

基于动态峰值力的客车车架轻量化研究

杜光超^{1a,1b,2},郑莉莉^{1a,1b,2},戴作强^{1a,1b,2},张志超^{1a,1b,2}

(1. 青岛大学 a. 机电工程学院; b. 动力集成及储能系统工程技术中心, 山东 青岛 260071;

2. 电动汽车智能化动力集成技术国家地方联合工程技术中心(青岛), 山东 青岛 260071)

摘要:以某纯电动城市客车车架为研究对象,建立客车整车虚拟样机模型,选择满载弯曲工况与扭转工况对客车进行整车仿真分析,提取各工况各载荷动态峰值力,对客车车架进行参数化优化设计,并对优化前后车架进行对比分析。结果表明,优化后的车架减重 12.73%,在扭转工况下最大应力为 200 MPa,最大变形为 7.45 mm,车架强度与刚度满足安全要求。

关键词:电动客车;车架;虚拟样机;动态峰值力;有限元分析;轻量化

中图分类号:TH122; U463.32 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2020)02-0182-06

Research on Light Weight of Bus Frame Based on Dynamic Peak Force

DU Guangchao^{1a,1b,2}, ZHENG Lili^{1a,1b,2}, DAI Zuoqiang^{1a,1b,2}, ZHANG Zhichao^{1a,1b,2}

(1. a. College of Mechanical and Electrical Engineering, b. Engineering Center of Power Integration and Energy Storage System, Qingdao University, Qingdao 260071, China; 2. National and Local Joint Engineering Technology Center for Electric Vehicle Intelligent Power Integration Technology (Qingdao), Qingdao 260071, China)

Abstract: The frame of a pure electric bus is taken as research object, the virtual prototype model of the whole bus is established, the full load bending and torsion conditions are selected to carry out its simulation analysis, and the dynamic peak force of each load in each working condition is extracted, then the parametric optimization design of the bus frame and the comparison analysis before and after optimization are carried out. The results show that the optimized frame weight is 12.73%, the maximum stress is 200 Mpa and the maximum deformation is 7.45 mm under torsional conditions, and its strength and stiffness meet the safety requirements.

Keywords: electric bus; frame; virtual prototype; dynamic peak force; finite element analysis; lightweight

0 引言

随着新能源汽车节能、绿色、简便等优点逐渐被认可,纯电动汽车正慢慢替代传统的燃油车走进日常生活^[1]。汽车结构的轻量化设计可以使汽车减重,在降低制造成本的同时可以减少油耗,为可持续发展做出贡献。汽车轻量化的主要方法是寻找新的替代材料、新的工艺技术和结构设计优化^[2]。在客车车架轻量化的结构设计优化中,满足强度、刚度等要求是设计的基础^[3]。

汽车车架轻量化的研究已备受关注。李越辉等^[4]在 ANSYS 中建立某车的车架模型,在满足强度和刚度要求下,成功地实现轻量化目标。张志鹏^[5]建立某货车的车架有限元模型,在不同工况静力学分析的基础上完成优化,顺利地使车架减重 11.66%。CHEN 等^[6]建立某车车架有限元模型,进行了轻量化优化设计,也使车架减重 8%。刘国刚^[7]通过 ANSYS 软件建立某重载 AGV 车架有限元模型,在静态分析研究的基础上进行了轻量化设计,优化后的车架减重 12%。为使有限元的分析更具准确性,本文运用 ADAMS/Car 软件创建了整车虚拟样机模型,

然后在 C 级路面模型中模拟得出满载弯曲工况和扭转(右前轮下沉)工况下与车架连接的各载荷的动态载荷峰值力,最后建立客车底盘车架有限元模型,以动态峰值载荷力为荷载约束,对车架进行有限元分析,在此基础上完成对车架轻量化的优化设计,形成了一套车架多学科优化的新方法。

1 客车车架基于动态峰值力的分析

1.1 整车虚拟样机模型的建立

本文的研究对象是某纯电动城市客车,依据客车车架在实际运行时的载荷分布状况对客车底盘车架施加载荷。纯电动城市客车的载荷形式以及载荷处理方式如表 1 所示(客车整车电池组数量为 9 块,包含 4 块大电池包,5 块小电池包)。在 ADAMS/Car 软件中修改模型参数依次完成车身模型、悬架系统模型、转向系统模型和前后轮轮胎模型的创建,将各总成载荷以质量点的形式简化,利用固定约束的方式固连在车架上。整车模型由各子系统模型装配而成,整车模型如图 1 所示。

基金项目:青岛博士后应用基金(40518060027)

第一作者简介:杜光超(1995—),男,山东青岛人,硕士研究生,研究方向为新能源电动汽车。

表 1 纯电动城市客车载荷以及载荷处理方式

载荷名称	数量	载荷质量/kg	处理方式
乘客	63 人(60 kg/人)	3 780	均布载荷
整车整备	1 辆	13 900	均布载荷
车载电池包	9 块	2 300	均布载荷
电机	1 个	980	集中力
蓄电池	2 块	100	集中力



图 1 整车模型

1.2 路面模型的建立

路面模型的建立是利用 MATLAB 生成路面谱程序, 然后与 ADAMS/Car 相结合构成随机路面^[8]。根据国标 GB7031-86, 建议路面功率谱密度表示为^[9]

$$G_q(n') = G_q(n_0) \left(\frac{n'}{n_0} \right)^{-\omega} \quad (1)$$

式中: n' 为空间频率; n_0 为参考空间频率, $n_0 = 0.1 \text{ m}^{-1}$; $G_q(n_0)$ 为空间频率 n_0 时的路面功率谱密度, 称为路面不平度系数; ω 为频率指数。

在整个频率范围内路面输入速度功率谱是常数值, 随机不平度路面可以由一组白噪声通过一个成形滤波器构成^[10], 所以单轮路面作用的激励用微分方程代替为:

$$x_g \ddot{x}_g + 2\pi f_0 x_g + 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v_0 \dot{x}_g = 0 \quad (2)$$

式中: x_g 为路面垂直位移输入; f_0 为路面输入下的截止频率; v_0 表示车速。

采用正弦波叠加法原理, 对路面谱采用多种形式的三角函数进行模拟。为获得随机路面的不平度, 将空间频率为 $n_{\text{mid},i} (i=1, 2, \dots, m)$, 标准差为 $\sqrt{G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i}$ 的正弦波函数表示成路面模型, 将正弦波函数表示为^[11]:

$$q_i(x) = \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i} \sin(2\pi n_{\text{mid},i} x + \theta_i) \quad (3)$$

把各个区间的正弦波函数叠加, 得到随机路面的不平度模型:

$$q(x) = \sum_{i=1}^m \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i} \sin(2\pi n_{\text{mid},i} x + \theta_i) \quad (4)$$

式中: θ_i 为 $[0, 2\pi]$ 分布的随机数; x 为路面纵向位置。

实际运行工况时的路面是随机离散的, 各个方向均呈现不规则性^[12]。所以, 基于纵向叠加原理, 将上式表示为:

$$q(x, y) = \sum_{i=1}^m \sqrt{2G_q(n_{\text{mid},i}) \Delta n_i} \sin(2\pi n_{\text{mid},i} x + \theta_i(x, y)) \quad (5)$$

式中 $\theta_i(x, y)$ 为 $[0, 2\pi]$ 上的路面任意位置的随机数。

根据上述原理, 在 MATLAB 中编制了 C 级随机路面

模型的路面谱, 将路面谱程序导入 ADAMS/Car 中, 利用 Road Builder 模块建立 C 级路面模型。图 2 所示为整车与道路模型。

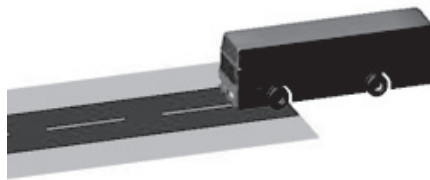


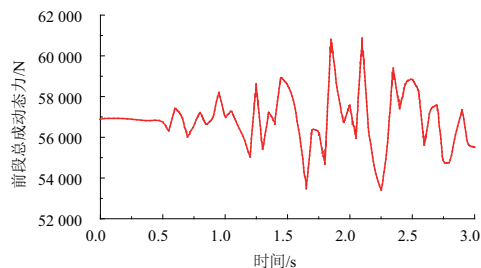
图 2 整车与道路模型

1.3 纯电动城市客车的虚拟样机仿真

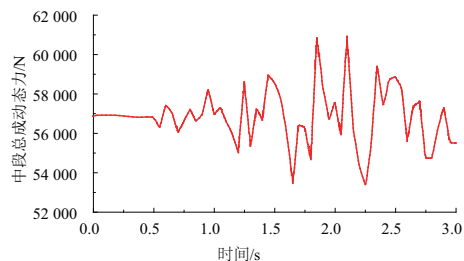
在汽车的虚拟样机仿真过程中, 搭建的样车必须满足以一定的速度在不同的道路工况中行驶一段距离。从现有车架理论和实验成果可见, 汽车行驶最常见的工况是满载弯曲工况, 受力最差的工况是扭转工况, 因此本文选择满载弯曲与扭转(右前轮下沉)两个工况进行整车模拟仿真。

1) 满载弯曲动态峰值力提取

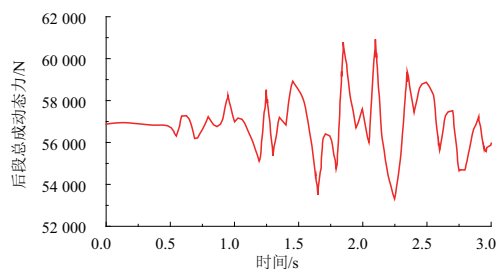
满载弯曲工况主要模拟的是整车在 C 级路面行驶时, 车载载荷与车身连接处的动态力情况。由于乘客以及整车整备作为均布载荷均匀地加载在车架上, 因此将乘客及整车整备质量分为均匀的前、中、后 3 段总成分别作用在整车车架的前、中、后段部分, 其他载荷根据作用位置作用在车架上。提取整车各载荷的动态力如图 3 所示。



(a) 前段总成动态力随时间变化曲线



(b) 中段总成动态力随时间变化曲线



(c) 后段总成动态力随时间变化曲线

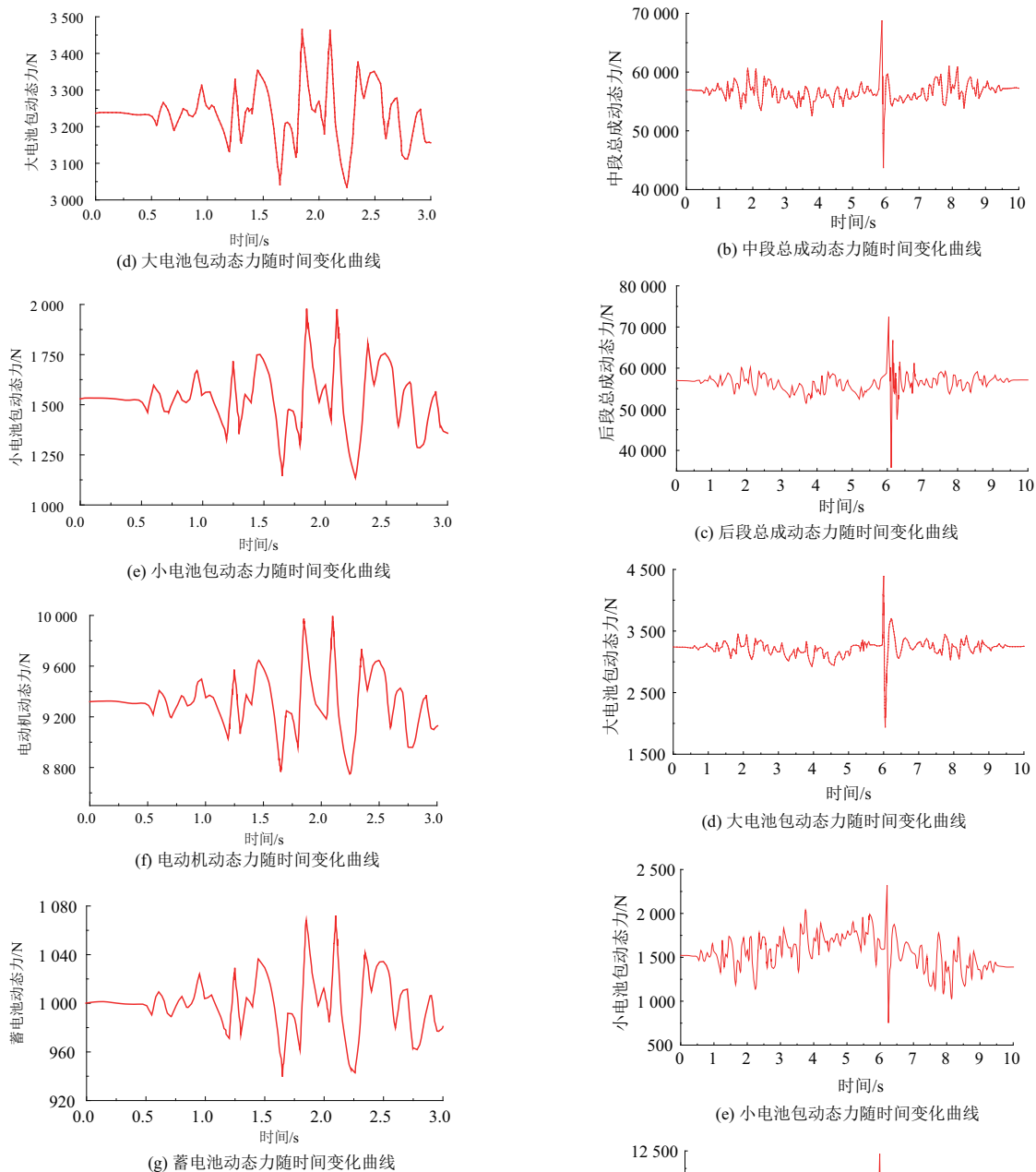


图3 满载弯曲各载荷动态力随时间变化曲线

2) 扭转工况动态峰值力的提取

扭转工况(右前轮下沉)为车辆行驶最恶劣的工况。本文模拟的扭转工况是在路面设置一个长1m、宽0.5m、深0.12m的凹坑^[13],客车以20km/h的速度行驶过去。仿真结束后,提取整车各载荷的动态力如图4所示。

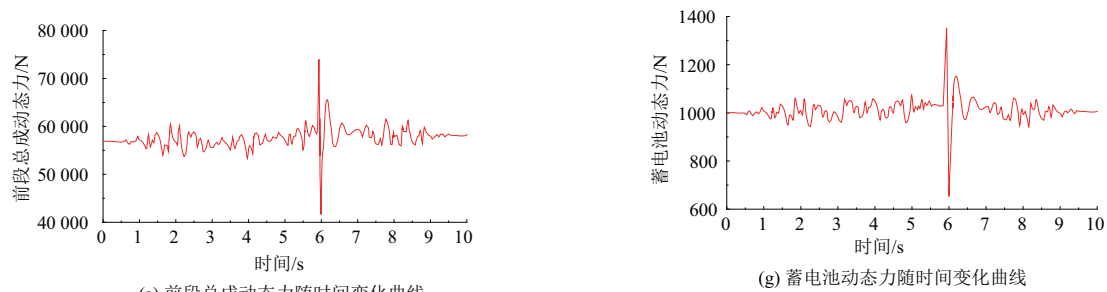


图4 扭转各载荷动态力随时间变化曲线

通过 ADAMS/Car 对纯电动城市客车进行整车仿真,获得满载弯曲工况与扭转工况中各载荷沿竖直方向的动态峰值力。其中,在满载弯曲工况中,乘客及整车整备动态峰值力为 182 720 N、大电池包动态峰值力为 3 465 N、小电池包动态峰值力为 1 980 N、电动机动态峰值力为 9 995 N 和蓄电池动态峰值力为 1 072 N;在扭转工况中,乘客以及整车整备动态峰值力为 215 225 N、大电池包动态峰值力为 4 389 N、小电池包动态峰值力为 2 321 N、电动机动态峰值力为 12 382 N 和蓄电池动态峰值力为 1 352 N。将获得的动态峰值力与静载荷的大小比较,如表 2 所示。

表 2 底盘车架各载荷动态峰值力与静态载荷比较

工况	载荷名称	静态载荷/N	动态峰值力/N	动载系数值
满载弯曲	乘客及整车整备	176 800	182 720	1.03
	大电池包	3 300	3 465	1.05
	小电池包	1 800	1 980	1.10
	电动机	9 800	9 995	1.02
	蓄电池	1 000	1 072	1.07
扭转	乘客及整车整备	176 800	215 225	1.22
	大电池包	3 300	4 389	1.33
	小电池包	1 800	2 321	1.29
	电动机	9 800	12 382	1.27
	蓄电池	1 000	1 352	1.35

2 客车车架基于动态峰值力的有限元分析

2.1 客车车架有限元模型的建立

该纯电动城市客车车架长约 12 m、宽约 2.5 m、高约 3.2 m,主要由不同厚度的矩形钢和槽型钢构成。根据客车的二维图形在三维建模软件 SolidWorks 中建立客车的三维模型,将导出的 stp 格式三维模型导入 SpaceClaim 软件中进行前处理;将抽取完中间面并且简化完成的模型导入到 HyperMesh 软件中,对模型进行几何清理和网格划分。网格单元尺寸选择为 10 mm,模型划分完网格后的网格数目为 600 369,节点数目为 592 037。有限元模型如图 5 所示。车架的材料属性见表 3 所示。车载电池包安装位置及荷载分布情况如图 6 所示。

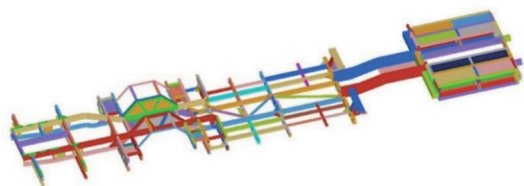


图 5 车架有限元模型

表 3 车架材料 Q345 的参数

弹性模量/ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)	泊松比	屈服极限/MPa	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
2.1×10^{11}	0.3	345	7 850

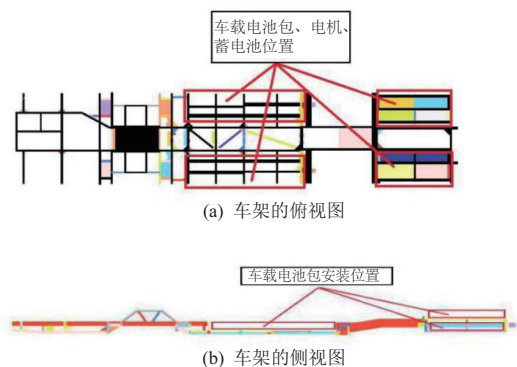


图 6 车架电池包安装位置及载荷分布

2.2 客车车架有限元分析计算

将客车动态仿真所提取的各总成动态峰值力施加到车架有限元上,作为分析的荷载约束,在 ANSYS 计算软件中对客车车架满载弯曲工况与扭转工况(右前轮下沉)进行有限元分析计算,得到两种工况下的应力云图与位移云图,如图 7 和图 8 所示。两种工况下的最大应力值均低于材料屈服极限 345 MPa。满载弯曲工况下,最大应力位置在后段车载电池包支架与右后轮架连接位置,最大应力值为 138.09 MPa,最大变形位置在车架中段小电池包左侧支架处,最大变形量为 3.69 mm,安全系数为 2.5;扭转工况(右前轮下沉)下,最大应力位置发生在后段车载电池包支架与左后轮架连接位置,最大应力为 196.8 MPa,最大变形位置发生在车架中段小电池包右侧支架,最大变形量为 4.70 mm。两种工况下的应力与变形情况总结如表 4 所示。已知车架材料 Q345 的最大屈服强度为 345 MPa,取安全系数为 1.5,而应力状况最差工况——扭转工况下的最大应力为 196.8 MPa,安全系数为 1.75, > 1.5,因此客车底盘车架在刚度和强度方面存在较大的可优化空间。

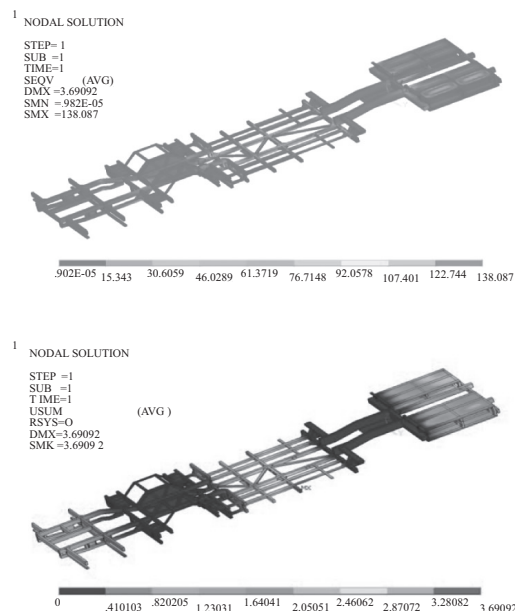


图 7 基于动态峰值力满载弯曲应力和位移云图

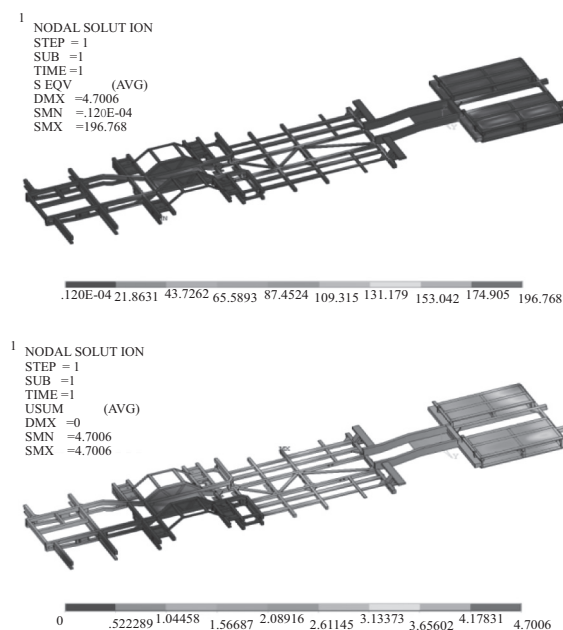


图8 基于动态峰值力扭转应力和位移云图

表4 各工况应力与变形情况

工况	最大应力/ MPa	最大应力 位置	最大变 形/mm	最大变形 位置
满载 弯曲	138.09	后段车载电 池支架与右后 轮架连接位置	3.69	车架中段 小电池包 左侧支架
扭转(右 前轮下 沉)	196.80	后段车载电 池支架与左后 轮架连接位置	4.70	车架中段 小电池包 右侧支架

3 客车车架基于动态峰值力的设计优化

3.1 设计优化理论基础

汽车车架优化设计时可以选择拓扑优化、尺寸参数优化和形状优化等^[14],优化设计的数学模型由设计变量、目标函数与约束条件构成。设计变量 $(w_1, w_2, \dots, w_n)$ 是优化过程中发生改变而达到优化目的的变量;目标函数 $f(W) = f(w_1, w_2, \dots, w_n)$ 即优化目的,是关于设计变量的函数,是要尽量达到最优要求的数值;约束条件 $(g_i(W), h_k(W) \dots)$ 是限制设计变量的条件,是约束设计的数值。

优化设计的数学模型为^[15]:

目标函数 $f(W) = f(w_1, w_2, \dots, w_n)$

$$\text{约束条件} \begin{cases} g_i(W) \leq 0, i=1, \dots, m \\ h_k(W) = 0, k=1, \dots, m_h \\ w_j^L \leq w_j \leq w_j^V, j=1, \dots, n \end{cases}$$

3.2 客车底盘车架参数化优化设计

本文运用 Optistruct 模块中的 Optimization 命令,对客

车底盘模型做参数化优化设计。设计目标函数 $f(W)$ 是车架质量最小;定义约束为车架的应力和变形的上限值;设计变量为零件的厚度 $X1, X2, X3, X4, X5$,要求是应力小、变形小的左右两侧梁以及前后横梁,如图9所示。已知模型在扭转(右前轮下沉)工况下的最大应力为196.8 MPa,最大变形为4.70 mm,将应力约束的最大上限值定为200 MPa,最大变形量放宽到10 mm。

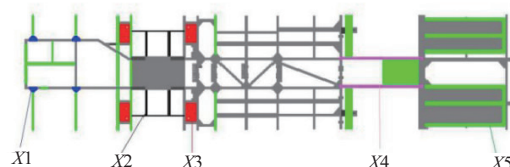


图9 优化位置

优化时的迭代次数为9次,最后一步迭代壳厚云图如图10所示。优化开始前车架的质量为2.2 t,优化完成后车架的质量为1.92 t,相比较减少了12.73%。表5所示为各设计变量优化前后的数值对比。

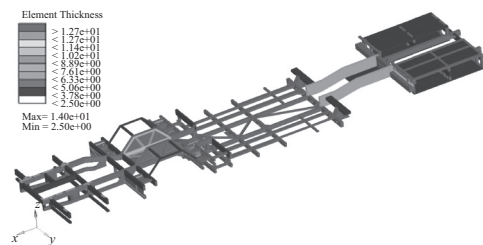


图10 最后一步迭代壳厚云图

表5 优化前后各设计变量数值比较

设计变量	初始值/mm	优化后数值/mm	变化量/(%)
X1	4	2.636	-34.1
X2	5	3.000	-40.0
X3	6	4.000	-33.3
X4	8	6.428	-19.7
X5	10	8.470	-15.3

3.3 优化结果分析与对比

根据客车车架的优化结果,将优化后的客车底盘车架重新建模,对其进行静强度分析,校核应力要求最高的扭转(右前轮下沉)工况,图11表示优化后的扭转工况下变形云图与应力云图。客车底盘车架优化后扭转工况下的最大应力为200 MPa,最大变形为7.45 mm,符合底盘钢Q345的强度要求。表6所示为优化前后扭转(右前轮下沉)工况下应力与位移结果对比。

表6 优化前后各响应参数对比

参数	优化前数值	优化后数值	变化量/(%)
变形	4.70 mm	7.45 mm	+58.5
应力	196.8 MPa	200 MPa	+1.6
质量	2.2 t	1.92 t	-12.73

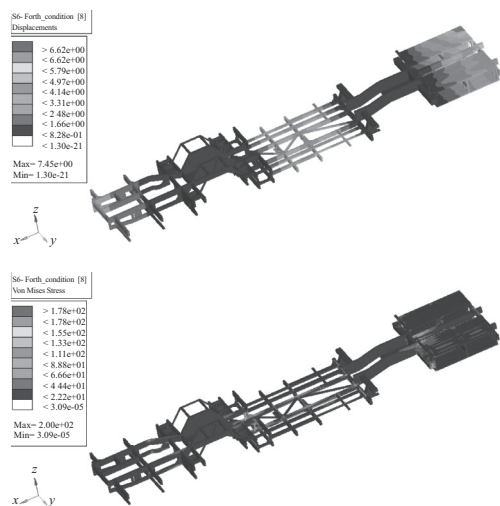


图 11 优化后扭转(右前轮下沉)工况下变形与应力云图

4 结语

本文运用 ADAMS/Car 软件搭建了整车虚拟样机模型,然后在 C 级路面模型中模拟得出满载弯曲工况和扭转(右前轮下沉)工况下与车架连接的各载荷的动态载荷峰值力,最后建立客车底盘车架有限元模型,以动态峰值载荷力为荷载约束,对车架进行有限元分析。结果显示,应力状况最差工况——扭转(右前轮下沉)工况下的最大应力为 196.8 MPa,最大变形为 4.70 mm。利用参数化优化设计对客车底盘模型进行优化,优化完成后的车架质量减少了 12.73%,车架的最大应力为 200 MPa,最大变形为 7.45 mm,满足强度与刚度要求。基于动态峰值力对客车底盘车架进行有限元分析时不必考虑动载系数的取值,提高了有限元分析的准确性。

参考文献:

- [1] 李娟. 纯电动汽车与燃油汽车动力系统生命周期评价与分析[D]. 长沙:湖南大学, 2015.
- [2] 马鸣图, 易红亮, 路洪洲, 等. 论汽车轻量化[J]. 中国工程科学, 2009, 11(9): 20-27.
- [3] 郭立群. 商用车车架拓扑优化轻量化设计方法研究[D]. 吉林:吉林大学, 2011.
- [4] 李越辉, 尉庆国, 徐彬, 等. 基于灵敏度分析的节能赛车车架轻量化设计[J]. 机械制造与自动化, 2014, 43(1): 134-137.
- [5] 张志鹏. 基于 HYPERMESH 和 OPTISTRUCT 的某卡车车架轻量化研究[D]. 西安:长安大学, 2017.
- [6] CHEN Z, WANG T, ZHAO Z, et al. The lightweight design of a dump truck frame based on dynamic responses[C]. Automation and Computing (ICAC), 2012 18th International Conference on. IEEE, 2012.
- [7] 刘国刚. 重载 AGV 轻量化设计研究[J]. 制造业自动化, 2014, 36(10): 101-103.
- [8] 徐延海. 随机路面谱的计算机模拟[J]. 农业机械学报, 2007, 38(1): 33-36.
- [9] 宋一凡, 陈榕峰. 基于路面不平度的车辆振动响应分析方法[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(4): 39-43.
- [10] 谢伟东, 王磊, 余翊妮, 等. 随机信号在路面不平度仿真中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2005, 25(2): 126-130.
- [11] 郭孔辉. UniTire 统一轮胎模型[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 90-99.
- [12] 张永林, 钟毅芳. 车辆路面不平度输入的随机激励时域模型[J]. 农业机械学报, 2004, 35(2): 9-12.
- [13] 万明磊. 基于 ANSYS Workbench 的电动城市客车车架轻量化研究[D]. 青岛:青岛大学, 2015.
- [14] 王登峰, 毛爱华, 牛妍妍, 等. 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, 30(2): 136-143.
- [15] 张宝生. 汽车优化设计理论与方法[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.

收稿日期:2019-06-26

(上接第 181 页)

的误差,可以通过更多的仿真数据来使取值更准确。仿真和实验的结果相差 0.1~0.2 N,其原因是实验需要固定张力盘,增加了间隙,所以实验值比仿真值略小,还有零件制造的误差因素。

由此可见,本文设计的电磁式张力控制器达到设计要求。

参考文献:

- [1] 黄尤. 地毯簇绒机绒纱线张力控制系统的研究[D]. 上海:东华大学, 2004: 24-28.
- [2] 朱智伟, 闫圣花. 络筒张力控制技术的分析研究[J]. 纺织机械, 2011(5): 37-38.
- [3] 葛伟亮. 电磁元件及其控制[M]. 北京:机械工业出版社, 1998.
- [4] 孙雨施, 王素菊. 直流磁系统的计算与分析模型·算法·程序[M]. 北京:国防工业出版社, 1987.

- [5] 何海波, 刘海龙. 异步电机径向电磁力的分析[J]. 微电机, 2011, 44(8): 26-31.
- [6] KAWASE Y, ITO S. Analysis of attractive force of pull-typesingle phase ac electromagnets [J]. IEEE, 1990, 26(2): 1046-1049.
- [7] 段志东. EMS 型磁悬浮列车瞬态电磁场有限元分析及其悬浮力和牵引力特性研究[J]. 微电机, 2011, 44(2): 6-8.
- [8] 罗玲, 王燕芳, 刘景林, 等. 电磁阻尼器静态气隙磁场的三维仿真分析[J]. 微特电机, 2009(2): 4-5.
- [9] CHEN Q, STOFFEL B. CFD simulation of a hydraulic servo valve with turbulent flow and cavitation [J]. ASME - Publications - PVP, 2004, 491(1): 197-201.
- [10] 庞末红, 杨伦奎, 陈成峰. 基于 Maxwell 方程的电磁阀特性仿真研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2015(6): 78-83.

收稿日期:2018-12-24