

# 重型商用车驾驶室轻量化设计<sup>\*</sup>

王新宇<sup>1,2</sup> 王登峰<sup>1</sup> 陈 静<sup>1</sup> 宋学伟<sup>1</sup> 孙万来<sup>2</sup> 刘培武<sup>2</sup>

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025;  
2. 中国第一汽车股份有限公司技术中心, 长春 130011)

**【摘要】** 以某重型商用车驾驶室为研究对象,运用拓扑优化设计方法对该驾驶室进行轻量化分析与改进设计,并与原驾驶室的性能进行了对比。结果表明,轻量化驾驶室的结构强度、刚度和低频固有振动特性不低于原驾驶室,并使驾驶室抗前部摆锤冲击和高顶驾驶室耐顶压性能得到了改善。在不改变驾驶室结构材料特性的条件下,使驾驶室质量减小 46 kg,取得了良好的轻量化效果。

**关键词:** 重型商用车 驾驶室 拓扑优化 轻量化设计  
**中图分类号:** U463.81 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)08-0013-06

## Lightweight Design for Heavy-duty Truck Cab

Wang Xinyu<sup>1,2</sup> Wang Dengfeng<sup>1</sup> Chen Jing<sup>1</sup> Song Xuwei<sup>1</sup> Sun Wanlai<sup>2</sup> Liu Peiwu<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China  
2. R&D Center, China FAW Group Corporation, Changchun 130011, China)

### Abstract

A heavy-duty truck cab was analyzed and lightweight designed by using topological optimization method. Performance of the initial cab and lightweight structure was compared. It indicated that the front pendulum impact property of the cab and roof static pressure performances of the high-roof cab were improved when structural strength, rigidity and low-frequency natural vibration characteristics of the cab were not lower than the initial cab. Meanwhile, structural mass of the cab was reduced by 46 kg without changing of cab materials. A good lightweight design effect is acquired.

**Key words** Heavy-duty truck, Cab, Topological optimization, Lightweight design

### 引言

汽车轻量化主要包括结构轻量化设计、高强和轻质材料及新工艺应用<sup>[1~10]</sup>。近年来国内开始对商用车驾驶室及其附件进行轻量化设计研究<sup>[1~6]</sup>,文献[1~3]分别用拓扑优化方法对驾驶室结构布局、孔洞分布和焊点分布以及驾驶室卧铺骨架结构进行了优化设计,在不降低其静态力学特性及模态频率的前提下,使驾驶室质量减小 4 kg,焊点数减少 32%,卧铺骨架质量减小 2.6 kg;文献[4~6]用灵敏度分析方法确定了驾驶室和车身轻量化设计的敏感

零部件,并据此对驾驶室和车身结构壁厚进行了调整,在保证驾驶室和车身满足被动安全性要求的条件下,取得了明显的减重效果。国外在汽车轻量化技术研究方面做了大量工作<sup>[7~10]</sup>,文献[7~9]分别用高强、轻质材料和内高压成形工艺对汽车保险杠防撞梁、座椅和副车架进行了轻量化研究,在保证使用性能要求的前提下,实现了结构的轻量化。  
本文以某重型汽车驾驶室为研究对象,以结构轻量化和保证结构强度、刚度、固有振动特性、被动安全性为目标,在现有驾驶室结构基础上,通过应用拓扑优化设计方法,对该驾驶室进行轻量化设计。

收稿日期: 2012-02-24 修回日期: 2012-05-12  
<sup>\*</sup> 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110104)和吉林省科技发展计划资助项目(20086007)  
**作者简介:** 王新宇,博士生,中国第一汽车股份有限公司高级工程师,主要从事汽车结构轻量化设计研究,E-mail: wxy\_cs@rdc.faw.com.cn  
**通讯作者:** 王登峰,教授,博士生导师,主要从事汽车结构轻量化设计与应用研究,E-mail: caewdf@jlu.edu.cn

# 1 驾驶室强度、刚度、模态及安全性分析

## 1.1 驾驶室有限元建模

根据驾驶室白车身三维数模及其结构特点,用四节点板壳单元对其进行网格划分,对于个别不规则零件板壁用四边形和三角形混合单元进行网格离散,结构中的梁类零件采用梁单元划分网格,最终得到驾驶室有限元模型包含 124 个零件、196 022 个节点和 191 877 个单元,如图 1 所示。

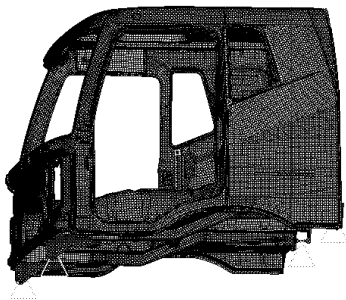


图 1 驾驶室有限元分析模型  
Fig.1 Finite element model of cab

## 1.2 驾驶室刚度与强度分析

在进行驾驶室强度、刚度以及后续的被动安全性分析时,在驾驶室 4 个悬置点处用悬置刚度和阻尼施加约束,在驾驶室悬置与车架连接点处施加固定约束,以模拟驾驶室悬置系统的实车支撑和约束情况。分析驾驶室工作中在受载最严重工况下的白车身结构强度和刚度,作为轻量化设计后与原驾驶室比较的基础。

根据 GB/T 6323.6—1994《汽车操纵稳定性试验方法——稳态回转试验》,确定稳态回转工况驾驶室所受最大侧向加速度为  $6.5\text{ m/s}^2$ ,据此对驾驶室施加侧向惯性载荷,驾驶室的有限元强度和刚度分析结果为最大位移  $0.483\text{ mm}$ 、最大应力  $42.1\text{ MPa}$ ,如图 2 所示。

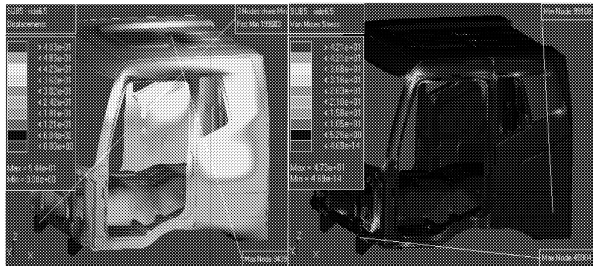


图 2 稳态回转工况下驾驶室位移和应力云图  
Fig.2 Displacement and stress chromotogram of cab under the steady circular work condition

按照 GB/T 12543—2009《汽车加速性能试验方法》,确定驾驶室在加速工况所受的最大纵向加速度为  $5.0\text{ m/s}^2$ ,此工况下驾驶室有限元强度和刚度

分析结果为最大位移  $0.442\text{ mm}$ 、最大应力为  $27.3\text{ MPa}$ ,如图 3 所示。

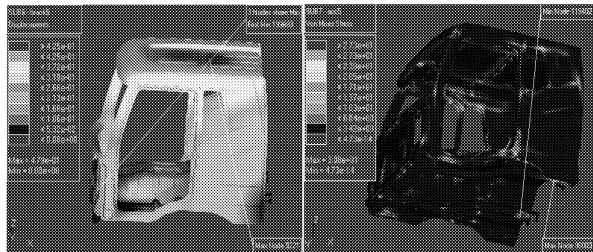


图 3 加速工况下驾驶室位移和应力云图  
Fig.3 Displacement and stress chromotogram of cab under acceleration work condition

根据 GB 12676—1999《汽车制动系统结构、性能和试验方法》,N3 类车辆的最大制动减速度为  $5.0\text{ m/s}^2$ ,确定出作用在驾驶室质心的最大制动惯性载荷,此工况下驾驶室有限元强度和刚度分析结果为最大位移  $0.425\text{ mm}$ 、最大应力为  $55.6\text{ MPa}$ ,如图 4 所示。

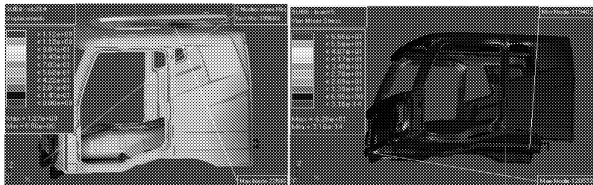


图 4 制动工况下驾驶室位移和应力云图  
Fig.4 Displacement and stress chromotogram of cab under braking work condition

经上述分析可见,该驾驶室在稳态回转、加速及制动工况下,其最大应力均小于相应材料的许用应力,满足结构强度要求;最大变形满足设计要求。

## 1.3 驾驶室白车身模态分析

对驾驶室白车身在自由状态下进行有限元模态分析,得到其前 10 阶弹性固有振动频率。

## 1.4 驾驶室安全性分析

利用 LS-DYNA 软件对该驾驶室白车身的正碰、后推及顶压工况进行仿真分析,以评价驾驶室白车身的被动安全性。

根据 ECE R29-02 法规要求,驾驶室正碰分析时摆锤的撞击能量为  $44.1\text{ kJ}$ ,驾驶室后部准静态加载载荷为  $50.96\text{ kN}$ ,平顶、高顶驾驶室顶部静压施加的载荷为  $98\text{ kN}$ 。

# 2 驾驶室白车身拓扑优化设计

在驾驶室白车身有限元模型的基础上,建立了驾驶室白车身的拓扑优化分析模型。以驾驶室结构质量最小为目标,以驾驶室 1 阶扭转模态频率、驾驶室最大变形和最大应力为约束条件,以结构材料密度为设计变量,并限定玻璃窗口和门孔洞为非设计

区域,用变密度法对驾驶室结构进行拓扑优化分析设计,为了减小计算规模、便于优化分析计算,本文把驾驶室分成顶棚、侧围、前围和地板分别进行分析,在每块截面断开处施加用有限元方法计算出的断面力和力矩约束。

2.1 顶棚拓扑优化设计

根据驾驶室顶棚结构的强度、刚度和模态分析结果,对顶棚施加相应约束后,对顶棚进行拓扑优化分析,结果如图 5 所示。

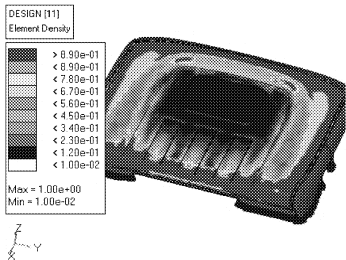


图 5 顶棚拓扑优化结果

Fig. 5 Topological optimization result of roof

根据图 5 中的分析结果和原驾驶室结构特点对驾驶室顶棚进行了结构改进设计,调整了加强筋和加强梁的位置与板厚,结构改进结果如图 6 所示。改进结构质量比原结构减小 12.1 kg。

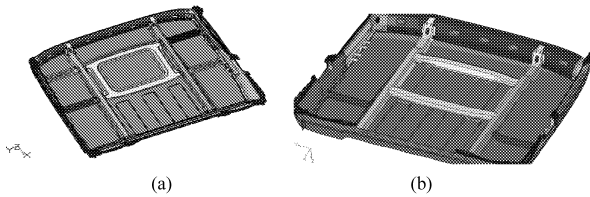


图 6 改进前、后驾驶室顶棚结构

Fig. 6 Cab roof structure before and after improving

(a) 改进前 (b) 改进后

2.2 侧围拓扑优化设计

用同样的方法对驾驶室侧围进行拓扑优化分析,其结果如图 7 所示。

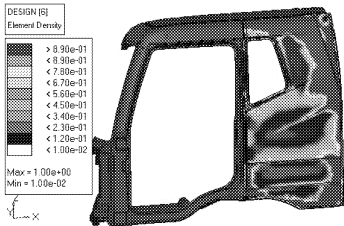


图 7 侧围拓扑优化结果

Fig. 7 Topological optimization result of side wall panel

根据分析结果对驾驶室两侧围进行了结构改进,把原侧围内板做了加筋,内、外板均进行了减薄壁厚处理,并将内、外板由原来的相互分离状态进行了连接,改进前、后侧围内板结构如图 8 所示,改进后两侧围质量减小 17.3 kg。

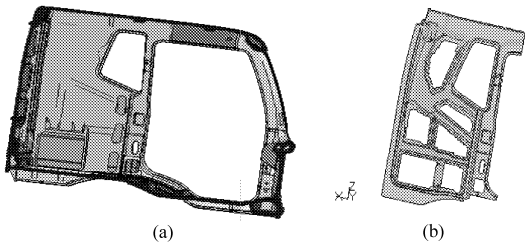


图 8 改进前、后侧围内板结构

Fig. 8 Side-inner wall panel structure

before and after improving

(a) 改进前 (b) 改进后

2.3 地板拓扑优化设计

对地板结构进行拓扑优化分析,结果如图 9 所示。根据图 9 中的结果,对地板后部板件进行了起筋和减薄壁厚改进,如图 10 所示。改进前、后地板结构质量没有发生变化。

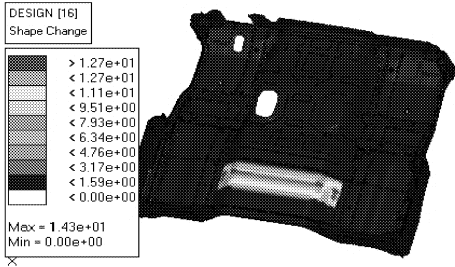


图 9 地板拓扑优化结果

Fig. 9 Topological optimization result of floor

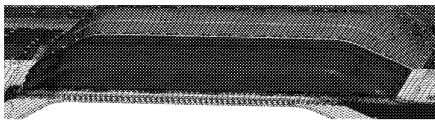


图 10 地板后部加筋改进

Fig. 10 Rib reinforcement of rear floor

2.4 前围拓扑优化设计

用同样的方法对驾驶室前围进行拓扑优化设计,其结果如图 11 所示。

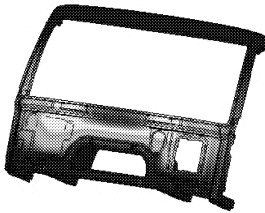


图 11 前围拓扑优化结果

Fig. 11 Topological optimization result of front wall panel

根据前围拓扑优化和驾驶室正碰分析结果,对驾驶室前围的加强梁和布筋进行改进,同时对前围内板进行减薄,改进前、后驾驶室前围结构如图 12 所示,改进后前围结构质量减小 6.4 kg。

2.5 高顶改进设计

原驾驶室高顶部分结构不能承受顶压载荷,主

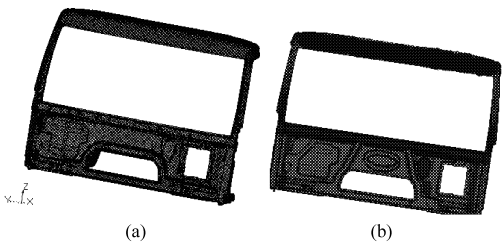


图 12 改进前、后前围结构

Fig. 12 Front wall structure before and after improving  
(a) 改进前 (b) 改进后

要是因为顶压载荷从高顶到下部载荷传递路径不合理。通过改进原高顶结构两侧和后侧梁的位置和尺寸,使其与驾驶室下部各梁的位置有效对接,如图 13 所示,让顶压载荷能顺利向下传递,不对平顶部分的顶部横梁施加弯曲载荷,从而有效增强了高顶部分的承压能力,同时减薄高顶部分外板壁厚,改进后高顶部分质量减小 10.2 kg。

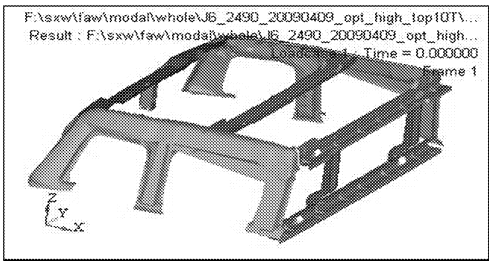


图 13 改进后高顶骨架结构

Fig. 13 High-roof framework after improving

对改进前、后驾驶室结构各分块的最大应力、变形和低频固有振动频率和模态进行了分析对比,结果表明,改进后驾驶室各分块结构在强度、刚度和振动特性上都有一定改善,限于篇幅这里不再一一详述。下面将给出把驾驶室各分块的改进结构组装成整个驾驶室白车身后,得到轻量化驾驶室白车身与改进前驾驶室性能的对比分析结果。

3 驾驶室轻量化设计前、后对比

经轻量化设计后,合成的轻量化驾驶室白车身如图 14 所示,其质量由原来 346.4 kg 减到 300.4 kg,减小 46 kg。在相同的分析工况下,对轻量化驾驶室白车身进行强度、刚度、模态和被动安全性分析,并

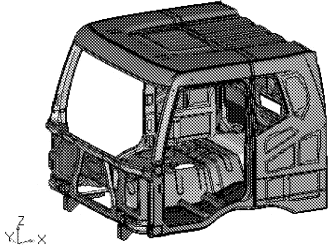


图 14 轻量化驾驶室结构

Fig. 14 Lightweight cab structure

与改进前的相应结果进行比较。

3.1 驾驶室强度、刚度对比分析

轻量化驾驶室白车身在转向、制动和加速工况下的强度、刚度与原驾驶室的分析结果对比如表 1 所示。

表 1 轻量化前、后驾驶室强度和刚度分析结果对比

| Tab.1 Strength and rigidity comparison between initial and lightweight cab |      |       |       |       |
|----------------------------------------------------------------------------|------|-------|-------|-------|
| 参数                                                                         |      | 转向    | 制动    | 加速    |
| 最大位移/mm                                                                    | 原结构  | 0.483 | 0.425 | 0.442 |
|                                                                            | 减重结构 | 0.423 | 0.399 | 0.395 |
| 最大应力/MPa                                                                   | 原结构  | 42.1  | 55.6  | 27.3  |
|                                                                            | 减重结构 | 43.2  | 39.9  | 26.7  |

从表 1 中可看出,除了在转向工况下轻量化驾驶室的最大应力略有增加外,其他位移和应力都有所减小。转向工况下轻量化驾驶室最大应力 43.2 MPa,仍远小于相应材料的许用应力。

3.2 驾驶室振动频率与模态对比

对轻量化驾驶室白车身进行有限元模态分析,并与原结构模态分析结果进行比较,如表 2 和图 15 所示。

表 2 轻量化驾驶室与原结构的固有频率比较

| Tab.2 Natural frequency comparison between initial and lightweight cab |        |         |       |
|------------------------------------------------------------------------|--------|---------|-------|
| 阶次                                                                     | 原结构/Hz | 减重结构/Hz | 改变率/% |
| 1                                                                      | 18.0   | 19.0    | 5.6   |
| 2                                                                      | 33.4   | 35.3    | 5.7   |
| 3                                                                      | 37.2   | 38.8    | 4.3   |
| 4                                                                      | 38.2   | 44.6    | 16.8  |
| 5                                                                      | 38.7   | 45.8    | 18.3  |
| 6                                                                      | 40.4   | 50.6    | 24.6  |
| 7                                                                      | 41.4   | 50.8    | 22.7  |
| 8                                                                      | 42.3   | 53.3    | 26.0  |
| 9                                                                      | 43.5   | 56.8    | 30.6  |
| 10                                                                     | 44.2   | 59.0    | 33.5  |

从表 2 和图 15 中可以看出,轻量化驾驶室的前 10 阶频率均比原驾驶室各相应阶次频率有一定增加,表明轻量化驾驶室的模态刚度有明显改善。在图 15 中列出的轻量化前、后驾驶室白车身的前 4 阶模态振型中,第 1、2 阶振型没有发生变化,只是频率发生了变化;第 3、4 阶振型完全不同。

3.3 驾驶室安全性对比

用与 1.4 节同样的方法对轻量化驾驶室进行正碰、后推和顶压仿真分析,得到驾驶室变形和应力分布结果,并与相同时刻原驾驶室相应分析结果进行

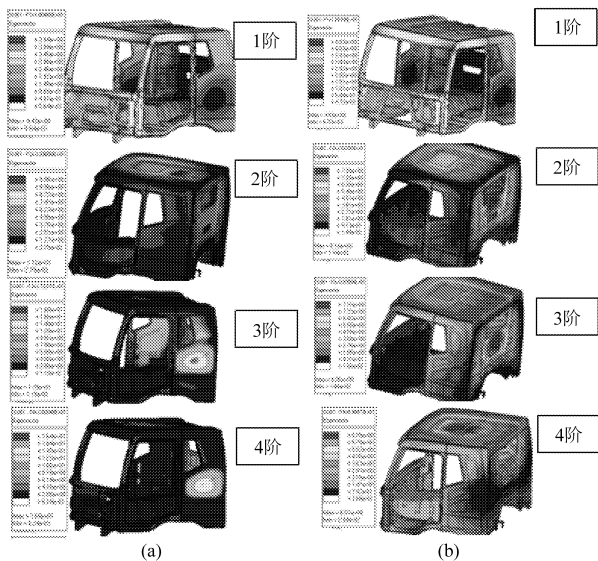


图 15 轻量化前、后驾驶室模态振型对比  
Fig. 15 Modal comparison between initial and lightweight cab  
(a) 轻量化前 (b) 轻量化后

对比。驾驶室正碰仿真分析结果如图 16 所示。从图中可见,原驾驶室白车身受到正面冲击后变形较大,A 柱中下部为结构抗冲击性能的薄弱点,需要对结构进行改进以提高其抗正面摆锤冲击的结构安全性;轻量化驾驶室白车身抗前碰能力得到明显提升,满足 ECE R29-02 规定的乘员生存空间要求。

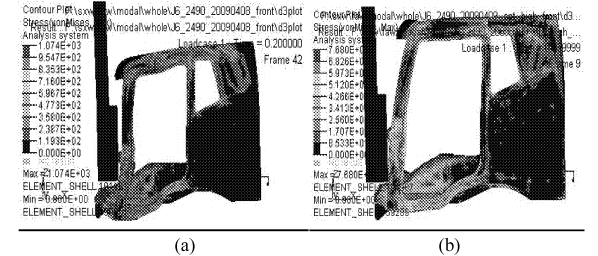


图 16 轻量化前、后驾驶室正碰仿真结果对比  
Fig. 16 Swing-bob front impact result comparison between initial and lightweight cab  
(a) 轻量化前 (b) 轻量化后

轻量化设计前、后驾驶室后推仿真结果对比如图 17 所示。从图中可以看出,轻量化驾驶室与原驾驶室在施加后推作用力 200 ms 时的应力分布基本相同;驾驶室变形均很小,满足 ECE R29-02 规定的乘员生存空间要求。

轻量化前、后高顶和平顶驾驶室顶压仿真结果对比如图 18 所示。从图中可见,原平顶驾驶室没有发生塑性变形,驾驶室白车身可以承受施加的顶压载荷作用。高顶驾驶室受到顶压时,高顶部分被压溃,导致驾驶室整体发生塑性变形,可见,高顶驾驶室不能承受施加的顶压载荷,需要进行结构改进。轻量化后平顶和高顶驾驶室都能够承受 98 kN 的顶

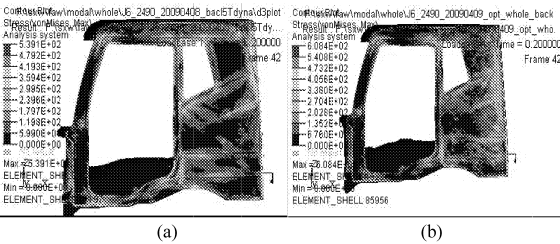


图 17 轻量化前、后驾驶室后推仿真结果对比  
Fig. 17 Rear wall strength comparison between initial and lightweight cab  
(a) 轻量化前 (b) 轻量化后

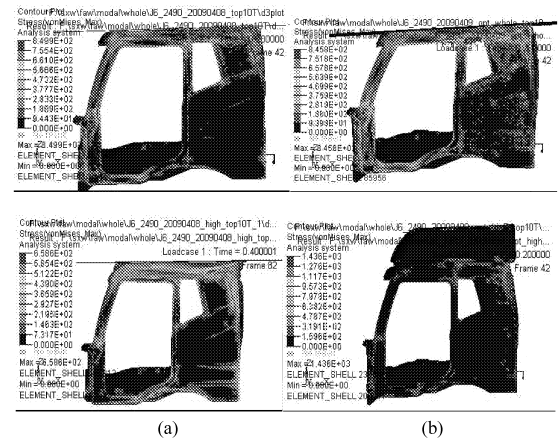


图 18 轻量化前、后平顶和高顶驾驶室顶压分析结果对比  
Fig. 18 Roof strength comparison of high and flat roof cab before and after lightweight  
(a) 轻量化前 (b) 轻量化后

压载荷作用,驾驶室变形小,乘员有足够生存空间。

#### 4 轻量化前、后驾驶室静刚度试验结果

为了检验轻量化驾驶室是否满足静态弯曲与扭转刚度要求,在实验室内对高顶轻量化驾驶室进行了静态扭转和弯曲刚度试验,并与原高顶驾驶室的相应试验结果进行了对比。轻量化驾驶室进行静态扭转刚度试验时,在驾驶室后部施加 8 000 N·m 的扭矩,分 4 步进行加载;进行轻量化驾驶室弯曲刚度试验时,在驾驶室两座椅固定处各施加 2 400 N 载荷,图 19 为轻量化驾驶室弯曲与扭转刚度试验现场,试验结果如表 3 所示。

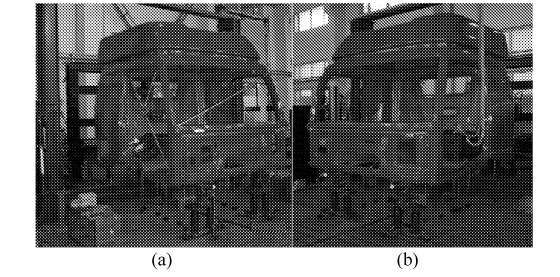


图 19 轻量化驾驶室静刚度试验现场  
Fig. 19 Static stiffness test of lightweight cab  
(a) 扭转刚度试验 (b) 弯曲刚度试验

表 3 轻量化前、后驾驶室静态刚度对比  
Tab.3 Static stiffness comparison between  
initial and lightweight cab

| 参数                                                | 轻量化前   | 轻量化后   | 变化率/% |
|---------------------------------------------------|--------|--------|-------|
| 扭转刚度/ $\text{N}\cdot\text{m}\cdot(^{\circ})^{-1}$ | 34 934 | 35 697 | 2.2   |
| 弯曲刚度/ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$               | 14 599 | 14 187 | -2.8  |

从表 3 中可以看出,轻量化驾驶室白车身的扭转刚度增加了 2.2%,弯曲刚度降低了 2.8%,但仍然满足对商用车驾驶室白车身静态弯曲刚度要求。

5 结论

(1) 在稳态回转、加速和制动惯性载荷作用下,

驾驶室白车身的最大应力和变形较小,满足驾驶室使用要求;驾驶室的主要低频模态频率满足设计要求;驾驶室耐正面摆锤冲击性能和高顶驾驶室抗顶压性能不满足 ECE R29-02 要求。

(2) 轻量化驾驶室白车身与原驾驶室相比强度、刚度、固有振动频率略有改善,平顶驾驶室耐顶压和后推性能与原结构相当,驾驶室抗前部摆锤冲击和高顶驾驶室抗顶压性能明显改善,并实现质量减小 46 kg。

(3) 轻量化驾驶室白车身的扭转刚度增加了 2.2%,弯曲刚度降低了 2.8%,但仍然满足对商用车驾驶室白车身静态弯曲刚度要求。

参 考 文 献

1 于多年,王登峰,汪振华,等. 基于拓扑优化的重型货车驾驶室轻量化技术研究[J]. 汽车技术,2009(9):18~21.  
Yu Duonian, Wang Dengfeng, Wang Zhenhua, et al. Light weight design of heavy duty truck cab based on topology optimization[J]. Automobile Technology, 2009(9):18~21. (in Chinese)

2 王登峰,张斌,陈静,等. 商用车驾驶室白车身焊点减缩拓扑优化研究[J]. 汽车工程,2009,31(4):326~330.  
Wang Dengfeng, Zhang Bin, Chen Jing, et al. A study on topology optimaization for the cab BIW of a commercial vehicle aiming at welding spot reduction[J]. Automotive Engineering, 2009,31(4):326~330. (in Chinese)

3 李正茂,陈静,王登峰,等. 商用车驾驶室卧铺骨架的轻量化设计[C]//2010 年中国汽车工程学会年会论文集,北京:机械工业出版社,2010:1 193~1 196.  
Li Zhengmao, Chen Jing, Wang Dengfeng, et al. Weight-reduction design on sleeper frame of commercial vehicle cab[C]//2010 SAE-China Congress Proceedings, Beijing: China Machine Press, 2010:1 193~1 196. (in Chinese)

4 黄玉鹏,万鑫铭,王善坡,等. 基于灵敏度分析的驾驶室轻量化[J]. 工程机械,2010,41(7):16~18,48.

5 叶辉,胡平,申国哲,等. 基于灵敏度分析和碰撞仿真的汽车车身轻量化优化设计[J]. 农业机械学报,2010,41(10):18~22,27.  
Ye Hui, Hu Ping, Shen Guozhe, et al. Lightweight optimization design of car body based on sensitivity of side crash simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(10):18~22,27. (in Chinese)

6 万鑫铭,李阳,黄玉鹏,等. 以安全为主要目标的重型汽车驾驶室轻量化设计研究[J]. 汽车工程学报,2011,1(2):134~139.  
Wan Xinming, Li Yang, Huang Yupeng, et al. Lightweight cab design of heavy truck based on safety[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2011,1(2):134~139. (in Chinese)

7 Iyer Ram S, Montroy Timothy, Morgans Shawn, et al. Application of advanced high strength stainless steel for mass reduction in automotive structures—a front bumper beam case study[C]. SAE Paper 2011-01-1054, 2011.

8 Hojnacki Henry E, Taka Ghazwan. Light-weight automotive seating system[C]. SAE Paper 2011-01-0424, 2011.

9 Chiu Huang C K, Chang M Y, Chi S H. The lightweight chassis sub-frame design by applying hydro-forming technology[C]. SAE Paper 2010-01-0989, 2010.

10 青山公彦,樱田澈. 商用车轻量化技术[J]. 轻型汽车技术,2002(8):25~29.

11 余景宏. 欧洲牵引车在轻量化方面的有效举措[J]. 商用汽车,2009(8):90~93.  
Yu Jinghong. How European manufacturers realized the lightweight of their tractors[J]. Commercial Vehicle, 2009(8):90~93. (in Chinese)