

文章编号: 1000-582X(2012)12-021-06

电动摩托车车架结构优化设计

唐倩, 杨晓虎, 张志飞, 毕耀坤

(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 为分析某型号电动摩托车车架在振动工况下的结构强度并减轻重量, 基于瞬态动力学理论, 采用有限元方法, 建立车架瞬态分析有限元模型, 计算车架在振动工况下的动强度, 得到车架在该工况下的应力分布状况, 在此基础上结合 Hyperworks 优化模块建立以车架重量为目标函数的优化模型, 在满足强度约束条件下对车架结构进行优化设计。理论计算和实验研究表明: 该车架结构强度有一定富裕, 在振动工况下安全系数较高, 存在一定优化空间, 优化后车架结构强度得到一定提高, 符合制造工艺, 同时车架重量减轻了 12.1%, 说明该优化方法对车架结构设计有一定指导意义。

关键词: 车架; 振动工况; 强度; 结构优化; 有限元

中图分类号: U483

文献标志码: A

Structural optimization design of the electric motorcycle frame

TANG Qian, YANG Xiaohu, ZHANG Zhifei, BI Yaokun

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University,
Chongqing, 400044, China)

Abstract: In order to analyze the performance of the electric motorcycle frame structure under working condition of vibration and reduce its weight, the transient finite element analysis model is developed with the theory of transient dynamics, and frame dynamic strength is calculated to obtain the maximum stress and stress distribution of frame under the working condition. On that basis, we establish the optimum model with the target function of the frame's weight based on the optimal module of Hyperworks, and make optimization design of the frame under intensity and rigidity constraint conditions. The theory analysis and experimental results indicate that the frame has surplus strength and the value of safety factor is high under working condition of vibration, and the strength of the optimized frame meets the requirements of safety and manufacturing process, meanwhile, the weight of frame is reduced by 12.1%, which shows that the optimization method is reliable and effective for the design of the structure of the frame.

Key words: frame; vibration condition; strength; structure optimization; finite element method

近年来随着国家对清洁能源的大力推广, 轻型电动摩托车得到迅猛发展, 但随着原材料价格不断上涨带来的成本压力, 以及人们对电动摩托车的动力性能和续航能力要求越来越高, 车架作为电动摩托车的主要部件, 如何有效减轻车架重量以节约成

本, 提高电动摩托车的工作性能成为近年摩托车研究的一个热点问题^[1]。国内外学者采用有限元法和相关优化方法进行了研究, 取得了不少研究成果。胡玉梅等^[2]分析了摩托车车架在实际工作过程中动强度变化历程, 为摩托车车架强度评价提供

收稿日期: 2012-07-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50875268)

作者简介: 唐倩(1969-), 女, 重庆大学博士, 教授, 主要从事机械结构设计方向的研究, (E-mail) tqcqu@cqu.edu.cn。

了一种新思路。邓兆祥等^[3]通过引入灵敏度分析,修改敏感设计参数,降低了摩托车某些测点的振动响应。赵韩等^[4]运用 ANSYS 对汽车车架静态工况的分析和优化,实现了汽车结构的轻量化设计。YAP 等^[5]分析了摩托车正常行驶下车架结构应力应变。

以往文献较少考虑到电动摩托车车架的结构特点,对电动摩托车车架进行振动工况下的动力学分析及优化设计。

为此,文中将建立电动摩托车车架在振动工况下的瞬态分析有限元模型,分析车架结构动强度响应,获得车架结构在该工况下的应力分布,合理评价车架在动载荷下的安全因素。通过引入 Hyperworks 优化模块在保证车架强度前提下对车架进行优化设计,有效减轻车架重量^[6],并进行振动实验测试,验证分析结果的正确性和优化方案的可行性。

1 振动实验台激励计算

振动试验设备采用国家电动自行车检测中心的车架振动台,根据车架受力状况给定平衡配重,配重示意图如图 1 所示,利用相关夹具固定车架前后轮毂中心,通过振动台偏心凸轮的旋转运动产生周期性的垂直激励力使其上下振动。试验台的技术参数如表 1。

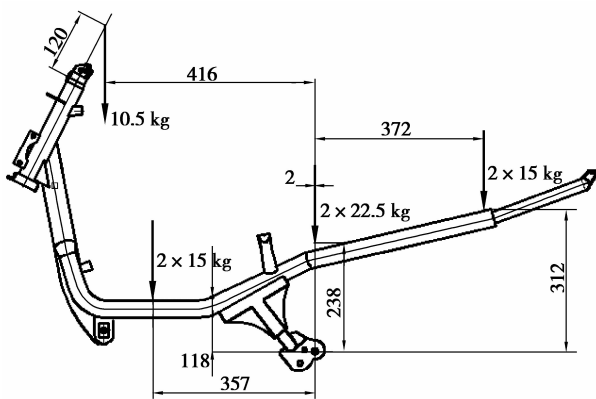


图 1 车架振动试验配重示意图

表 1 试验台技术参数及激励值

	频率/Hz	振幅/mm	相位/(°)
前轮毂	2.5	30	0
后轮毂	2.5	30	180

不考虑机械式振动台工作时由于工件的刚性碰撞产生的波形失真,计算出偏心凸轮产生的强迫位移,从而获得车架所受振动激励。根据偏心凸轮从动件的运动规律有

$$s = r \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \theta} - e \cos \theta - r_0, \quad (1)$$

其中: s 为从动件位移; r 为偏心凸轮几何半径; e 为偏心距; r_0 为基圆半径; θ 为凸轮转角。

根据二项式递推公式有

$$\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \theta} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \theta + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{2} - 1\right) \left[\left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \theta\right]^2 + \dots \quad (2)$$

根据振动试验台凸轮机构尺寸参数

$$\frac{e}{r} \leq \frac{1}{5};$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \theta \leq 0.02;$$

因此

$$\sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \theta} \approx 1.$$

由表 1 可得 $e = 15, \theta = \omega t = 5\pi t$ 。

因此前轮毂激励的位移函数为:

$$s = 15(1 - \cos 5\pi t),$$

同理,推导出后轮毂激励点位移函数

$$s = 15(1 + \cos 5\pi t).$$

2 车架结构瞬态强度分析

2.1 车架有限元模型的建立

电动摩托车车架基本是由各种截面形状的钢管组合而成的空间框架结构,其截面尺寸与构件长度相比很小,因此适用于 shell 单元^[7],单元网格基本尺寸约 4 mm,对于车架上配重块采用 mass 单元模拟,前后减震器采用 bush 单元模拟其阻尼和刚度特性,部分焊接部位采用 rbe2 刚性单元连接,另外忽略部分非受力部件,整车共划分 46 235 个单元,节点数 44 906。其中 shell 单元 45 259 个, mass 单元 669 个, bush 单元 4 个,其他各类耦合刚性单元共计 303 个。

根据对振动试验台的分析,车架在振动试验工况下只受到前后轮毂中心处垂直方向的强迫位移,因此按照振动工况设定边界条件,对前后轮毂中心进行约束,仅释放沿 z 方向直线运动的自由度,将计算得到的前后轮毂中心处的强迫位移函数作为激励载荷加载,由此建立的电动摩托车车架有限元模型如图 2 所示。

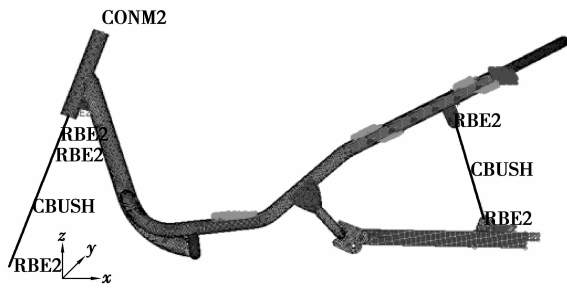


图 2 电动摩托车车架有限元模型

2.2 计算结果与分析

在该振动工况条件下,选取瞬态分析较为稳定的一个周期内激励峰值时刻车架结构薄弱位置处的应力变化如表 2,其中应力最大时刻的应力云图如图 3。

表 2 一个周期内激励峰值时刻车架应力

时间/s	应力/MP	位置
2.0	170.2	左侧边管后部
2.1	139.9	右侧尾管附近
2.2	155.8	左侧边管中部
2.3	153.5	右侧边管后部

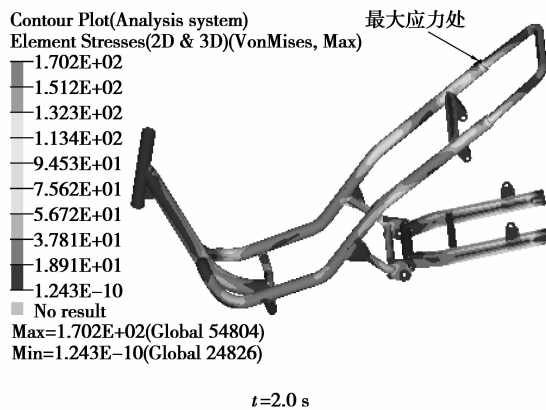
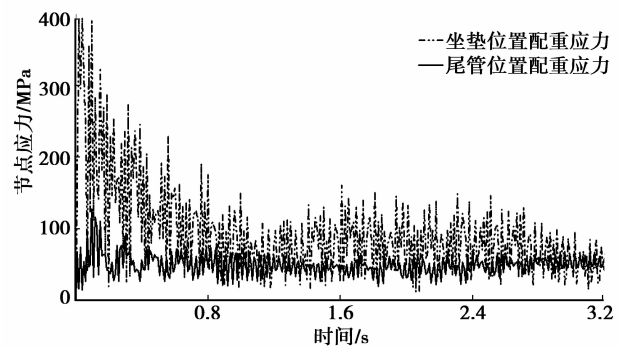


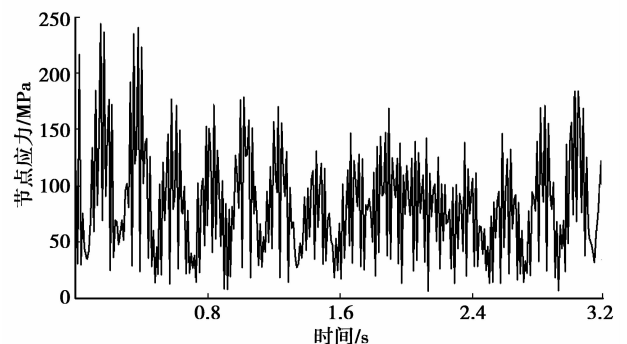
图 3 单位周期内激励峰值时刻应力云图

从表 2 可以看出在振动工况下,周期内激励峰值时刻车架应力变化幅值较为稳定,应力集中区域往复出现在坐垫配重点、尾管和边管焊接部位以及后梁管焊接部位附近,应力最大峰值为 170.2 MPa。根据应力峰值出现的区域计算相关位置处节点的动应力响应,图 4 是车架出现应力集中位置处的动应力响应曲线,从中可以看出车架在振动工况下经过一个周期 0.4 s 后逐渐达到稳定状态,坐垫配重位置附近的应力峰值相对较大,应力区间处在 50~150 MPa 范围内。尾管配重位置附近应力相对较小,在 0~50 MPa 范围内变化,关键位置焊接处的

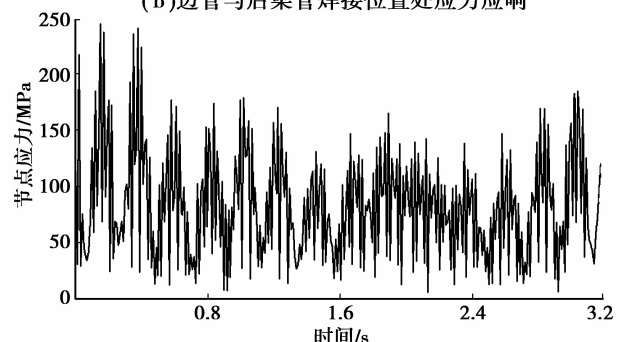
应力值差别不大,除个别峰值点应力外,整体变化均在 0~180 MPa 范围内。



(a)车架配重点应力集中位置处应力响应



(b)边管与后梁管焊接位置处应力响应



(c)边管与尾管焊接位置处应力响应

图 4 车架应力集中处的应力瞬态响应

车架材料 Q235 属于弹塑性材料,屈服极限为 235 MPa。根据规定钢在动载荷下的安全系数为 1.3~1.5^[8],并结合本振动工况取安全系数 1.3,得到车架许用应力为 180 MPa。

从应力云图和应力集中位置动应力响应曲线可以确定车架在该工况条件下应力最大值小于其许用应力,应力集中区域较稳定,车架大部分强度都存在富裕,可以进行相关优化。

3 车架优化设计

车架作为电动摩托车整车的结构骨架,承载了整车的全部载荷,属于重要安全部件。所以在过去

的设计中采取较大的安全系数,造成了一定的材料浪费^[9]。这里将以车架作为优化设计对象,考虑电动摩托车车架由多管件焊接而成,为了提高该电动摩托车车架的力学性能并减轻重量,进行结构尺寸优化是目前一种行之有效的方法,以获得更为合理的车架参数^[10-11]。

3.1 优化数学模型

优化设计的数学模型可以表述为

$$\text{目标函数: } \min M = \rho \cdot \sum_{i=1}^n v_i,$$

$$\text{应力约束: } \sigma_{\max} \leq [\sigma],$$

$$\text{设计变量约束: } X_{Li} \leq X_i \leq X_{Ui}.$$

其中: M 是车架结构的总质量; ρ 为材料密度; n 为单元数; v_i 为单元体积; σ_{\max} 是振动工况中节点出现的最大 VonMises 应力; $[\sigma]$ 是结构的最大许用应力; X_i 是设计变量; X_{Li} , X_{Ui} 分别代表设计变量的上下限。

3.2 优化变量选取

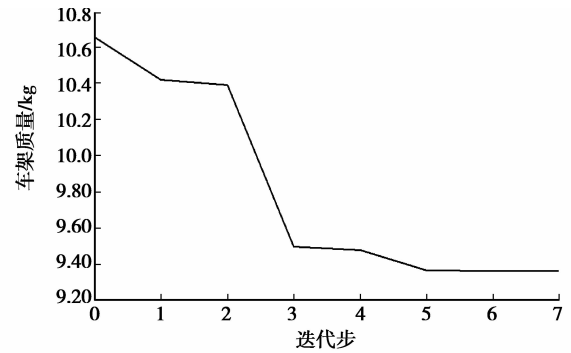
设计变量、状态变量和目标函数总称为优化变量。文中优化讨论车架在满足结构强度前提下的质量最小化问题^[12-13]。优化过程中以车架最大许用应力作为约束,保证车架的结构强度满足要求,选取车架主要部件的壁厚作为优化设计变量进行优化设计。

3.3 优化过程及结果

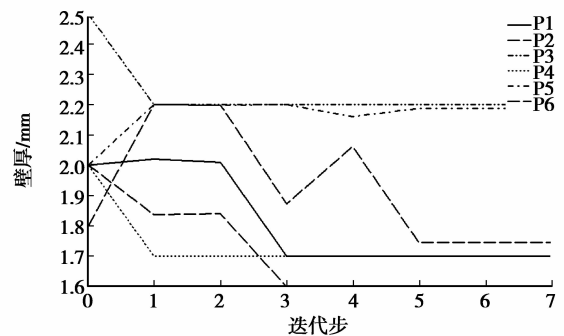
从图 5 可以看出车架质量经过 6 次迭代后达到收敛,与原模型相比,原车架重量 10.65 kg,优化后质量 9.36 kg,减轻了 12.1%,由于中梁管承受载荷较大,同时焊接部位较多,其结构是车架的薄弱环节之一^[14-15]。因此在优化过程中为了保证结构强度,其管件厚度得到一定增加,而减震支耳通过螺栓与平叉轴管连接,承载载荷较小,因此优化后尺寸下降幅度最大。车架优化结果如表 3。

表 3 优化前后设计变量对比

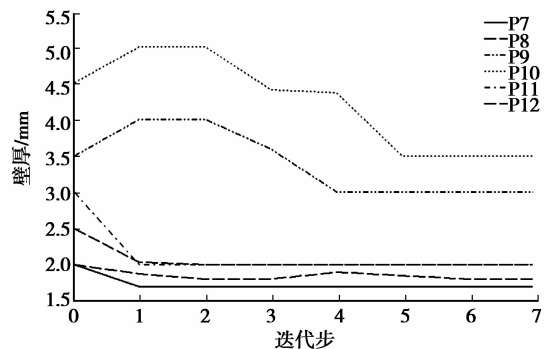
编号	变量/mm	优化前	优化后圆整值
P1	边管	2.0	1.7
P2	主梁管	2.0	1.6
P3	前立管	2.5	2.2
P4	前横管	2.0	1.7
P5	中梁管	2.0	2.2
P6	后梁管	1.8	1.8
P7	尾管	2.0	1.7
P8	前三角板	2.0	1.8
P9	减震挂耳	3.5	3.0
P10	减震支耳	4.5	3.5
P11	护板支架	3.0	2.0
P12	平叉轴管	2.5	2.0



(a) 目标函数迭代曲线



(b) 设计变量 P1-P6 迭代曲线



(c) 设计变量 P7-P12 迭代曲线

图 5 优化迭代过程

以优化结果为基础,将优化后的车架管壁尺寸代入有限元模型中计算,图 6-7 分别是优化前后车架在振动工况下最大应力响应,优化后的车架最大动应力结果较之优化前没有明显增大,满足强度要求,达到预期。

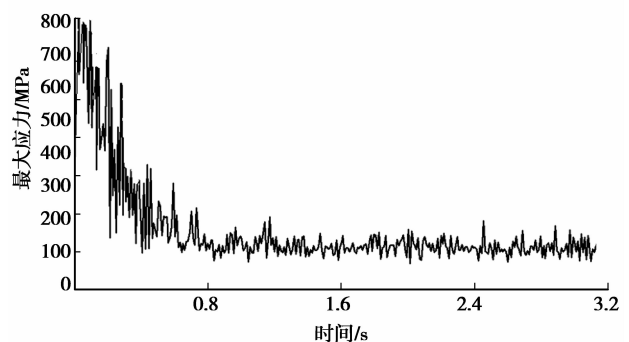


图 6 优化前车架上最大应力响应

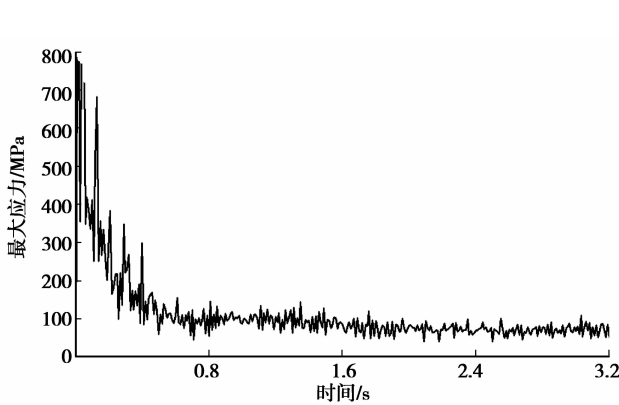


图 7 优化后车架上最大应力响应

4 实验研究

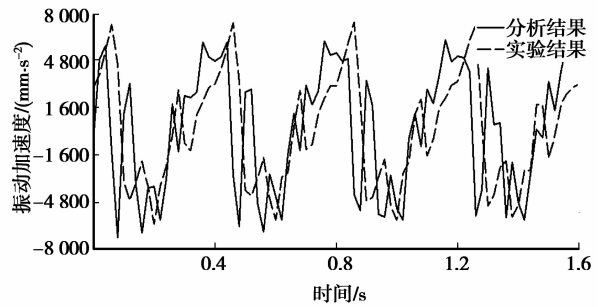
根据车架结构特点和配重布置特点,选择 3 个响应测试点,响应点分别选择在手把配重、踏板配重和坐垫配重处。

振动测试的数据采集设备采用德国 IMC 公司的采集器 CNONOS-PL-2-DIO-DCB8,共有 8 个通道,可进行 ICP 传感器测量,单通道最大采样频率为 100 kHz。以加速度作为衡量振动大小的物理量,选用 PCB 公司的三轴向 ICP 型压电传感器,型号为 356A16,频率范围为 0.5~5 000 Hz,满足测试要求。根据振动试验台的振动频率,确定测试的采样频率为 50 Hz,实验现场如图 8。

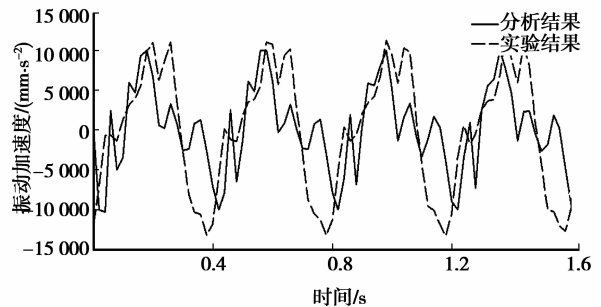


图 8 振动测试实验现场

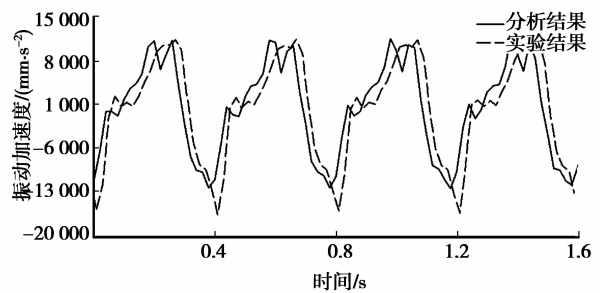
相应的理论分析与实验数据对比如图 9,从中可以看出所选测点附近的振动加速度与有限元分析结果吻合度较好,从而验证了所建立分析模型和结果。造成一定误差的原因主要是振动试验台的偏心凸轮在旋转时刚性冲击产生的信号失真以及振动试验台转速存在一定范围内的波动。



(a)踏板配重位置垂直配重平面加速度



(b)手把配重位置垂直配重平面加速度



(c)坐垫配重位置垂直配重平面加速度

图 9 实验测试与分析响应数据结果对比

5 结 论

1)通过对振动试验台的理论计算,获得了振动台的振动激励函数,并建立了车架在振动工况下的有限元模型。

2)采用有限元方法详细分析了车架振动工况下的结构强度,得到车架应力分布,结果表明车架整体结构较好,在振动工况条件下能满足安全要求。

3)根据车架振动测试原理和动态响应结果,确定车架振动测试方案,通过实验验证了理论分析结果的正确性。

4)基于有限元模型的尺寸优化方法,在满足强度约束要求、符合制造工艺前提下,车架重量减轻了 12.1%,最大应力降幅明显,该优化方案可为其他同类产品的优化提供一定参考。

参考文献:

- [1] Reed C. Applications of optistruct optimization to body in white design [R]. Coventry, Altair Engineering Ltd, 2002.
- [2] 胡玉梅, 缪莹赞, 汪小虎. 摩托车车架瞬态强度分析与改进设计[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2007, 30(1): 10-12, 53.
HU Yumei, MIAO Yingyun, WANG Xiaohu. Transient intensity analysis and design of improvement for motorcycle frame[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2007, 30(1): 10-12, 53.
- [3] 邓兆祥, 颜长征. 基于蒙特卡罗法的摩托车车架灵敏度分析[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2008, 31(10): 1113-1117, 1122.
DENG Zhaoxiang, YAN Changzheng. Sensitivity analysis of a motorcycle frame using the Monte Carlo method[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2008, 31(10): 1113-1117, 1122.
- [4] 赵韩, 钱德猛. 基于 ANSYS 的汽车结构轻量化设计[J]. 农业机械学报, 2005, 36(6): 12-15.
ZHAO Han, QIAN Demeng. Research on lightweight design of automobile structure based on ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(6): 12-15.
- [5] Yap W K, Karri V. Performance modelling and simulation of a hybrid electric scooter[J]. International Journal of Electric and Hybrid Vehicles, 2009, 2(1): 43-63.
- [6] 朱才朝, 罗家元, 黄泽好, 等. 摩托车车架动态特性分析[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2003, 26(7): 14-17.
ZHU Caichao, LUO Jiayuan, HUANG Zehao, et al. Dynamic analysis of motorcycle frame[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition, 2003, 26(7): 14-17.
- [7] 吴浩皂, 吴湘燕. 客车车身有限元强度分析及载荷条件的确定[J]. 机械工程学报, 1997, 33(5): 83-87.
WU Gaozao, WU Xiangyan. Finite element analysis on strength of bus body and the load condition determination [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1997, 33(5): 83-87.
- [8] 项忠霞, 卜研, 刘晗, 等. 山地自行车后悬架机构优化设计方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(10): 283-288.
XIANG Zhongxia, BU Yan, LIU Han, et al. Optimal design method for mountain bike rear suspension mechanism [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(10): 283-288.
- [9] 方世杰, 綦耀光. 机械优化设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [10] 张胜兰, 郑冬黎, 郝琪, 等. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [11] Gole A M, Filizadeh S, Menzies R W, et al. Optimazation-enabled electromagnetic transient simulation[J]. IEEE Transactions on Power Delivery, 2005, 20(1): 512-518.
- [12] Kharul R, Balakrishnan S, Karedla D, et al. Virtual testing and correlation for a motorcycle design[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2010, 3(1): 541-549.
- [13] Liefvendahl M, Stocki R. A study on algorithms for optimization of latin hypercubes [J]. Journal of Statistical Planning and Inference, 2006, 136(9): 3231-3247.
- [14] Sponziello A, Frenzo F, Guiggiani M. Stability analysis of a three-wheeled motorcycle[J]. SAE International Journal of Engines, 2009, 1(1): 1396-1401.
- [15] Sakata S I, Ashida F, Zako M. Approximate structural optimization using kriging method and digital modeling technique considering noise in sampling data [J]. Computers & Structures, 2008, 86(13/14): 1477-1485

(编辑 张小强)