顛簸時，所受載荷增大，經模擬分析，最大應力依舊位於車廂底板與側板的連接處。

### 3.3 廂式農用車車廂結構疲勞分析

疲勞破壞是在遭受外界壓力，缺陷處的介面上出現應力集中，導致產生應力分佈不均的現象，應力較高的位置會出現細微裂紋。在外界壓力的不斷施加下，裂紋逐漸擴大，成為宏觀裂紋。一般來說，應力幅是影響疲勞壽命的決定因素。在設計中一般使用等效應力幅和許用應力幅進行對比，判斷結構是否會產生疲勞破壞。

運用有限元軟體對車廂模型進行疲勞分析，得到車廂在滿載推入工況及滿載顛簸行駛工況下的相關資料。

將圖 8 與圖 9 進行對比，可以發現不同工況下的車廂疲勞壽命存在差異，滿載推入工況下主要發生在車廂的側板與底板焊接處，與應力集中位置契合，滿載顛簸行駛工況的結果也與應力集中位置契合。由圖 8 可知滿載推入工況下車廂最低疲勞壽命為 27700 cycles，疲勞壽命最高為  $1 \times 10^6$  cycles。由

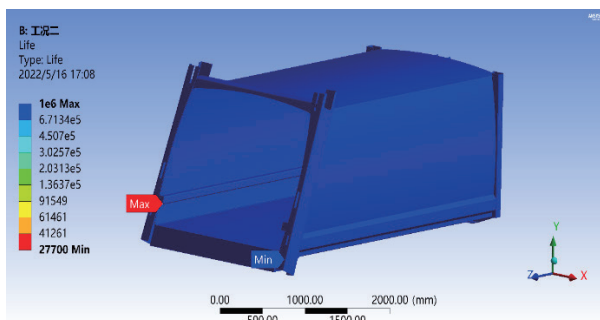


圖 8 廂體滿載推入工況的疲勞壽命

圖 9 可知滿載顛簸行駛工況下車廂最低疲勞壽命為 21840 cycles，疲勞壽命最高為  $1 \times 10^6$  cycles。

將圖 10 與圖 11 的車廂疲勞安全係數進行對比，兩者的安全係數最低點均發生在側板與底板焊合處，滿載推入工況下最小值為 0.4402，同應力集中位置相契合，由資料分析可得導軌處需要提高強度，頂板處的疲勞安全係數較高，達到了 15。另外滿載顛簸行駛工況下的疲勞安全係數最低達到了 0.41259，車廂的安全位置位於頂板以及車廂的兩側加強梁處。

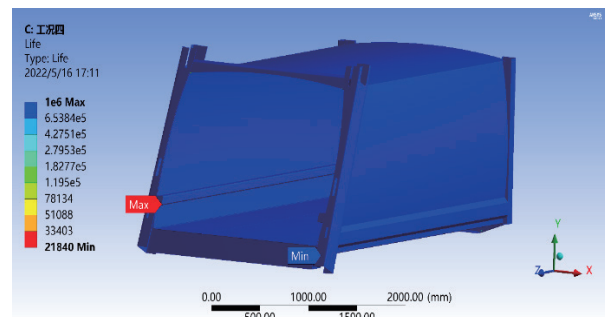


圖 9 廂體滿載顛簸行駛工況的疲勞壽命

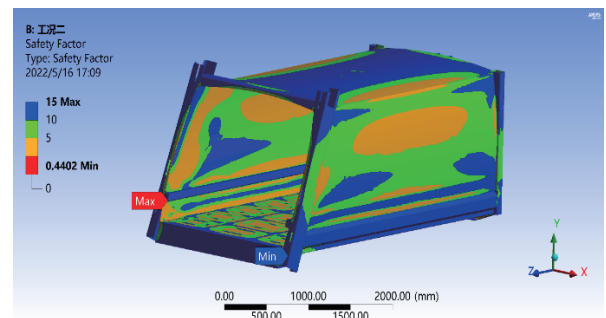


圖 10 廂體滿載推入工況的疲勞安全係數

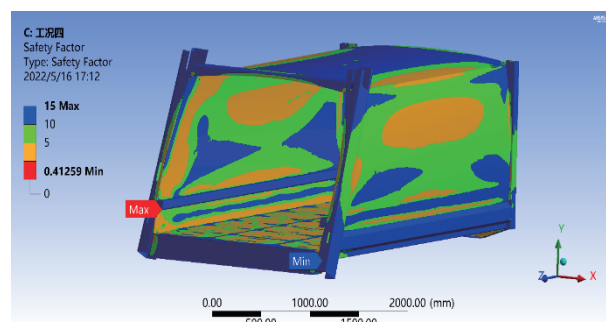


圖 11 廂體滿載顛簸行駛工況的疲勞安全係數

## 四、廂式農用車車廂結構的優化設計

### 4.1 車廂結構優化方案

結合所研究車廂體體的實際結構以及在市場中的應用需要，對之前的車廂進行結構改進。在對車廂結構進行優化過程中，考慮到前期分析車廂存在“漲廂”問題，因此在對其結構優化中以增強結構強度為優化目標。同時在優化中，結構限制條件首先需要遵循一定的法規要求，即車廂的外部尺寸不能超過道路運輸法規所規定的最大尺寸限制；其次技術可行性限制條件，即優化方案必須在現有技術條件下可行，不能超出當前的製造工藝和技術水準；最後，要充分考慮車廂空間限制，即車廂的空間必須符合其額定 8 立方米的載重要求。對此，為了增加車廂邊板的整體剛度，減小邊板承受力，在邊板與頂板連接處增加加強梁，其樣式與下側加強梁相同。另外，為了加強導軌的剛度，將導軌結構也做了調整，加入加強梁，使導軌剛性增加，克服導軌受力變形程度。在對農用車廂體結構優化方案確定中，一方面依據了有限元分析，即將農用車車廂結構利用數值方法求解結構的應力、應變和變形等。通過對不同的加強梁設計方案進行模擬分析，評估其對剛度和受力的影響，從而選擇最優方案；另一方面，依據了可靠性分析，即對加強後的結構在不同工況下進行可靠性評估，確定其是否能夠滿足設計要求。綜上所述，廂式農用車廂體優化後的框架結構，如圖 12 所示。

廂體結構優化後，車廂的剛性框架結構承受導軌的作用力，邊板僅受農產品摩擦力。在保證焊接性能的同時參考市場上的相關產品，結合生產廠商的設備加工能力，所用材料主要為 Q235B 以及 Q345A。通過 SolidWorks 三維機械設計軟體，對廂式農用車車廂進行建模，將加強梁及相關零部件加入相應位置，標注相關部件尺寸，進行各結構的建模。

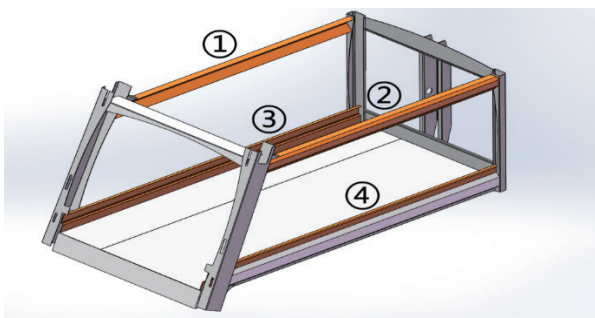


圖 12 廂式農用車廂體優化後的框架結構

### 4.2 優化後車廂的強度分析

廂式農用車裝卸農產品的過程中，導軌同前後支撐梁所形成的框架剛度不足，分析得到車廂邊板的鼓漲變形，從而使導軌產生形變。車廂結構優化後，對其進行模擬分析，其應力分析雲圖如圖 13 所示。

從圖中可以看出結構優化後的車廂主要應力集中的位置仍然是焊合的接縫處，產生最大應力的位置未發生改變，依舊位於側板與底板連接的右後下角，最大應力值為 131.72 MPa。原車廂的最大應力值為 156.66 MPa，優化後的應力與優化前相比減小了 24.94 MPa。所以優化方案達到優化目標。

從圖 14 中可以看出，在滿載顛簸行駛工況下車廂主要應力分佈於相連接的焊縫處，最大應力的位置與優化之前相同，位於側板與頂板相接的右後下角，最大應力值減小到 140.21 MPa。優化前滿載顛簸行駛工況下的最大應力為 167.14 MPa，優化後減小了 26.93 MPa。所以優化方案達到優化目標。

優化後車廂的導軌處所受應力如圖 15、圖 16 所示。對比前後導軌的應力變化，優化後的車廂導軌應力最大為 17.379 MPa，相較於優化前車廂導軌最大應力值 19.055 MPa 減小了 1.676 MPa，表明導軌

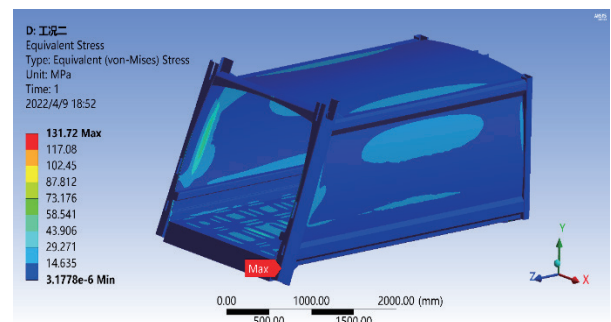


圖 13 優化後的廂體滿載推入工況的應力雲圖

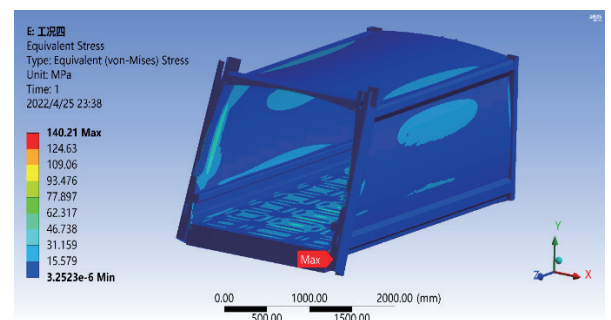


圖 14 優化後的車廂滿載顛簸行駛工況的應力雲圖



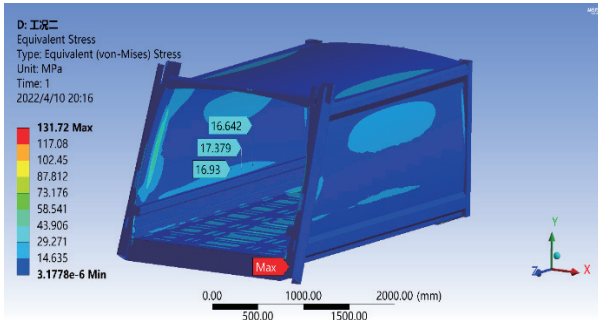


圖 15 優化後車廂導軌滿載推入工況的應力雲圖

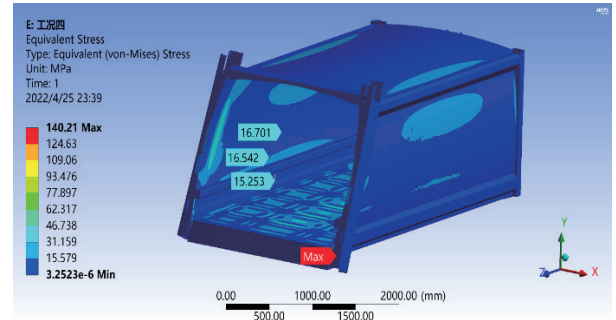


圖 16 優化後車廂導軌滿載顛簸行駛工況的應力雲圖

表 1 廂式農用車車廂與導軌優化前後應力值對比

	優化前滿載推入工況	優化前滿載顛簸行駛工況	優化後滿載推入工況	優化後滿載顛簸行駛工況
車廂應力最大值 (MPa)	156.66	167.14	131.72	140.21
導軌處最大值 (MPa)	19.055	18.06	17.379	16.701

結構經過加強，強度明顯提升。將車廂優化前後的相關資料進行了對比，進一步得到優化後車廂的性能改進，如表 1 所示。

對優化前後車廂在滿載顛簸行駛工況下的疲勞安全係數相對比如圖 19 所示，優化前車廂的危險區域主要發生在側邊與底板的位置，疲勞安全係數最

### 4.3 優化後車廂的疲勞分析

根據車廂結構優化後，滿載推入工況下疲勞壽命的資料結果如圖 17 所示，與車廂優化之前進行對比，優化後車廂在滿載推入工況下的疲勞壽命最低為 52327，比優化前的最低值 27700 得到了較大提升。

根據車廂結構優化後，滿載顛簸行駛工況下疲勞壽命的資料結果如圖 18 所示，優化後車廂在滿載顛簸行駛工況下的疲勞壽命最低為 41604，比優化前的最低值 21840 得到了較大提升。

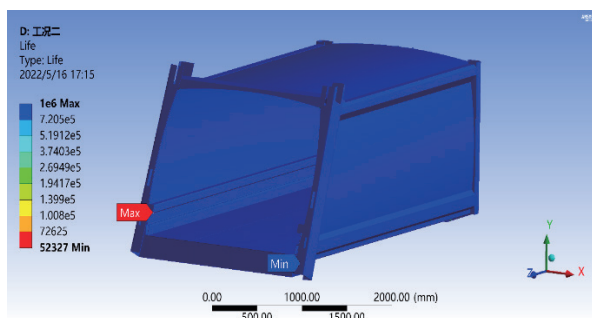


圖 17 優化後車廂滿載推入工況的疲勞壽命

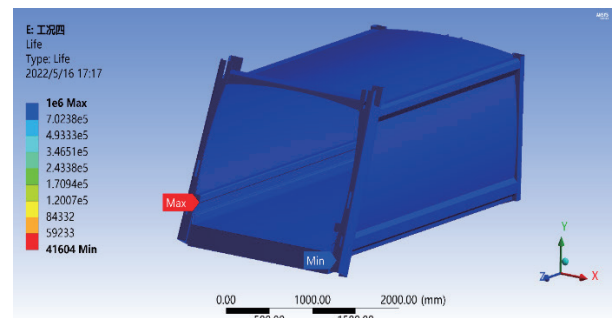


圖 18 優化後車廂滿載顛簸行駛工況的疲勞壽命

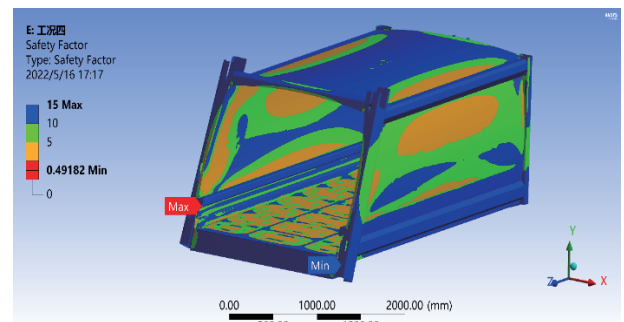


圖 19 優化後車廂滿載顛簸行駛工況的疲勞安全係數

小值為 0.41259。結構優化後車廂的危險區域，疲勞安全係數最小值為 0.49182，與優化前相比有了明顯減少，優化方案達到預期的目標。

## 五、結論

通過對目前使用的廂式農用車車廂進行分析，主要問題出現在導軌和前後支撐梁形成的框架剛度不足導致車廂邊板鼓漲，最終導致車廂箱體變形。據此提出廂式農用車廂體優化方案，並對優化後的箱體進行模擬分析，驗證優化後的箱體是否符合行業、企業標準。經過強度和疲勞等資料的分析對比，優化後的箱體符合標準，實現了車廂結構改進，達到了優化目的。

## 參考文獻

1. 王彥崗、周丹雲、廖祖寬：「不同廂體結構自卸車抗脹廂能力分析與優化」，裝備製造技術，第 6 期，pp.26-29，2024。
2. 廖警、蔣春玲、黃煥芳寬：「自卸車車廂有限元分析與結構優化」，裝備製造技術，第 4 期，pp.13-16+37，2024。
3. 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 3 期，pp. 24-31，2024。
4. 鄭全、朱恒偉、劉豪睿：「基於新材料應用的輕量化 U 型自卸車廂的優化模擬」，汽車實用技術，第 49 卷第 1 期，pp. 162-166，2024。
5. 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，pp. 3800-3806，20228。
6. 鄒文斌：「應急電源車車廂結構有限元分析」，專用汽車，第 2 期，pp. 40-44+49，2022。
7. 王劍波、楊旭：「易裝卸式城市電動物流車廂設計」，汽車實用技術，第 18 期，pp. 12-14，2018。
8. 李雲凱、王優強、田亞忠：「基於 ANSYS 的壓縮式垃圾車弧形車廂有限元分析」，機床與液壓，第 49 卷第 10 期，pp. 130-135，2021。
9. 鄭德璽、韓翔、李根文：「車廂可卸式運輸車提升能力與結構形式匹配分析」，機械工程師，第 3 期，pp. 145-147，2021。
10. 汪松年、李永香、杜遙：「可擴展式車廂的結構設計與選型」，移動電源與車輛，第 3 期，pp.32-36，2020。
11. 王金剛、李春玉、李海濤：「翼開啟廂式車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，pp. 23-28，2019。
12. 萬強、阮景奎：「基於混合靈敏度分析的某自卸車車廂結構優化設計」，科學技術與工程，第 20 卷第 12 期，pp. 4954-4961，2020。

收稿日期：民國 113 年 08 月 15 日  
修改日期：民國 113 年 12 月 10 日  
接受日期：民國 114 年 02 月 08 日