

文章编号:1005-0523(2020)02-0111-05

# 基于 CAE 的货车燃油箱结构分析与改进

李 骏, 龚思惠, 魏炜阳

(华东交通大学机电与车辆工程学院, 江西 南昌, 330013)

**摘要:**燃油箱是燃油供给系统中的重要部件,如果在运用过程中由于燃油箱开裂而发生泄漏现象,可能导致危险事故发生。为确保燃油箱在使用过程中的强度,在燃油箱设计过程中,应用有限元技术对燃油箱进行结构强度分析。以考虑装有半箱油液的燃油箱在制动过程的情况为例,对燃油箱所承受的变形以及应力进行了有限元计算,找出了燃油箱的薄弱环节,且与实际使用情况吻合。针对现有燃油箱的薄弱环节提出结构改进意见,有限元分析结果表明改进方案有效、可行。

**关键词:**燃油箱;有限元;结构强度分析;结构改进

中图分类号:U464 文献标志码:A

DOI:10.16749/j.cnki.jecjtu.2020.02.015

随着汽车产业的不断发展壮大,汽车零部件的需求量越来越大,汽车生产厂商对燃油箱的需求也不断增加。大多数情况下,对于不同用途的汽车,其燃油箱的尺寸、容量、安装位置以及性能要求也不相同。多样化高性能的燃油箱需求以及日趋严格的排放法规,对燃油箱生产厂商提出了苛刻的要求<sup>[1]</sup>。根据生产企业反馈,在复杂恶劣测试工况下,少数燃油箱会出现焊点处开裂情况。燃油箱一旦发生泄漏,不但会对环境产生污染,而且极有可能发生火灾对人们的生命财产安全构成严重的威胁。

传统的燃油箱设计方法是根据经验初步设计,对样件进行试验,再修改,再试验直到符合要求,该方法生产周期长,产品质量不能保证。随着 CAE 技术的不断发展,各汽车行业开始采用现代设计技术对产品进行初期设计验证,通过仿真分析找到产品的缺陷,并进行有针对性的改进,既可以缩短产品开发周期,又可以降低生产成本。

## 1 燃油箱结构及应用特点

燃油箱是汽车上存储燃油的独立箱体总成,是由燃油箱体、防波板、端板、表盘件、加油口、排污总成及其他附属装置装配成的整体,是实现汽车正常运行的重要部件<sup>[2]</sup>。轻型货车金属燃油箱箱体一般是由钢板冲压而成的,形状一般为长方体,其大小决定了燃油箱的容积。防波板通常是焊接在箱体内壁的,一般燃油箱内都有两个防波板,分别固定在油箱支架安装位置,作为油箱内部的加强骨架,增加燃油箱的结构强度,避免在安装及使用在燃油箱箱体产生形变,在紧急刹车时,燃油箱内部晃动剧烈,防波板能很大程度的减少油液对燃油箱的冲击力,从而延长燃油箱的使用寿命。端板一般是焊接在箱体两端的,从而使燃油箱形成一种密闭的环境,防止油液泄漏<sup>[3]</sup>。以某货车燃油箱为例,如图 1,在该燃油箱中,防波板 4 个圆孔的直径均为 50 mm。箱体、防波板及端板的厚度均为 1 mm。

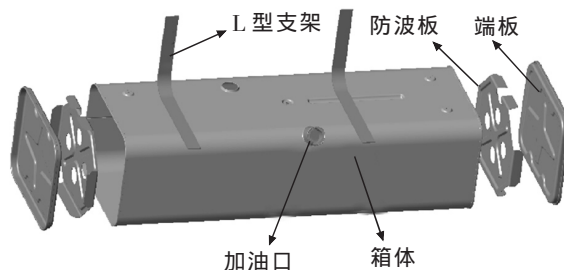


图 1 某款货车燃油箱结构图

Fig.1 Fuel tank structure of a truck

收稿日期:2019-07-09

作者简介:李骏(1969—),男,教授,研究生导师,研究方向为汽车零部件设计、汽车安全与检测等。

## 2 有限元分析

### 2.1 有限元建模

为找出燃油箱的薄弱环节并对燃油箱进行改进,对该货车燃油箱进行有限元分析。首先利用三维建模软件进行建模,然后转化为 IGS 格式导入 Workbench 中,对模型进行完善。对燃油箱的简化和假设如下<sup>[4]</sup>:忽略油箱上面的贮油通气管道和贮油孔以及油泵;不考虑冲压制造影响,视燃油箱厚度均匀且为 1 mm;不考虑焊接过程中可能会出现焊缝的情况,将箱体看做是一个封闭的整体。

燃油箱是由奥氏体不锈钢冲压而成,密度为 7 800 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量是 2.03×10<sup>11</sup> Pa,泊松比为 0.3,屈服强度不低于 330 MPa,抗拉强度不低于 760 MPa,正切模量为 939 MPa。箱体中液体用水代替,Workbench 中的 Design Modeler 模块具有填充流体的 Fill 命令,利用该命令对油箱进行填充,并对其进行材料切除,使其转化为只有半箱油液的流体模型,其密度取 1 000 kg/m<sup>3</sup>,重力加速度取 10 m/s<sup>2</sup>,箱体的厚度均为 1 mm。

对模型进行网格划分,对焊点和条状筋等重要部位应进行局部细化网格处理,通过质量检查模块对所有网格进行质量检查,至所有网格都满足质量要求。

### 2.2 施加载荷及约束

就燃油箱的简单使用工况而言,张奕等<sup>[5]</sup>对燃油箱的有限元仿真证明了燃油箱半箱油液制动时对箱体的冲击最大。该燃油箱生产企业的测试试验也是模拟该工况。因此,对半箱油液的燃油箱制动状态下进行有限元分析。在半箱油液制动状态下,货车燃油箱所承载荷有燃油箱自重、油液对燃油箱的静水压力、制动时的加速度载荷。其中,制动加速度为

$$a=\varphi g \quad (1)$$

式中: $\varphi$  为路面附着系数,干燥水泥或沥青路面附着系数 0.7~1.0 之间,一般取 0.7,即制动时货车最大的最大加速度为 7 m/s<sup>2</sup>。

燃油箱的自重通过 Standard Earth Gravity 设置重力方向的重力加速度进行施加。静水压力是通过 Workbench 软件中的 Hydrostatic Pressure 功能进行施加,选择燃油箱的所有内壁面作为压力受力面,设置流体为 1 000 kg/m<sup>3</sup>,加速度分别设置制动方向大小为 7 m/s<sup>2</sup>,重力方向大小为 10 m/s<sup>2</sup>,自由液面位置设置为半箱油液位置。燃油箱的制动载荷则通过 Acceleration 功能选项选择制动方向施加加速度 7 m/s<sup>2</sup>。

按照货车燃油箱的安装方式,其约束应施加在 L 型支架上,因此对 L 型支架施加全约束。

### 2.3 仿真结果及分析

确定载荷和约束后,对模型进行求解,得出燃油箱各部件的变形、应力云图。图 2 为箱体变形云图,图 3 为箱体应力云图。从图中可以看出箱体最大变形为 5.783 mm,集中在箱体底部。箱体最大应力为 156.99 MPa,出现在与防波板焊点连接处,这是由于油液冲击造成防波板与箱体拉扯,产生较大的应力。通过变形和应力云图可以看出,变形和应力趋向于行驶方向,这是因为制动产生惯性,油液向行驶方向冲击,造成箱体前端变形比后端大,应力集中在箱体前端。

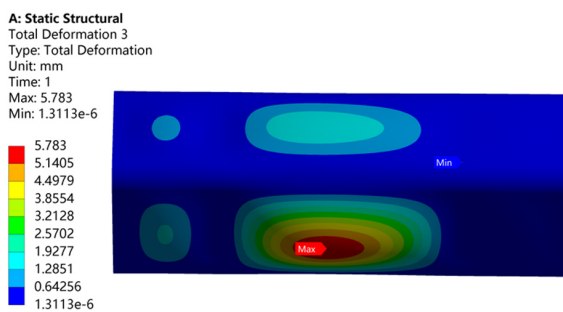


图 2 箱体变形云图

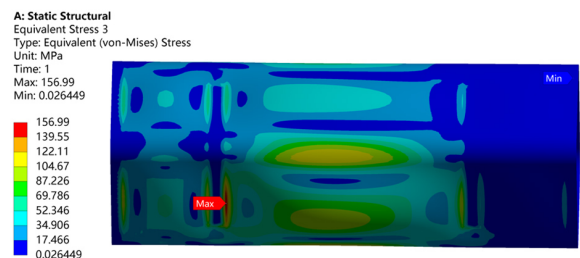


图 3 箱体应力云图

由于制动惯性作用,前端的端板和防波板受力和变形均比后端的端板和防波板大,因此只分析前端的端板和防波板情况。图 4 为前端端板变形云图,图 5 为前端端板应力云图,端板最大变形为 0.494 4 mm,出现在端板的中部,由于端板的四周被箱体约束,其端面受到压力时,端板的变形由四周向中心逐渐变大。端板的最大应力为 50.839 MPa,出现在十字加强筋的顶点处,这是因为端板四周与箱体通过咬合的方式固定在一起,加强筋自身能够承受较大的压力,因此受到的压力最终传递到加强筋边缘的顶点处。

**A: Static Structural**  
Total Deformation 6  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
Max: 0.4944  
Min: 0.0027835

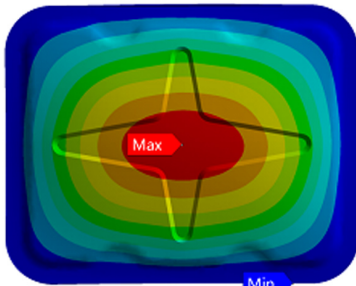
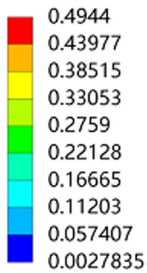


图 4 前端板变形云图

Fig.4 Deformation cloud diagram of front endplate

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress 6  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
Max: 50.839  
Min: 0.63629

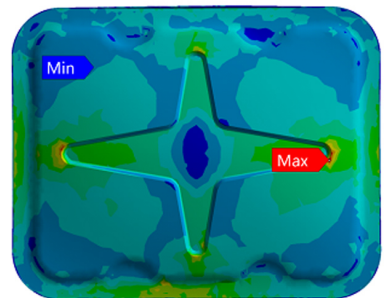
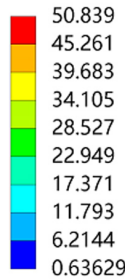


图 5 前端板应力云图

Fig.5 Stress cloud diagram of front endplate

图 6 为前端防波板变形云图,图 7 为前端防波板应力云图,从图中可看出防波板最大变形量为 0.106 75 mm,集中在防波板翻边处,另外由于约束施加在 L 型支架处,防波板偏向于 L 型支架处的变形量较小,远离支架的两边防波板翻边变形相对较大,最大应力为 162.58 MPa,出现在翻边的焊点上,因为防波板会受到箱体的拖拽,导致翻边处的焊点应力较大。

**A: Static Structural**  
Total Deformation 5  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
Max: 0.10675  
Min: 2.4862e-5

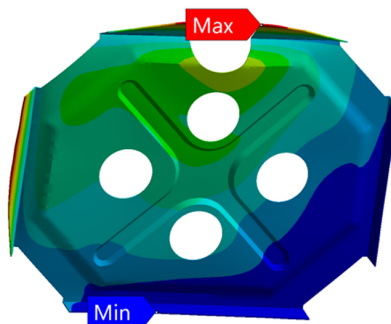
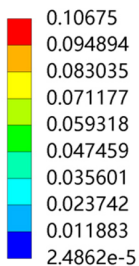


图 6 前防波板变形云图

Fig.6 Deformation cloud diagram of front anti-wave plate

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress 5  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
Max: 162.58  
Min: 0.0094757

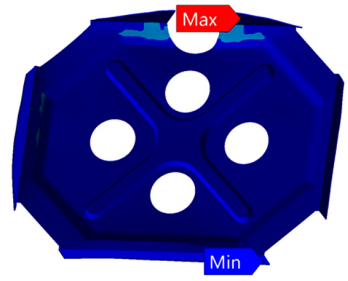
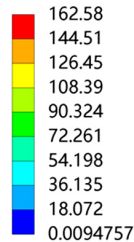


图 7 前防波板应力云图

Fig.7 Stress cloud diagram of front anti-wave plate

通过分析箱体、前端端板和防波板的变形、应力云图,可以得出制动工况下,燃油箱箱体底面变形最大,与防波板连接处的应力最大,前端端盖的变形和应力相对都较小,前端防波板的变形较小,但其与箱体相连的焊点处应力较大,在实际路况过程中工况复杂,受路面不平顺的影响,由于箱体与防波板的连接处容易出现振动开裂现状,属于薄弱环节,这与企业反馈的信息一致。

### 3 结构改进

#### 3.1 改进方案分析

有限元分析结果表明,箱体中段出现最大变形和变形,防波板受冲击的自身变形也使得其翻边处受到很大应力。因此针对原结构提出两种改进方案:方案①在箱体四周压制出条状凸筋以提高强度;方案②改变防波板横向圆孔孔径,由原来的50 mm改为70 mm,以减小油液对油箱的冲击。若单独选择方案①更好的能改善燃油箱箱体的一个受力情况,若单独选择方案②更好的能改善燃油箱的防波板的受力情况,为使燃油箱整体强度得到提高,故选用两种方案的综合来进行改进。最终的结构改进方案如图8所示。

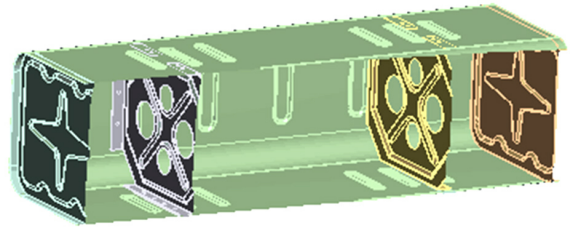


图8 燃油箱改进结构模型

Fig.8 Improved fuel tank structure model

#### 3.2 改进方案的有限元验证

为验证改进方案的有效,对改进后的燃油箱进行同样的有限元分析。结构改进后箱体最大变形为3.116 5 mm,最大应力为133.22 MPa,相对于原结构均有所减小,且通过查看箱体应力云图,可以发现箱体侧面的应力分布也有改变,侧面应力也所减小,这是由于防波板的改进导致油液对箱体的冲击减小了。

通过观察改进后防波板的变形云图和应力云图,可发现其最大变形量为0.063 505 mm,最大应力为126.89 MPa,相对于原结构均有所减小,说明防波板横向圆孔大小对制动时产生的冲击力有所影响,但其变形与应力分布规律仍与原结构一致。防波板的最大应力减小了,可以减小防波板与箱体拉脱的风险。

#### 3.3 结果对比

将原燃油箱与改进后的燃油箱有限元分析结果进行对比,如表1所示。从表中可以看出对于变形量,改进后箱体和防波板的最大变形量减小百分比都比较大,在40%左右,而对于应力,箱体的最大应力减小了15.1%,防波板的最大应力减小有22%。不管是变形量还是应力,改进后的燃油箱都得到了改善。

表1 改进前后燃油箱受力与变形结果对比

Tab.1 Comparison of force and deformation results of fuel tank before and after improvement

参数	原燃油箱	改后燃油箱	减小量	减小百分比
箱体最大变形量/mm	5.783	3.165	2.666 5	46.1%
箱体最大应力/MPa	156.99	133.22	23.77	15.1%
防波板最大变形量/mm	0.106 75	0.063 505	0.043 245	40.5%
防波板最大应力/MPa	162.58	126.89	35.69	22%

### 4 总结

针对制动工况下货车燃油箱的应力及变形进行了有限元分析,结果显示燃油箱变形最大出现在箱体底面的中部位置,最大应力出现在箱体与防波板焊点连接位置,这与实际情况相吻合。依据分析结果,提出了燃油箱改进方案:在原箱体四周压制出条状凸筋并将防波板横向圆孔孔径变大。有限元分析结果表明改进方案可有效减少了最大变形量和最大应力,改进方案可行。生产企业针对改进方案进行了试验,试验结果也证实了改进方案有效,改进方案已被采纳并产生经济效益。燃油箱有限元的优化设计及可靠性分析提高理论依据,减少生产成本,缩短产品开发周期。



**参考文献:**

- [1]孙亚飞. 汽车零部件再制造产业发展路径研究[D]. 上海:上海工程技术大学, 2016: 40-41.
- [2]胡智勇. 汽车燃油箱冲压生产线研制[D]. 合肥:合肥工业大学, 2015: 8-10
- [3]蔡兴旺, 张文玉. 汽车构造与原理[M]. 机械工业出版社, 2016: 106-107
- [4]屠翔宇, 严莉, 朱志勇等. 汽车燃油箱模态仿真分析及试验验证[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(04):88-91.
- [5]张奕. 汽车燃油箱的动静态强度分析[D]. 南宁:广西科技大学, 2013: 26-28
- [6]张鹏飞. 某货车燃油箱的结构改进及有限元分析[D]. 南昌:华东交通大学, 2017: 7-8
- [7]逢明华, 樊克艳, 聂永芳. 基于 ANSYS 的卡车燃油箱结构强度分析[J]. 河南科技学院学报(自然科学版), 2011, 9(05):71-74.
- [8]尹辉俊, 孙钊, 刘媛媛等. 某乘用车油箱的结构强度研究[J]. 机械设计与制造, 2015(01):198-200.
- [9]周慧兰, 郭震. 基于 CAE 的斜齿轮四板注塑模设计[J]. 华东交通大学学报, 2017, 34(01):138-142.
- [10]李铮,于兰浩, 王凤娇等. 罐车罐体强度的有限元分析[J]. 南方农机, 2017, 48(18): 34.

## Structural Improvement of Truck Fuel Tank Based on CAE

Li Jun, Gong Sihui, Wei Weiyang

(School of Mechatronics and Vehicle Engineering, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

**Abstract:** The fuel tank is an important part of the fuel supply system. Leakage due to the cracking of fuel tank during the operation may lead to dangerous accidents. In order to ensure the strength of the fuel tank in use, the finite element method is applied to analyze the structural strength of the fuel tank in the process of fuel tank design. Taking the braking process of the fuel tank with half tank fuel as an example, the deformation and stress of the fuel tank are calculated by finite element method, and the weak links of the fuel tank are found out, which is consistent with the actual use. Aiming at the weakness of the existing fuel tank, some suggestions for structural improvement are put forward. The finite element analysis results show that the improved scheme is effective and feasible.

**Key words:** fuel tank; finite element; structural strength analysis; structural improvement