

Research on the Lightness of Body of a Electric Bus Body

Linqing SHEN¹, Kun ZHANG², Xiujuan YANG

¹ Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, china, 650500

² Faculty of Transportation Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, china, 650500

727989442@qq.com, 932046390@qq.com

Abstract: With the energy, environment, automobile industry and the problem of sustainable development has become increasingly prominent, electric bus is currently in people's vision. In order to increase the mileage of electric passenger cars, the need for its lightweight design. In this paper, the weight of a 6.4m electric bus is studied, and the volume of the design area is calculated as the objective function of the total flexibility of the frame. The design variable is the relative density of the design area, and the roof skeleton and the chassis are Topology optimization, access to the corresponding topology of the body structure. And then take the relative sensitivity of the method to find a large impact on the car but the impact on the performance of small design variables. Dimensional optimization and single-objective multi-constraint method are used to design the bus frame. And the performance of four typical conditions of bending, twisting, acceleration and braking were compared. The results show that the optimized frame achieves a weight loss of 45.2 kg and a weight loss rate of 5.4% under the premise of satisfying the performance.

Key words: lightweight; topology optimization; relative sensitivity; size optimization

某电动客车车身骨架轻量化研究

沈琳清¹, 张昆², 杨秀建

¹ 云南省昆明市昆明理工大学交通工程学院, 昆明, 中国, 650500

² 云南省昆明市昆明理工大学交通工程学院, 昆明, 中国, 650500

727989442@qq.com, 932046390@qq.com

摘 要: 伴随着能源、环境、汽车产业与可持续发展的问题日益突出, 电动客车出现在人们的视野。为了增加电动客车续航里程, 需要对其进行轻量化设计。本文对某 6.4m 电动客车进行了轻量化研究, 把车架总柔度最小设作目标函数, 约束为其设计区域的体积分数, 设计区域的相对密度为设计变量, 对车顶骨架及车底盘进行了拓扑优化, 获得相应的拓扑车身结构。然后采取相对灵敏度的方法找出了对车重影响大但是对性能影响小的设计变量。采用尺寸优化与单目标多约束的方法对客车骨架进行了轻量化设计。并对其进行了弯曲、扭转、加速和制动四种典型工况的性能进行对比。结果表明, 优化后车架在满足各项性能的前提下, 实现减重 45.2 千克, 减重率 5.4%。

关键词: 轻量化; 拓扑优化; 相对灵敏度; 尺寸优化

1 引言

电动化、智能化和轻量化是未来汽车的发展趋势。研究表明, 汽车自重每减轻 1%, 可减少燃料消耗 0.6%~1.0%。另外汽车轻量化还能改善汽车的制动性能与操控加速性能, 增加车辆的续驶里程^[1-3]。

现代客车多用承载式车身, 车身骨架占整车质量的 30%左右, 所以对客车骨架进行轻量化设计很有必要。轻量化方法包括采用轻量化材料, 先进的制造工艺, 以及结构的轻量化, 本文主要研究的是结构轻量化^[4-6]。车身结构轻量化主要集中在两个方向: 基于改善客车燃油经济性的轻量化与基于提升客车性能和安全的轻量化。其主要研究方法有以下 3 种: (1) 采用现代设计方法 (例如有限元方法) 对车身结构进行尺寸优化、形状优化和拓扑优化, 从而得到轻量化结构; (2) 利用硬件优势, 充分考虑动态过程 (比如碰撞、振动过程) 中的各种约束条件优化尺寸参数, 从而改进车身结构, 提高车身结构的安全性; (3) 应用现代优化算法, 例如遗传算法、人工神经网络算法等对结构进行轻量化设计^[7-10]。

国内外学者在客车车身骨架结构强度、刚度，以及有限元分析等方面进行了许多研究工作^[11-13]，另外为了进行高效率的优化设计，毛爱华等^[14]学者采用相对灵敏度的方法进行了大客车骨架的尺寸优化设计，取得了不错的效果，刘和利等^[15]人采用拓扑优化的方法对大客车进行了整车的拓扑优化，轻量化效果显著。但是采用单一的优化方法存在一定的局限性。

本文在综合了前人工作的基础上，综合考虑车车骨架是由大量矩形空心断面钢管焊接而成，按照工程师的经验布置会存在一定的不合理性，采用局部拓扑优化的方法可以在给定的约束条件下找到骨架力的传递路径，然后根据得出的力传递路径准确高效地得到最佳的骨架布置结构，得到最优的布置结构但不能确定出每个部件的最佳设计厚度，这就用到了相对灵敏度的方法，采用单目标多约束的尺寸优化方法确定了对客车骨架性能不敏感但对减重敏感的设计变量；通过上面两个步骤得到了最终的客车骨架设计方案，分析对比优化前后车身骨架的性能，在满足客车骨架性能的前提下实现了有效的轻量化。

2 客车骨架建立

本文基于 CATIA 对电动客车骨架进行了建立如图 1。

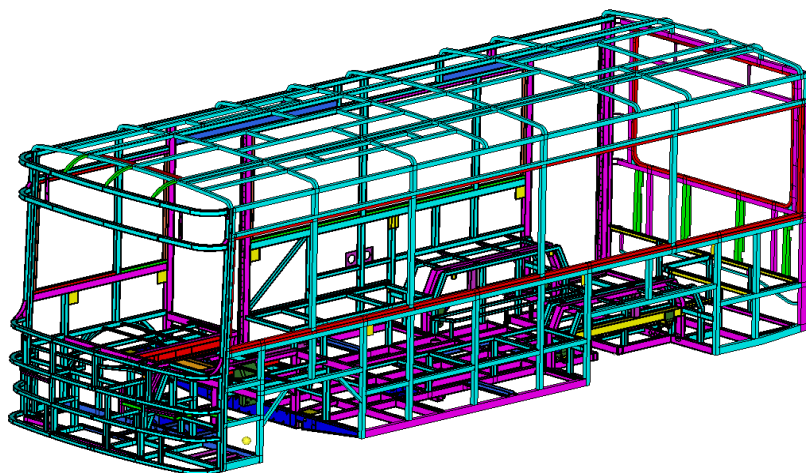


Figure 1. The three-dimensional skeleton of the bus established

图 1 客车的三维骨架建立

将建立的 CATIA 模型导入有限元前处理软件中，对其进行中性面的抽取，并对抽取后的单层模型进行网格划分前的几何清理、网格划分、赋予属性、施加约束与力。根据不同的场景建立几个相应的工况。完成了客车骨架的建立，建立结果如图 2。

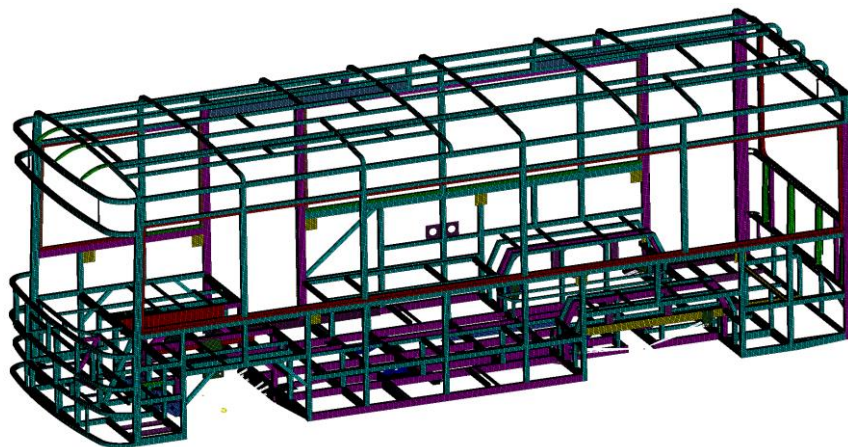


Figure 2 Bus skeleton finite element model established

图 2 客车骨架有限元模型建立

3 拓扑优化方法

对客车车身骨架拓扑优化时,为了使车身骨架的刚度足够大,可以将客车骨架总柔度最小设定为目标函数,即骨架刚度最大,并采用变密度法进行结构拓扑优化设计,取设计变量为优化区域中各单元的相对密度,选用设计区域的体积分数作为约束条件,规定优化后的体积不大于原体积一定的百分比,则大客车车身骨架结构拓扑优化数学模型可见式 1。

$$\begin{cases} X = (X_1, X_2, \dots, X_n)^T \\ \min C = F^T U \\ \text{s.t.} \\ V_1 / V_0 \leq k, 0 \leq X_i \leq 1, F = KU \end{cases} \quad (1)$$

式中: $X_i(i=1,2,\dots,n)$ 为设计变量; C 为结构柔度矩阵; F 为载矢量; U 为位移矢量; k 为剩余区域百分比; V_1 为优化后剩余区域的总体积; V_0 为设计区域的体积; K 为刚度矩阵。

大客车车身骨架主要分为车顶、左右侧围、前后围及车底骨架六大部分。其中前后围及侧骨架在一般工况下承载较少。故本文主要对车底和车顶两个部分进行拓扑优化。

3.1 车顶骨架拓扑优化分析

根据大客车设计要求,大客车顶部需要设置个空调窗口,所以在建立拓扑优化设计时应该预留出该部分。并设定为非优化区域,建立的车顶骨架拓扑优化设计域模型如图 3 所示,在模型设计区域中取各单元的相对密度为设计变量,以静态柔度响应和体积分数响应为约束条件,要求在体积分数不大于 30%的前提下使客车骨架结构总柔度最小。根据以上要求建立了车顶部的拓扑优化结构如图 3。

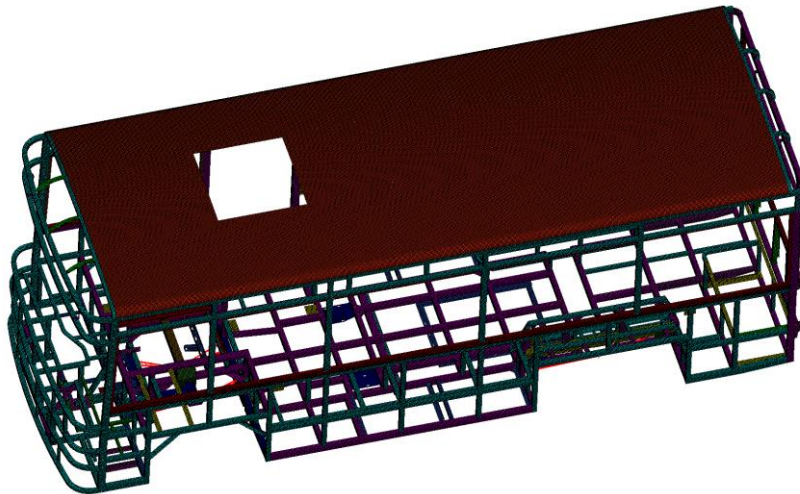


Figure 3 roof skeleton topology optimization model

图 3 车顶骨架拓扑优化模型

本文中主要考虑水平弯曲、极限扭转、转向和制动 4 种典型工况,其对应的载荷约束情况如表 1 所示,对大客车车身骨架结构影响较大的工况主要有弯曲工况和扭转工况。二者的载荷施加情况均相同,约束情况不同,通过对车身骨架结构进行性能分析可知,车顶骨架的危险工况为扭转工况。

Table 1 four conditions of constraint imposed

表 1 四种工况的约束施加

典型工况	左前轴	左后轴	右前轴	右后轴
弯曲工况	xyz	yz	xz	z

扭转工况	悬空	yz	xz	z
制动工况	xyz	yz	xz	z
转弯工况	xyz	yz	xz	z

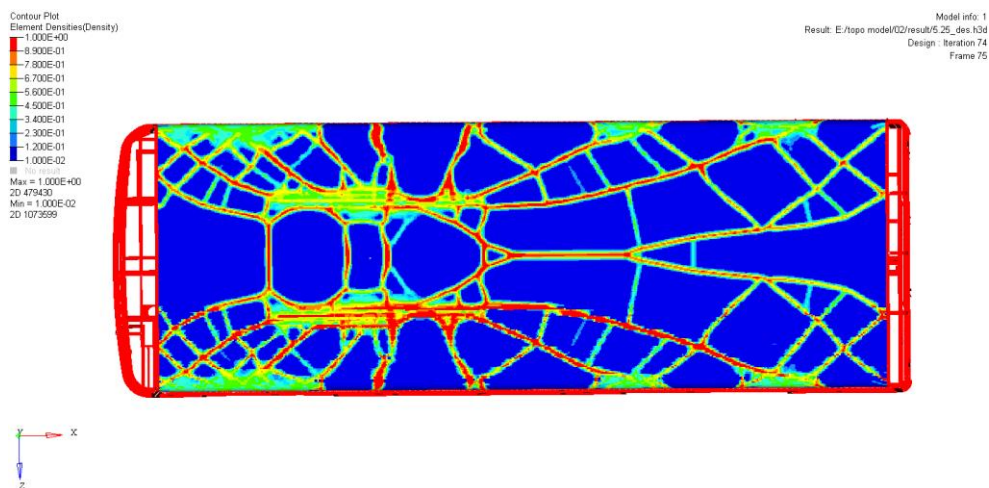


Figure 4 roof skeleton topology optimization design results

图 4 车顶骨架拓扑优化设计结果

先对车顶拓扑区域进行优化计算，结果如图 4 所示，图中红色覆盖区域为力的主要传递路径，蓝色区域为设计时可以少用或者不用材料的区域。

拓扑优化作为一种辅助性的概念优化设计思路，优化后的结果仅供设计人员参考，实际的设计加工还需要根据车辆实际的加工工艺、装配、连接和功能进行符合车辆实际需要进行设计，进行可生产加工的优化，参考原客车车顶的功能要求进行重新布置得车架如图 5 所示。

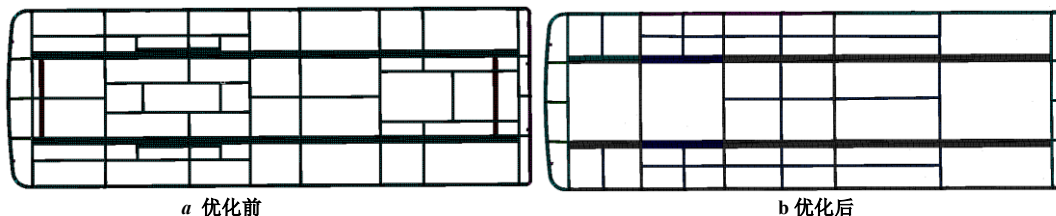


Figure 5 Optimization before and after the roof skeleton structure comparison

图 5 优化前后车顶骨架结构对比

3.2 车底骨架拓扑优化分析

因为本文客车为电动客车，车底分布着大重量的蓄电池，车底架承受的巨大的载荷，因此有必要对车底部进行优化设计，全承载式客车车底骨架造型复杂，而且有许多总成是要安装在车底架上的，像电池、座椅、管路以及各种电器设备，不容易改造造型，因此从优化效率与制造成本上综合考虑，建立的拓扑模型如图 6。

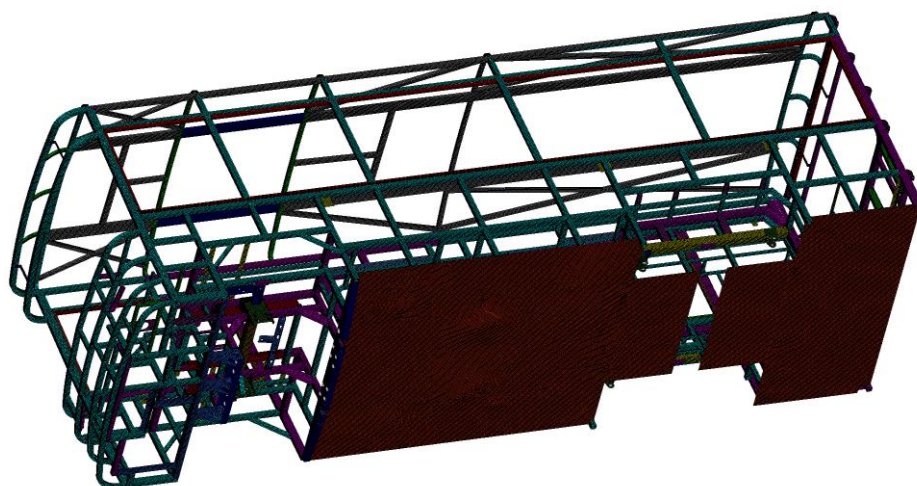


Figure 6 car bottom topology area established

图 6 车底部拓扑区域建立

车底拓扑优化结构图 7，结合拓扑云图，考虑到实际的生产工艺，并结合车底架各种电器的安装，设计了图 8 新的车底骨架。

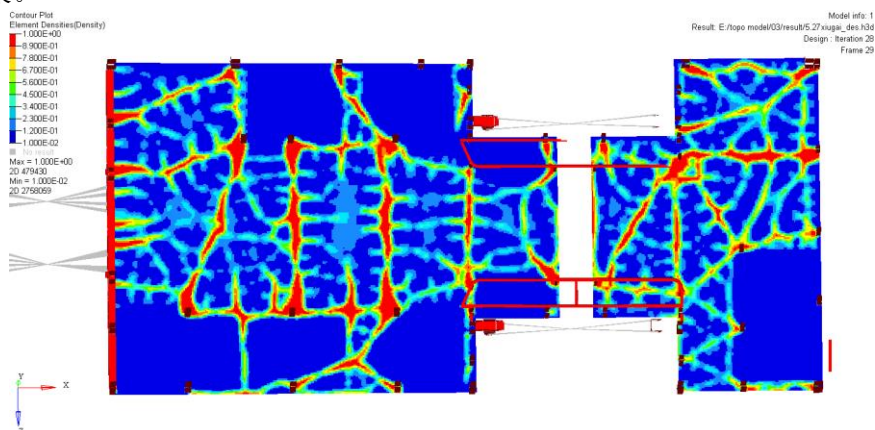


Figure 7 bottom of the car topology map

图 7 车底部的拓扑云图

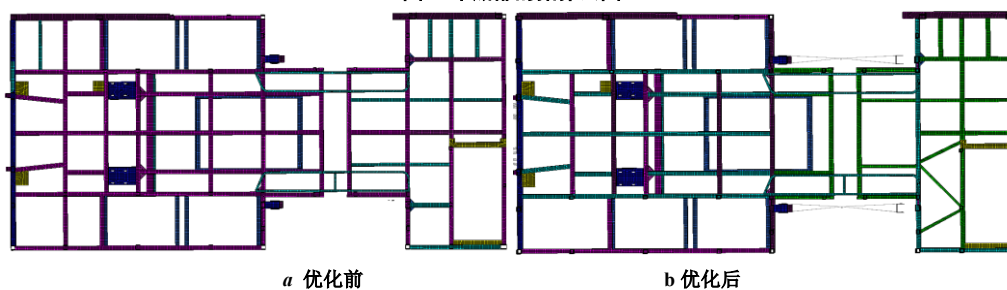


Figure 8 Optimization before and after the bottom of the skeleton contrast

图 8 优化前后底部骨架对比

4 基于灵敏度的优化设计

4.1 相对灵敏度分析

相对灵敏度分析可以帮助我们准确的找到优化设计变量，承载式车身结构的大客车是由许多的钢管结构构

成，如果直接进行所有部件厚度的优化会消耗巨大的工作量而且会变得比较盲目，引入灵敏度的方法可以高效的解决这个问题，灵敏度分析可以准确计算出车身骨架各部件的性能响应与各设计变量之间的关系，然后就能准确的找到对各种性能影响较小对车重影响较大的构件。从而做到取舍自如，准确高效的解决问题。

基于客车骨架相对对称性的方面考虑，将对称的结构分到同一组，非对称结构单独分组的方法简化设计变量的数量，将进行优化的部件分成 15 组，其中车顶 7 组车底 8 组。通过分析计算出 15 组设计变量的相对灵敏度。如表 2 所示

Table 2 body structure relative sensitivity analysis results

表 2 车身结构的相对灵敏度分析结果

设计变量	$\Delta F_T / \Delta M$	$\Delta F_B / \Delta M$	$\Delta C_B / \Delta M$	$\Delta C_T / \Delta M$
S1	2.47E-02	3.21E+00	-1.42E+00	3.73E-03
S2	1.64E-02	-1.26E+00	-1.10E+00	4.31E-01
S3	4.29E-02	1.31E-01	1.23E-01	5.34E-01
S4	1.12E-02	3.09E+00	3.37E+00	2.26E-01
S5	9.13E-03	3.25E+00	4.96E+00	4.24E-02
S6	3.65E-02	-4.95E-01	-2.09E-01	3.59E-01
S7	1.54E-02	-1.94E+00	-1.26E+00	9.87E-02
S8	3.20E-02	-8.45E-02	-6.59E-02	1.15E+00
S9	1.61E-01	7.10E-01	3.00E-01	4.88E-01
S10	1.61E-02	-1.63E+00	-1.75E+00	6.40E-02
S11	3.23E-02	-1.47E-01	-1.21E-01	3.99E-02
S12	3.53E-02	3.24E-01	3.26E-01	6.40E-01
S13	1.94E-02	1.75E-01	1.78E-01	4.78E-01
S14	2.64E-02	9.15E-01	5.20E-01	3.62E-01
S15	7.07E-02	9.69E-03	9.07E-01	3.85E-01

由前文相对灵敏度理论可以得出，在相对灵敏度比小于 1 时，钢管型材断面厚度对各种性能影响小而对质量的影响大，对相对灵敏度小于 1 的部件进行厚度修改可以在性能变化不大的情况下高效的减重车架的质量。通过计算得出各变量的相对灵敏度图 9，分析得出 S1,S2, S4, S5,S7, S10 等设计变量可以排除，剩余的 8 组变量可作为结构优化的设计变量。

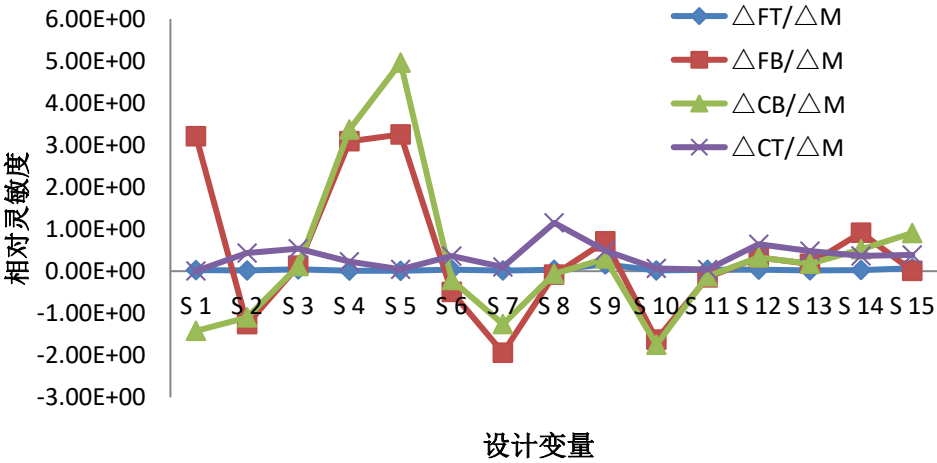


Figure 9 The relative sensitivity of the design variables analysis results

图 9 各设计变量的相对灵敏度分析结果

4.2 基于灵敏度的尺寸优化

根据 3.1 节的车身骨架相对灵敏度的分析，得出了需要进行优化的部件，这也是后面进行单目标多约束优化的基础。因为客车骨架主要是由空心的矩形断面管材构成，主要参数包括长宽高，这三个参数是车架的基础参数无法变更，所以能够优化的参数是空心矩形管材的断面厚度，设计变量就取为断面厚度。

取目标函数为车身骨架质量最小，约束条件是 1 阶扭转频率 f_t 和弯曲频率 f_b 最大，弯曲和扭转工况下车身结构的静柔度 C_b 和 C_t 小于给定值，设计变量为管材断面厚度 s ，优化数学模型见式 2。

$$\begin{cases} \text{find } x = \{X_1, X_2 \dots X_i\}^T \in R^N \\ \min M \\ \text{s.t} \\ |K_0 - K_Y| \leq K_N \\ |\delta_0 - \delta_Y| \leq \delta_N \\ |f_0 - f_Y| \leq f_1 \\ X_{\min} \leq X_i \leq X_{\max} \end{cases} \quad (2)$$

式中， K_0 ， K_Y ， K_N 分别为优化后优化前的最大扭转刚度和扭转刚度限制值； δ_0 ， δ_Y ， δ_N 分别为优化后、优化前的关键部位最大扭转应力和关键部位最大扭转应力限值； f_0 ， f_Y ， f_1 分别表示优化后、优化前的一阶固有频率和一阶固有频率限值， $x_{\min}$ ， $x_{\max}$ ， x_i 分别表示骨架结构厚度变化的下极限、上极限和原厚度值。

Table 3 before and after optimization and design variables after the cross section thickness

表 3 优化前后与圆整后的设计变量断面厚度

变量	优化前	优化后	圆整值
s001	1.5	1.418	1.5
s002	1.5	1.256	1.2
s003	3.0	2.127	2.0
s004	6.0	4.000	4.0
s005	2.0	1.490	1.5
s006	5.0	4.365	4.0
s007	4.5	3.568	4.0
s008	4.5	3.000	3.0

通过在常见的型材尺寸规格中选择相近厚度值的方法对优化后的实际变量进行圆整，见表 3，然后根据优化结果对车架进行重新建模并进行有限元计算。车身骨架优化前质量 835.2kg，优化后车身骨架质量 790.0kg，优化减重 45.2kg，减重率 5.4%。

5 轻量化前后车身骨架性能对比

5.1 客车骨架静态性能

优化前后各工况下采用相同的载荷处理跟约束设置，在客车水平弯曲，极限扭转，转向跟制动四种工况下，对优化前后车架进行刚度与强度分析对比，如表 4 所示。优化变化量较大的弯曲跟扭转工况的位移云图与应力云图如图 10 所示，

Table 4 before and after optimization under various conditions of stress and strain changes

表 4 优化前后各工况下的应力与应变变化量

工况	变形最大值/mm			应力最大值/MPa		
	优化前	优化后	变化量	优化前	优化后	变化量
水平弯曲	8.31	7.04	-1.27	194.6	214.6	20
极限扭转	10.72	11.63	0.91	255.7	227.9	-27.8
转向	8.87	8.18	-0.69	211.5	215.7	4.2
制动	8.02	7.2	-0.82	202.5	188.2	-14.3

从表 4 可以得出：优化后除极限扭转工况的变形量有轻微的增加，其余三种工况的最大变形量都有所减小，

最大变形量均满足设计要求 12mm 以内；水平弯曲与转向工况最大应力值较优化前有一定的增加，但仍低于对应材料的屈服极限 235MP,其他两个工况的最大应力值都有所降低，也验证了本文轻量化优化方法的可行性。

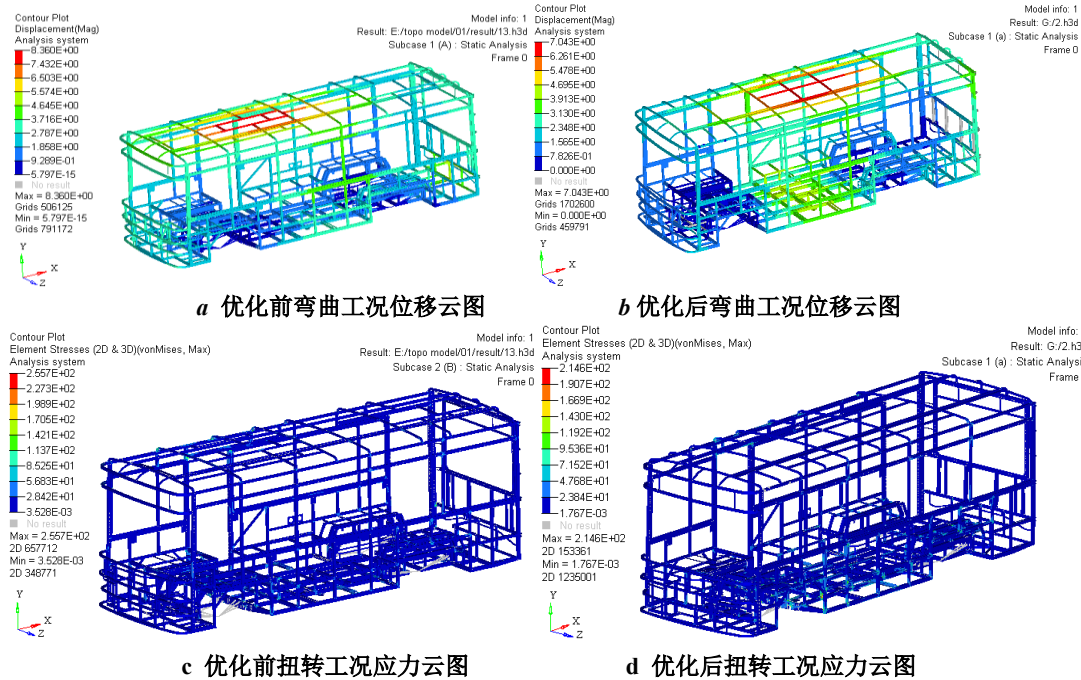


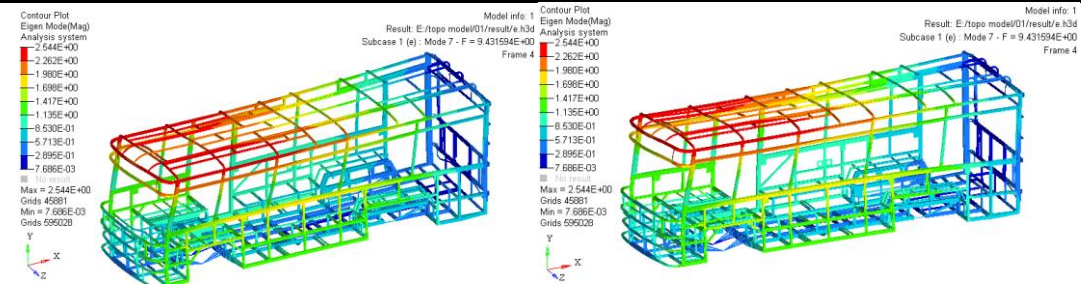
Figure 10 Optimization before and after the two cases of displacement stress cloud
图 10 优化前后两种工况的位移应力云图

5.2 客车骨架优化前后的模态对比

对车身骨架进行模态分析得到车架优化前后的的自由模态振型和模态频率，其中 7-16 阶模态频率对比如表 5，主要模态振型对比见图 11。从图 11 和表 5 分析可知，优化前后客车骨架刚度、强度、低阶模态频率及阵型变化不大，优化结果满足设计要求，也验证了本文优化方法的合理性。

Table 5 Optimization of the front and rear 7-16 frame frequency contrast and vibration mode description
表 5 优化前后后车架 7-16 阶频率对比与振型描述

阶数	优化前频率	优化后频率	变化量	优化后振型描述
7	9.43	9.16	-0.27	车顶一阶 z 方向弯曲变形
8	11.2	10.6	-0.6	整体二阶沿 x 方向扭转
9	14.1	12.9	-1.2	车顶一阶沿 y 方向变形
10	15.2	14.4	-0.8	整体三阶扭转
11	17.3	15.6	-1.7	整体沿 z 方向一阶弯曲变形
12	17.9	17.3	-0.6	车顶沿 z 轴二阶弯曲
13	18.8	17.4	-1.4	整体沿 z 轴二阶弯曲
14	19.4	19.1	-0.3	车顶沿 z 轴二阶弯曲
15	22.6	20	-2.6	车顶后部沿 x 轴二阶弯曲变形
16	24.7	21.9	-2.8	车顶沿 z 轴二阶弯曲车侧沿 y 轴二阶弯曲



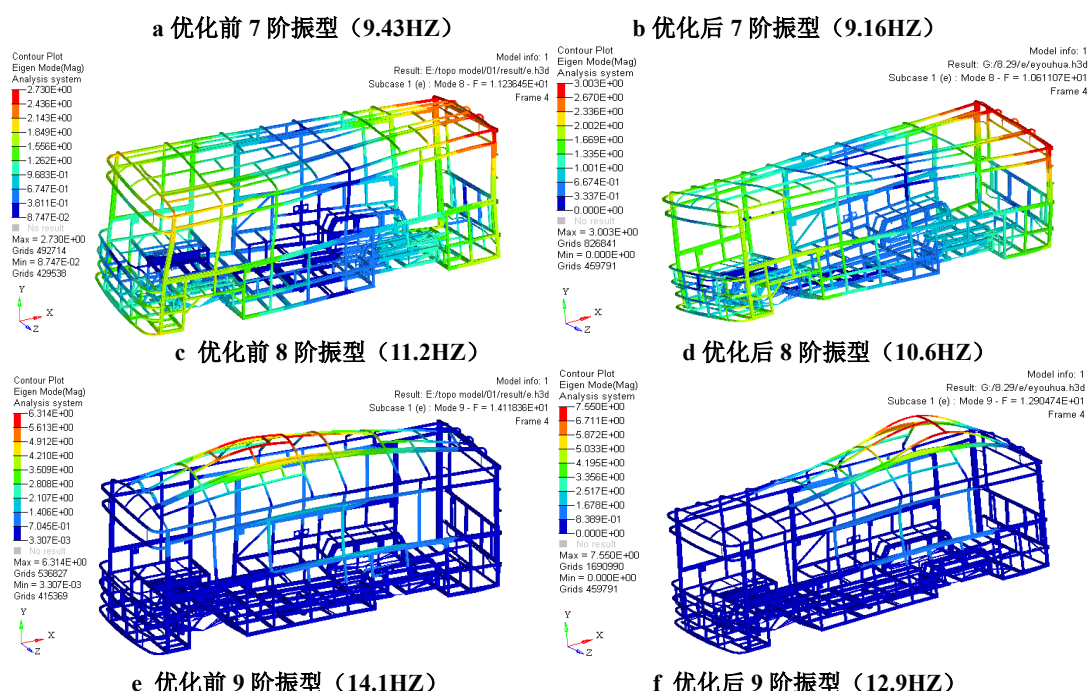


Figure 11 before and after the third mode modal comparison

图 11 优化前后三阶模态振型对比

6 结论

采用的把车顶跟车底单独分开进行单独拓扑优化的方法进行单独优化提高了优化效率,方便对分别对车顶与车底结构优化。采用单目标多约束的优化方法,取目标函数为车身骨架质量最小,约束条件是 1 阶扭转频率 f_t 和弯曲频率 f_b 最大,弯曲和扭转工况下,车身结构的静柔度 C_b 和 C_t 小于给定值,管材断面厚度 s 取作设计变量,确定了 8 个空心断面型材厚度作为优化变量,对客车进行了基于灵敏度分析的尺寸优化设计,确定了客车结构优化方案。对比分析优化前后的大客车车身骨架结构性能,得出在保持大客车车身骨架结构性能基本不变的条件下,车身骨架质量减轻 45.2kg,轻量化效果显著,也检验了本文方法的有效性。

致谢 (Acknowledgement)

在本论文的写作过程中,我的导师张昆老师跟杨秀建老师倾注了大量的心血,从选题到开题,从写作提纲,到一遍又一遍地指出每稿中的具体问题,严格把关,循循善诱,在此我表示衷心感谢。同时我还要感谢在我学习期间给我极大关心和支持的各位老师以及关心我的同学和朋友。

参考文献 (References)

- [1] 李阳. 客车车身轻量化技术探讨[J]. 客车技术与研究, 2009, 31(1): 23-25.
- [2] Zhang X F, Zhao Y, Li S H. FEM modal analysis of vehicle frame based on ANSYS [C]. 2011 International Conference on Consumer Electronics Communication and Networks, April 2011.
- [3] 朱茂桃, 李超, 刘一夫. 基于 HyperWorks 的电动车车架有限元分析[J]. 重庆交通大学学报(自然科学版), 2012, 31(5): 1071-1074.
- [4] 曹文刚, 李辉, 陈维等. 客车车身强度与刚度的有限元分析 [J]. 农业机械学报, 2007, 38 (3): 39-43
- [5] 丁玉庆, 马幼鸣. 轿车车身强度及强度有限元分析[J]. 解放军理工大学学报(自然科学版), 2012, 13(3): 320-323.
- [6] Huang Z H, Xu Z M, Zhang Z F, et al. Modal analysis of the motorcycle vibration characteristic[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9): 208-210.
- [7] 刘 岷, 任美林, 樊春艳. 纯电动客车车身结构轻量化研究[J]. 科技与创新, 2016.07-0014-03
- [8] Jiang L B, Li J S, Liu J L. Structural performance analysis and optimization of a mini-electric vehicle frame
- [9] 杨路, 杨秀建, 高晋, 等. 某电动客车车身骨架强度与刚度特性分析[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2015.4. [C]. International Conference on Electric Information and Control Engineering, 2011.
- [10] 张润生, 侯炜. 车架刚度及强度的有限元分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007.
- [11] 徐梓雯. 基于局部拓扑优化的客车车身轻量化研究[D]. 长春: 吉林大学, 2013

- [12] 胡志远, 浦耿强, 高云凯. 轻型客车车身刚度灵敏度分析及优化[J]. 机械强度, 2003, 25 (1) : 67-70, 94
- [13] 赵永辉. 大客车车身骨架结构拓扑优化设计[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2008
- [14] 王登峰, 毛爱华, 牛妍妍, 魏建华, 师雪超. 基于拓扑优化的纯电动大客车车身骨架轻量化多目标优化设计[J]. 中国公路学报, 2017.02-0136-08
- [15] 刘通, 杨和利. 基于拓扑理论的新能源客车车身优化设计[J]. 农业装备与车辆工程, 2017.03.014