

# 基于多学科优化的多用途货车白车身轻量化设计

韩立<sup>1</sup> 马春林<sup>2</sup> 刘莹<sup>3</sup> 王建勇<sup>1</sup> 李海鹏<sup>1</sup>

(1. 天津金力研汽车工程技术有限公司, 天津 300384; 2. 中国重型汽车集团有限公司, 济南 250100;  
3. 一汽-大众汽车有限公司, 长春 130011)

**【摘要】**为探究多用途货车车身轻量化设计空间,在性能、质量、成本间进行多学科优化,以某多用途货车白车身为研究对象,选取46个设计变量,涵盖73个零件厚度水平的1680个样本点,采用最优拉丁超立方方法进行弯扭刚度、模态频率、质量、成本的试验设计,得到零件对车身性能贡献的灵敏度,建立二阶多项式响应面近似模型。具体制定3组优化方案,分别为保持原车身基础性能水平,允许刚度下降10%、模态频率波动2 Hz,允许刚度下降20%、模态频率波动4 Hz,利用自动优化算法以质量最小为目标进行优化设计。结果表明,3组优化方案分别可减轻质量14.63 kg、20.37 kg、25.78 kg。

**关键词:**多用途货车 白车身 轻量化 多学科优化设计

**中图分类号:**U461.91 **文献标志码:**A **DOI:** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20220071

## BIW Lightweight Design of Multi-Purpose Truck Based on Multidisciplinary Optimization

Han Li<sup>1</sup>, Ma Chunlin<sup>2</sup>, Liu Ying<sup>3</sup>, Wang Jianyong<sup>1</sup>, Li Haipeng<sup>1</sup>

(1. Tianjin Jinliyan Automotive Engineering Technology Co., Ltd., Tianjin 300384; 2. China National Heavy Duty Truck Group, Jinan 250100; 3. FAW-Volkswagen Automobile Co., Ltd., Changchun 130011)

**【Abstract】**In order to explore the lightweight space of multi-purpose truck body, multidisciplinary optimization was carried out in three dimensions of performance, quality and cost. With the multi-purpose truck Body-In-White (BIW) as the research object, 46 design variables were selected, covering 1680 sample points at 73 part thickness levels, and the optimal Latin hypercube method was used to conduct the experimental design of bending torsional stiffness, mode frequency, mass, and cost, to obtain the sensitivity of the part's contribution to the BIW performance, and to establish a second-order polynomial response surface approximation model. Specifically, three groups of optimization solutions were formulated to maintain the basic performance level of the original body, the allowable stiffness decreased by 10%, and the modal fluctuation was 2 Hz; the allowable stiffness decreased by 20%, and the modal fluctuation was 4 Hz. The Pointer automatic optimizer was used to optimize the design with the minimum mass as the objective function. The results show that three optimization solutions can reduce the mass by 14.63 kg, 20.37 kg and 25.78 kg respectively.

**Key words:** Multi-purpose truck, Body-In-White (BIW), Lightweight, Multidisciplinary Optimization

**【引用格式】**韩立, 马春林, 刘莹, 等. 基于多学科优化的多用途货车白车身轻量化设计[J]. 汽车工程师, 2023(2): 22-29.

HAN L, MA C L, LIU Y, et al. BIW Lightweight Design of Multi-Purpose Truck Based on Multidisciplinary Optimization[J]. Automotive Engineer, 2023(2): 22-29.

## 1 前言

多用途货车在国外汽车市场一直占据较高的市场份额。自2016年开始,国内多用途货车市场规模和渗透率不断提升。多用途货车从轻型商用货车向家商两用全能车的转型,面临能源结构替代和

轻量化技术的挑战。

目前,采用全参数化建模联合多学科优化技术,实现全流程轻量化设计在乘用车领域已成熟应用<sup>[1-7]</sup>,但在多用途货车领域研究尚少。本文以某多用途货车白车身为研究对象,在详细设计阶段采用多学科优化方法考量关键零件厚度,对弯扭刚度、

模态频率、质量、成本进行最优化设计,深入解析非承载式白车身各设计变量对性能贡献的灵敏度,为性能优化和轻量化提供量化指标,同时为多用途货车白车身轻量化评价体系提供数据支撑。

## 2 相关模型及试验、优化方案

### 2.1 多学科优化数学模型

多学科优化设计是一种考虑多种学科性能要求的综合寻优方法,通过充分探索和利用系统中多个学科的相互影响来设计复杂系统和子系统<sup>[8]</sup>。单目标有约束条件的优化问题可以表示为:

$$\begin{aligned} & \text{Find: } X=[x_1, x_2, \dots, x_n] \\ & \text{Min or Max: } y=f(X) \\ & \text{Subject to: } b_{li} \leq x_i \leq b_{ui} \\ & \text{Subject to: } B_{lj} \leq g_j(x) \leq B_{uj} \\ & 1 \leq i \leq n; 1 \leq j \leq m \end{aligned} \quad (1)$$

式中, $X$ 为设计变量组成的矩阵; $x_i$ 为第*i*个设计变量; $y$ 为关于设计变量的响应; $b_{li}$ 、 $b_{ui}$ 分别为变量 $x_i$ 的下限和上限; $n$ 为设计变量的数量; $g_j(x)$ 为第*j*个约束条件; $B_{lj}$ 、 $B_{uj}$ 分别为约束条件 $g_j(x)$ 的下限和上限; $m$ 为约束条件的数量。

### 2.2 最优拉丁超立方试验设计

汽车工程领域常用的试验设计(Design of Experiment, DOE)方法有正交试验设计法、拉丁超立方试验设计法和均匀试验设计法。

最优拉丁超立方试验设计(Optimal Latin Hypercube Design, Opt LHD)改进了随机拉丁超立方设计的均匀性,使因子和响应的拟合更加精确、真实,使所有试验点尽量均匀分布在设计空间中,具有非常好的填充性和均衡性。故本文采用最优拉丁超立方试验设计法。

### 2.3 多项式响应面

在汽车虚拟仿真工程中,传统的有限元分析方法已经得到广泛运用,但有些仿真计算存在耗时长等问题,近似模型能够依据输入变量信息快速得到输出值,基于近似模型的优化设计被认为是解决复杂工程设计优化问题的有效途径。常采用多项式响应面法(Response Surface Method, RSM)、人工神经网络(Artificial Neural Network, ANN)、径向基函数(Radial Basis Function, RBF)、克里金(Kriging)模型等构建近似模型。

多项式响应面利用多项式函数拟合设计空间,

工程上最常用的是二阶多项式响应面模型:

$$z = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j \quad (2)$$

式中, $z$ 为响应面拟合量; $k$ 为设计变量的数量; $\beta_0$ 、 $\beta_i$ 、 $\beta_{ii}$ 、 $\beta_{ij}$ 为待定系数。

### 2.4 误差分析指标

最常用的近似模型误差分析指标是决定系数(Coefficient of Determination) $R^2$ :

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{test}}} (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^{n_{\text{test}}} (y_i - \bar{y})^2} \quad (3)$$

式中, $y_i$ 为测试样本点的实际响应值; $\hat{y}_i$ 为测试样本点的代理模型预测值; $\bar{y}$ 为 $y_i$ 的平均值; $n_{\text{test}}$ 为测试样本数量。

$R^2$ 可反映近似模型的整体精度,数值越大,模型的精度越高。

### 2.5 优化算法

工程领域,优化算法主要分为局部优化算法和全局优化算法。对于多峰问题,数值优化是一种局部优化算法。局部优化算法开发较早,计算效率高但无法保证优化解的全局有效性,通常用于解决凸问题和单峰优化问题。全局优化方法是一种求解复杂优化问题的方法,可以解决非凸和多峰问题,包括遗传算法、模拟退火算法、粒子群法、蚁群算法等。

## 3 白车身基础性能分析

### 3.1 模态分析

整车设计开发过程中,白车身模态分析求解的是固有频率和振型,目的是了解车身及各系统在受到外界激励时的动态响应,避免共振。利用MSC Nastran软件 Lanczos 算法提取白车身自由状态下第12阶整体扭转模态固有频率为52.49 Hz,如图1所示。



图1 白车身扭转模态振型云图

### 3.2 扭转刚度分析

白车身扭转刚度直接影响车身振动、异响、门洞变形及操控极限,同时体现车身性能水平和轻量化程度。扭转刚度可以用白车身在受到路面扭转载荷作用时,前后相对扭转角度来描述。分析时约束后端悬置安装点的所有平动自由度,约束前端框架中性面下端点垂向平动自由度,在前端悬置安装点施加等大反向的集中载荷,使之产生绕X轴旋转的扭矩,大小为2 000 N·m,结果如图2所示,扭转刚度为34 485.9 N·m/(°)。



图2 白车身扭转变形云图

### 3.3 弯曲刚度分析

白车身弯曲刚度直接影响汽车行驶平顺性及车身与其他系统间的共振,可以用白车身受乘员舱内垂直载荷作用时门槛梁产生的变形描述。分析时约束前端悬置安装点的所有平动自由度,约束后端悬置安装点的垂向平动自由度,在门槛梁上端面中心位置,左右侧分别施加垂直向下的集中载荷,大小为1 500 N,结果如图3所示,弯曲刚度为11 947.3 N/mm。



图3 白车身弯曲变形云图

## 4 设计变量筛选及灵敏度分析

### 4.1 设计变量

设计变量在选取时可以参考以下准则:

- 选取对白车身整体性能贡献起主导作用的零件;
- 通过仿真工程经验判断关键零件;

c. 选择对车身性能贡献的灵敏度有特殊辨识需求的零件;

d. 左、右对称零件合并为一组设计变量;

e. 设计变量选用离散型,使得每一组样本点具有工程意义和指向性。

区别于承载式车身结构,多用途货车白车身可以理解成长头车身和驾驶室结构的组合体,综合考虑其结构特性及现阶段研究的局限性,选取了46个设计变量,具体包括前轮罩、前围板、前地板、后地板、侧围、顶盖、后围7个分总成73个零件的厚度,如图4所示。通过对标国内外3款多用途货车白车身结构料厚,结合材料规格定义优化设计空间。



图4 白车身设计变量示意

### 4.2 试验设计

采用最优拉丁超立方试验设计方法,生成1 680个样本点的设计矩阵,用于进行弯扭刚度、模态频率、质量、成本的试验设计,如图5所示。

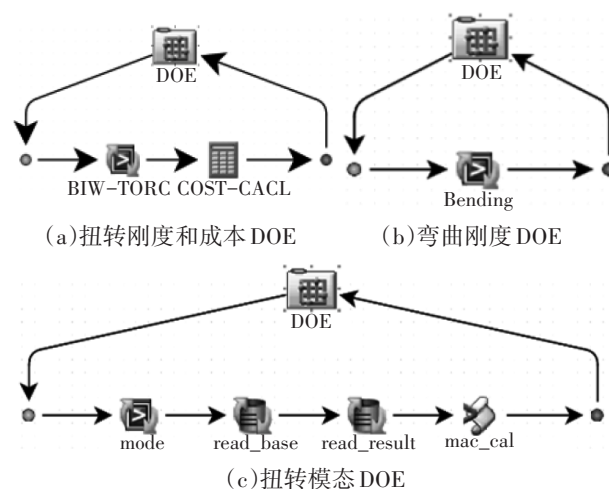


图5 弯扭刚度、模态频率、成本的试验设计流程

帕累托图(Pareto Chart)<sup>[9]</sup>反映样本拟合后模型中所有项对每个响应的贡献程度。各设计变量对扭转刚度、弯曲刚度、扭转模式的敏感程度排序如图6~图11所示。通过试验设计,可以深入理解车身结构,同时可为建立近似模型提供计算样本。

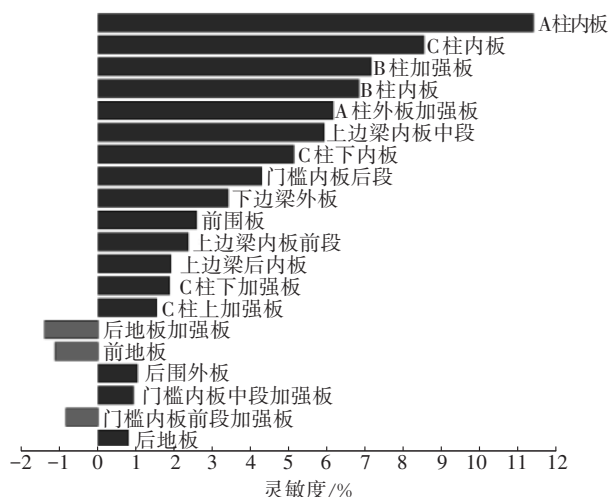


图6 白车身扭转刚度帕累托图

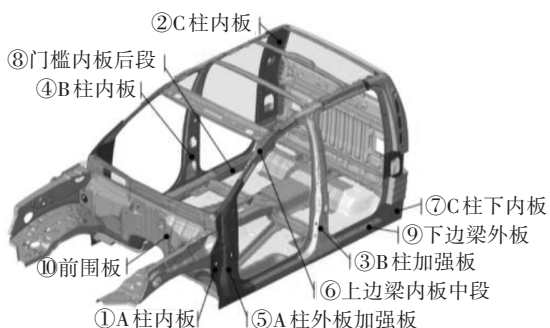


图7 扭转刚度灵敏度排名前10位的零件示意

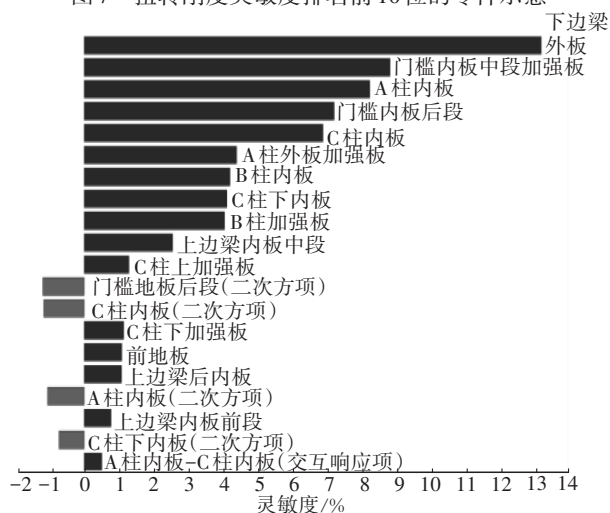


图8 白车身弯曲刚度帕累托图

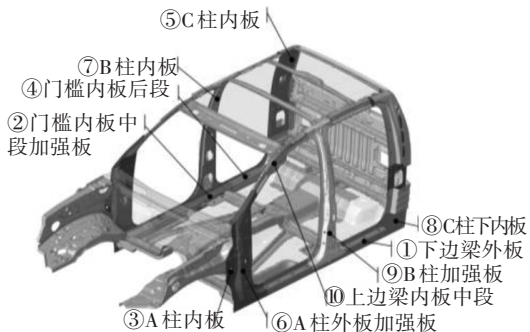


图9 弯曲刚度灵敏度排名前10位的零件示意

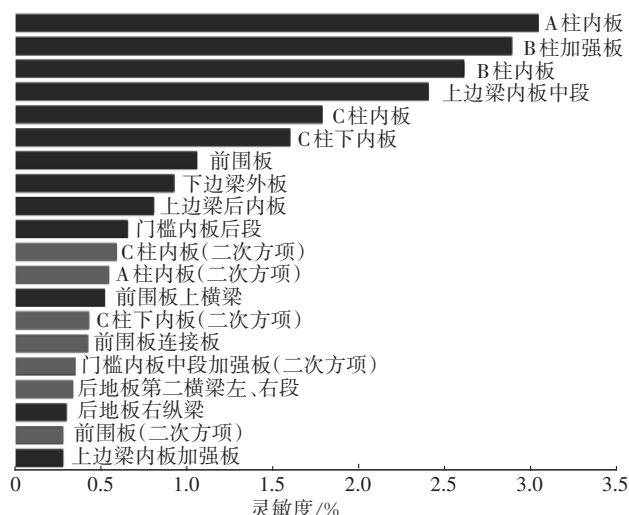


图10 白车身扭转模式帕累托图

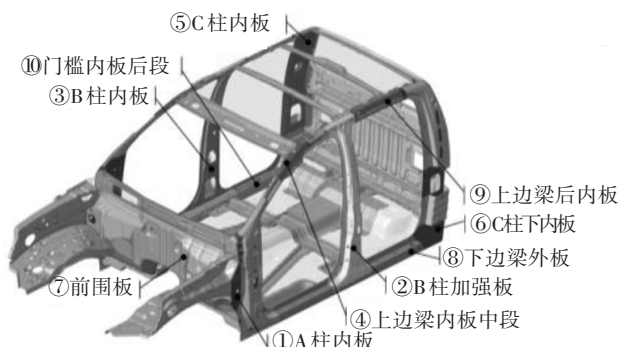
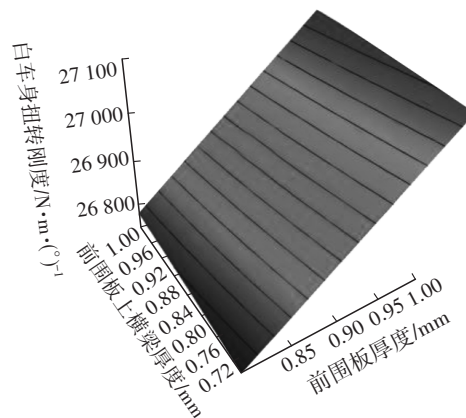


图11 扭转模式灵敏度排名前10位的零件示意

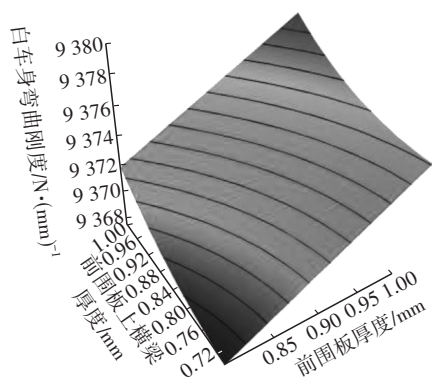
## 5 零件厚度优化

### 5.1 近似模型

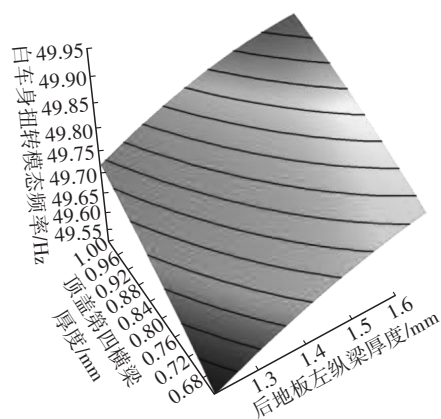
近似模型用数学表达式代替高强度有限元仿真,可减少计算次数,同时可平滑噪声,使数值优化算法能够快速找到全局解。考虑到白车身基础性能与零件厚度变量之间呈线性关系,随机抽取20个样本点,构建弯扭刚度、模态、质量、成本的二阶多项式响应面近似模型,如图12所示,误差分析结果如表1所示。



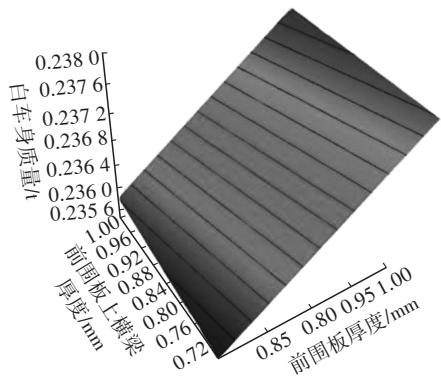
(a) 扭转刚度近似模型



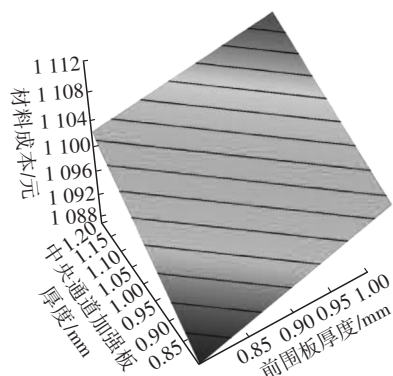
(b)弯曲刚度近似模型



(c)扭转模态近似模型



(d)质量近似模型



(e)成本近似模型

图12 二阶多项式响应面近似模型

表1 白车身优化近似模型精度

响应	$R^2$	平均偏差	最大偏差	均方根偏差
扭转刚度	0.999	0.003	0.010	0.004
弯曲刚度	0.999	0.007	0.013	0.007
扭转模态频率	0.880	0.046	0.125	0.055
质量	1.000	$3.661 \times 10^{-4}$	0.001	$4.681 \times 10^{-4}$
成本	1.000	$8.567 \times 10^{-6}$	$2.302 \times 10^{-5}$	$3.661 \times 10^{-4}$
目标值	$\geq 0.9$	$< 0.2$	$< 0.3$	$< 0.2$

一般认为 $R^2 \geq 0.9$ 时,近似模型的精度可以接受。由表1可知:弯扭刚度、质量、成本响应的 $R^2$ 均接近1,说明这4个响应的近似模型能够很好地替代高强度的有限元仿真模型;模态响应的 $R^2 < 0.9$ ,其原因在于,模态分析得到的固有频率与刚度和质量有关,即设计输入(零件厚度)与模态响应(固有频率、振型、阶次)之间的线性相关性并不强。若进一步提高近似模型的精度,需要继续增加样本点数量,考虑到仿真计算效率以及除 $R^2$ 外的其他3个误差分析次要指标均达标,所以接受已构建的近似模型。

### 5.2 优化结果

通过对标车性能仿真分析,制定该多用途货车白车身整体扭转模态频率、扭转刚度、弯曲刚度的参考指标下限分别为50 Hz、15 000 N·m/(°)、7 000 N/mm。避开现阶段多用途货车白车身基础性能指标制定的局限性,在实施轻量化方案时以保持原车性能水平,权衡各性能的利弊来换取较大幅度轻量化效果为开展思路,具体制定依次递进的3组优化方案,分别为:方案1,保持原车身基础性能水平;方案2,允许静刚度下降10%,扭转模态频率波动2 Hz;方案3,允许静刚度下降20%,扭转模态频率波动4 Hz。利用自动优化算法分别进行以质量最小为目标函数,刚度、模态为约束条件,成本为响应的优化设计,优化结果汇总如表2所示。分别统计3组优化方案中的最优解,如表3~表9所示。

表2 3组优化方案结果汇总

方案	扭转刚度/ $N \cdot m \cdot (^\circ)^{-1}$	弯曲刚度/ $N \cdot (mm)^{-1}$	扭转模态频率/Hz	质量/kg	轻量化比例/%	材料成本下降/元
基准方案	34 486	11 947	52.49	262.46		
方案1	34 408	11 901	54.77	247.83	5.57	175.57
方案2	30 827	10 711	52.25	242.09	7.76	226.24
方案3	27 966	9 622	50.14	236.68	9.82	244.35

表3 顶盖优化前、后设计变量取值

mm

顶盖系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	外板	0.70;0.80	0.80	0.70		
	第一横梁	0.65;0.70;0.80;1.00	0.70	1.00		
	第二横梁	0.65;0.70;0.80	0.70	0.65		
	第三横梁	0.65;0.70;0.80	0.70	0.65		
	第四横梁	0.65;0.70;0.80;1.00	0.80	0.65		

表4 后围优化前、后设计变量取值

mm

后围系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	后围板	0.70;0.80	0.80	0.70		
	中横梁	1.00;1.20	1.00	1.00		

表5 前围优化前、后设计变量取值

mm


前围系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	前围板	0.80;1.00	1.00	0.80		
	上横梁	0.70;0.80;1.00	0.80	0.70		
	上横梁支架	0.80;1.00;1.20	1.00	0.80		

表6 前轮罩优化前、后设计变量取值

mm

前轮罩系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	前轮罩板	0.70;0.80;1.00	0.80	0.70		
	前轮罩侧板	0.70;0.80;1.00	0.80	0.70		

表7 前地板优化前、后设计变量取值

mm

前地板系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	前地板	0.65;0.70;0.80	0.70	0.65		
	中央通道加强板	0.80;1.00;1.20	1.00	0.80		
	前地板纵梁	1.40;1.50;1.60; 1.80	1.60	1.40		
	前地板前横梁	1.20;1.40;1.60	1.40	1.20		
	前地板前横梁加强板	1.60;1.80;2.00; 2.20	2.00	1.60		
	中悬置纵梁	1.40;1.60;1.80	1.60	1.40		
	门槛内板前段加强板	1.40;1.50;1.60	1.50	1.40		
	门槛内板中段加强板	1.40;1.50;1.60; 1.80	1.60	1.50	1.60	1.40
	前地板后横梁	1.60;1.80;2.00	1.80	1.60		
	前地板后横梁补板	1.20;1.40;1.60	1.40	1.20		


表8 后地板优化前、后设计变量取值

mm

后地板系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	后地板	0.65;0.70;0.80	0.70	0.65		
	后地板加强板	0.80;0.90;1.00	0.90	0.80		
	后地板左纵梁	1.20;1.40;1.60	1.40	1.20		
	后地板右纵梁	1.20;1.40;1.60	1.40	1.20		
	后地板第二横梁	1.20;1.40;1.60	1.40	1.20		
	第二横梁左右段	1.60;1.80;2.00;2.40	2.00	1.60		
	后地板第一横梁	1.80;2.00;2.20	2.00	1.80		
	门槛内板后段	1.00;1.20;1.40;1.60	1.20	1.20	1.00	

表9 侧围优化前、后设计变量取值

mm

侧围系统	零件名称	变量水平	基准方案厚度	方案1厚度	方案2厚度	方案3厚度
	前侧围连接板	1.00;1.20;1.40;1.60	1.20	1.00		
	A柱外板加强板	1.20;1.40;1.60;1.80	1.60	1.20		
	A柱内板	0.70;0.80;1.00;1.20	1.00	1.20	1.00	0.80
	B柱加强板	1.40;1.60;1.80	1.60	1.40		
	B柱内板	0.70;0.80;1.00	0.80	1.00	0.70	
	下边梁外板	1.20;1.40;1.60	1.60	1.60	1.40	1.20
	上边梁内板前段	1.20;1.40;1.60;1.80	1.60	1.20		
	顶盖前横梁连接板	0.80;1.00;1.20;1.40	1.00	0.80		
	上边梁内板中段	1.00;1.20;1.60	1.00	1.60		1.00
	上边梁内板加强板	0.80;1.00;1.20	1.00	0.80		
	上边梁后内板	0.80;1.00;1.20	0.80	1.00	0.80	
	C柱上加强板	0.80;1.00;1.20	1.20	0.80		
	C柱下加强板	0.80;1.00;1.20	1.20	1.00	0.80	
	后围连接板	1.20;1.40;1.60	1.60	1.20		
	C柱内板	0.80;1.00;1.20;1.40	1.20	1.20	1.00	0.80
	C柱下内板	1.00;1.20;1.40;1.60	1.20	1.60	1.40	1.20

## 6 结束语

本文以多用途货车为研究对象,选取车身73个零件的1680个样本点进行试验设计,得到各零件对性能贡献量的灵敏度排序。通过加厚敏感部件、减薄不敏感零件,实现车身板件厚度的合理设计,

并采用多学科优化设计方法,从性能、质量、成本3个维度完成了对多用途货车白车身轻量化空间的研究。结果表明:以稳定现有刚度水平为目标,扭转模态频率从52.49 Hz优化到54.77 Hz,可实现质量减轻14.63 kg,材料成本降低175.57元;以允许刚度下降10%为目标,扭转模态与基础车身持平,可

实现质量减轻 20.37 kg,材料成本降低 226.24 元;以允许刚度下降 20%为目标,扭转模态频率较基础车身下降 2.32 Hz,可实现质量减轻 25.78 kg,材料成本降低 244.35 元。

#### 参 考 文 献

- [1] ADL A H, PANAHI M S. Multi-Objective Optimal Design of Passenger Car's Body[C]// ASME 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis. Istanbul, Turkey: ASME, 2010.
- [2] DUDDECK F, MILE E R. Multidisciplinary Optimization of Car Bodies[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2008, 35(4): 375-389.
- [3] YILDIZ A R, SOLANKI K N. Multi-Objective Optimization of Vehicle Crash Worthiness Using a New Particle Swarm Based Approach[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 59(1/2/3/4): 367-376.
- [4] 乔鑫,夏天,刘莹. 基于组合优化策略的白车身轻量化设计[J]. 汽车实用技术, 2018(18): 112-115+120.  
QIAO X, XIA T, LIU Y. Body-in-White Lightweight Based on Strategy of Combinatorial Optimization[J]. Automobile Applied Technology, 2018(18): 112-115+120.
- [5] 史国宏,陈勇,姜欣,等. 基于全参数化模型的白车身多学科设计优化[J]. 汽车工程, 2010, 32(11): 928-931+946.  
SHI G H, CHEN Y, JIANG X, et al. BIW Multidisciplinary Design Optimization Based on Full Parametric Model[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(11): 928-931+946.
- [6] 方健,史国宏. 电动汽车全新架构前期开发中的多学科集成优化设计[J]. 汽车安全与节能学报, 2019, 10(1): 112-118.  
FANG J, SHI G H. Multi-Disciplinary Integrated Optimization Design in New Architecture Advance Development of Electrical Vehicles[J]. Automotive Safety and Energy, 2019, 10(1): 112-118.
- [7] 王登峰,卢放. 基于多学科优化设计方法的白车身轻量化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2015, 45(1): 29-37.  
WANG D F, LU F. Body-in-White Lightweight Based on Multidisciplinary Design Optimization[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2015, 45(1): 29-37.
- [8] 王登峰,嵇建波,史国宏,等. 车身参数化与轻量化设计[M]. 北京:机械工业出版社, 2019.  
WANG D F, JI J B, SHI G H, et al. Parameterized and Lightweight Body Design[M]. Beijing: China Machine Press, 2019.
- [9] 崔新涛. 多材料结构汽车车身轻量化设计方法研究[D]. 天津:天津大学, 2007.  
CUI X T. Methods for Research Lightweight Automobile Body Design Using Multi-Material Construction[D]. Tianjin: Tianjin University, 2007.

(责任编辑 斛 畔)

修改稿收到日期为 2022 年 11 月 28 日。