

文章编号:1671-6833(2011)01-0030-04

两轮自平衡电动车的结构设计与有限元分析

张三川, 彭楠, 李霞

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 阐述了两轮自平衡车的动平衡原理和条件。对整车进行了结构设计和有限元分析;采用高速电机和下沉式悬架设计方案,有利于降低控制难度和节能;使用玻璃纤维增强型材料 PA66 制造的减速器惰轮可以满足设计要求,而且减轻了整车重量;所设计的自平衡电动车主要参数为:整车尺寸 448 mm × 660 mm × 1350 mm,重 31.6 kg,最大爬坡度 10°,最大载重量 100 kg,可在 -5°~5°倾角范围内保持平衡。

关键词: 两轮自平衡系统;电动车;结构设计;有限元分析

中图分类号: U462.2;U482.3 **文献标志码:** A

0 引言

近年来,随着自动控制技术的不断发展,用于载人的两轮自平衡车受到人们的高度关注。2001年,美国的 Dean Kamen^[1]发明了世界上第一部新型、方便快捷的两轮自平衡交通工具 Segway PT。Segway PT 使用两台直流无刷伺服电机作为动力源,使用包括 5 个陀螺仪在内的一套复杂的传感系统实时监测小车的姿态,小车最高时速 25 km,载重能力 110 kg。2003 年,中国科学技术大学的屠运武、张培仁等^[2]成功研制出两轮自平衡电动代步工具车 Free Mover,并申请了专利。Free Mover 的车架和轮轴位于同一水平面上,靠两台低速有刷电机作为动力来源,整车重 30 kg,最高时速 10 km,最大续航里程 30 km。周惠兴等^[3]于 2009 年申请了名为两轮自平衡电动车的实用新型,其设计特点是充分考虑了实际使用中的安全性和操作的人性化,添加了护栏、动态支撑轮等部件。

两轮自平衡小车从整体上可分为控制系统和机械结构两大部分。和两轮自平衡机器人相比,两轮自平衡车的平衡控制方式极为类似,但在机械结构上提出了较为苛刻的要求。近年来对两轮自平衡机器人控制系统(包括电子硬件和驱动程序)的研究成果不胜枚举,这些成果可以用于指导两轮自平衡车的控制系统设计。相比之下,对车

体结构设计研究的成果还较少,因此笔者拟从平衡原理出发,提出一种新的车体结构设计方案,并对其关键部件进行有限元力学分析以验证结构的可行性。

1 两轮自平衡车平衡原理及条件

图 1 为自平衡车在坡度为 φ 的路面上行驶的动力学分析模型。假设某时刻车身相对于竖直方向有一倾角 θ ,且在车轮上施加一顺时针方向的力矩 $M = M_0$,使车轮沿坡面向上加速滚动,由于惯性,车身将有可能不绕车轴 A 发生转动,而只发生平动。此时,路面对车轮的静摩擦力 f_0 为临界驱动力。忽略空气阻力和车轮滚动阻力,可以得到 M_0 和 f_0 具有以下关系^[4]:

$$M_0 = \left[f_0 + \frac{\sin\theta}{2\cos(\theta + \varphi)} m_2 g \right] R \quad (1)$$

式中: M_0 为临界驱动力矩; f_0 为临界驱动力; m_2 为车轮质量; R 为车轮半径。

对于 $\varphi = 0$ 时的临界驱动力 f_0 ,文献[4]给出了其表达式

$$f_0 = (m_1 + m_2) g \tan\theta \quad (2)$$

式中: m_1 为车身(包括驾驶员)质量。

当 $\varphi \neq 0$ 时 f_0 具有更一般的形式:

$$f_0 = (m_1 + m_2) g \left[\sin\varphi + \frac{\sin\theta}{\cos(\theta + \varphi)} \right] \quad (3)$$

收稿日期:2009-12-29;修订日期:2010-04-30

基金项目:郑州市科技攻关计划资助项目(10TTGS4832-4)

作者简介:张三川(1962-),男,四川人,郑州大学副教授,研究方向:新能源车辆工程。E-mail: sc.zhang@zzu.edu.cn.

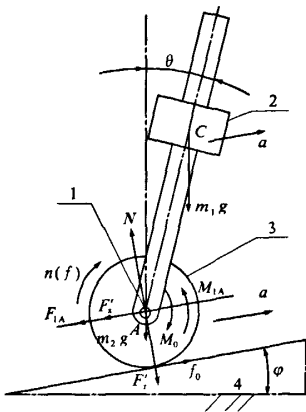


图 1 两轮自平衡系统受力分析
Fig.1 Force analysis of Two-wheeled Self-balancing System

显然式(2)是式(3)在 $\varphi = 0$ 时的特殊情况,即(3)对 $\varphi = 0$ 的情况也适合。

将式(3)代入(1),得

$$M_0 = m_1gR\left[\sin\varphi + \frac{\sin\theta}{\cos(\theta + \varphi)}\right] + m_2gR\left[\sin\varphi + \frac{3\sin\theta}{2\cos(\theta + \varphi)}\right] \quad (4)$$

若使 $M > M_0$, 车身将绕轮轴 A 逆时针转动,最终回到竖直位置。

2 两轮自平衡车结构设计

2.1 设计目标参数

500 mm < 车宽(左右距离) < 700 mm, 300 mm < 车长(前后距离) < 500 mm; 整车重量 < 35 kg; 车身在铅垂面附近 $-5^\circ \sim 5^\circ$ 范围内可维持平衡; 最大爬坡度 $\varphi_{\max} = 10^\circ$; 最大载重量 100 kg; 小车标称车速 10 km/h, 最高车速 15 km/h; 寿命 5 000 h。

2.2 整体结构设计

图 2 为两轮自平衡车的整体结构爆炸视图,图中隐去了左侧车轮及车身附件等。

整车结构主要包括车身(车架及其附件)、左右车轮、左右悬架和操纵杆。悬架和车轮之间靠 6 个螺钉联接且可以相互转动; 车身通过联接件被螺母压紧在悬架弹簧上; 操纵杆则是靠 2 只螺栓和车架固定。

考虑到降低生产成本和提高零部件互换性,轮胎不单独设计,而是根据设计目标选用 6.98 cm \times 45.72 cm 型普通摩托车用轮胎^[6]。

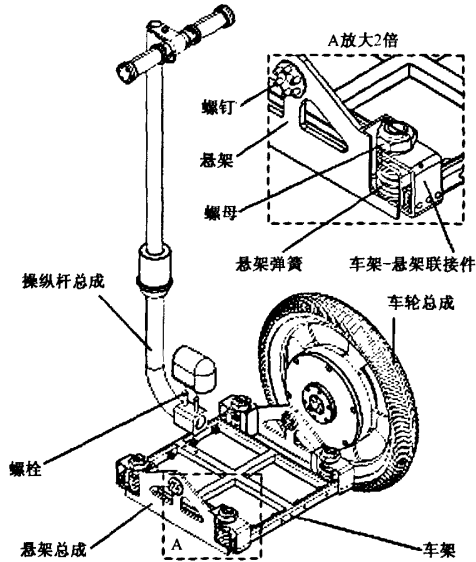


图 2 整车结构
Fig.2 Structure of the whole vehicle

2.3 悬架设计

与前面所述的专利相比,该结构增加了悬架装置,可以提高驾驶舒适性和削弱冲击,并有利于延长机件的使用寿命。此外,该悬架设计成下沉式,以便拉低了车身和驾驶员的重心,有利于降低平衡难度。悬架装配体如图 3 所示。

本设计中弹簧选用普通螺旋弹簧,减振形式则为滑动摩擦减振。悬架装配完成后,夹布橡胶筒和悬架弹簧导向柱之间形成一定压力,当夹布橡胶筒随车身上下振动时,它和悬架弹簧导向柱之间的滑动摩擦力将使振动能量急剧衰减,以起到减振的目的。很显然,改变橡胶筒和保持柱之间的装配过盈量可以调节减振效果。

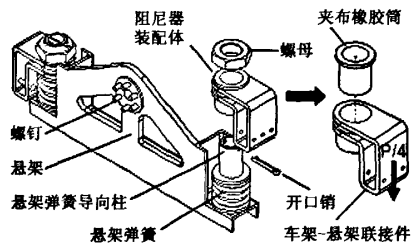


图 3 悬架装配体
Fig.3 Assembly of the suspension

根据工作载荷范围(300 N ~ 1 300 N)、工作行程(定为 15 mm)、弹簧外径($D \leq 45$ mm)可以计算出每个悬架弹簧的主要参数^[6],设计结果如表 1 所示。

表1 悬架弹簧主要参数

Tab.1 Main parameters of the suspension-spring

材料	中径/ mm	有效 圈数	节距/ mm	极限载 荷/N	刚度/ (N·mm ⁻¹)
Φ4 C级 碳素	40	2.5	14.5	417	15.8

3 关键部件的力学分析

3.1 惰轮的有限元分析

总容积较大的3个惰轮采用玻纤增强型PA66^[7]制造,PA66强度中等,因具有良好的自润滑性而广泛用在润滑条件不良或不便润滑的中轻载传动场合,加入玻璃纤维后强度得到显著提高.考虑到PA66在高温时强度急剧下降,故与之啮合的齿圈和中心小齿轮均采用导热性能较好的金属材料制造(表1).

为保证强度,在分析时必须使用最恶劣的工作状态.按照设计要求和初期设计结果,将

$$\begin{cases} m_1 = 100 + 25 = 125 \text{ (kg)} \\ m_2 = 3.6 \times 2 = 7.2 \text{ (kg)} \\ R = (18 + 2.75 \times 2) \times 0.0254 / 2 = 0.298 \text{ (m)} \\ \theta_{\max} = 5^\circ; \varphi_{\max} = 10^\circ \end{cases}$$

代入式(4)解得

$$M_{0\max} = 99.5 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

考虑到共有6只惰轮驱动2只车轮,而齿圈分度圆半径为 $d_i/2 = 0.103 \text{ m}$,故每只惰轮与齿圈间的圆周作用力为

$$F_t = \frac{99.5/6}{0.103} = 161 \text{ (N)}$$

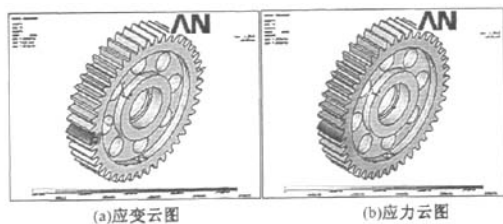


图4 惰轮应变和应力云图

Fig.4 Strain cloud-chart and Stress cloud-chart of the idle gear

为简化问题,按全部载荷作用于齿面上部来计算齿根的弯曲强度.限制惰轮中央的所有自由度,将载荷换算为压强($4.47 \times 10^6 \text{ Pa}$),施加在节圆与齿顶圆之间的齿面上.惰轮的有限元分析结果如图4所示.

从图4(a)中可以看出,惰轮轮齿发生了变

形,最大位移发生在为齿顶部位,其值为0.006 mm,显然刚度符合要求.从图4(b)中可以看出,惰轮最大等效力发生在齿根部位,为15.7 MPa.假定惰轮的工作温度为55℃,根据文献[8]可计算出在实际工况下玻纤增强型PA66的弯曲疲劳极限为35.07 MPa,故惰轮轮齿的弯曲强度符合要求.

3.2 悬架的有限元分析

悬架采用槽铝型材^[7](牌号2A11,尺寸规格 $B \times H \times s = 50 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$)和铝合金板^[7](牌号2A11,尺寸规格 $s = 8 \text{ mm}$)及铝合金管^[7](牌号2A11,尺寸规格 $D \times s = 30 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$)焊接而成.由于车身对悬架的压力是一个激振载荷(该激振频率受悬架弹簧参数决定),因此悬架的自振频率必须和该激振频率错开,以免发生共振.

为节省计算机资源,忽略对悬架力学性能影响不大的弹簧导向柱和一些圆角.对悬架上部与车轮联接的6个螺丝孔限制所有自由度;忽略惯性力影响,对悬架两端施加竖直向下的载荷为

$$F = \frac{P}{4} = \frac{(100 + 25)}{4} = 306.25 \text{ (N)}$$

悬架的有限元分析结果如图5所示.从图5(a)中可以看出,悬架两端的位移最大,为0.077 mm,刚度满足要求;从图5(b)知最大应力发生在侧板与底板焊缝处,为17.6 MPa,而2A11的强度极限在300 MPa以上,可见强度裕量也是很大的.对悬架进行动力学分析得到的其前五阶自振频率如表2所示.

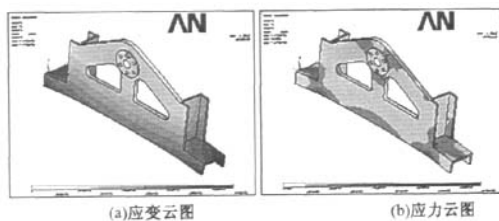


图5 悬架应变和应力云图

Fig.5 Strain and Stress cloud-chart of the suspension

表2 悬架的前五阶固有频率

Tab.2 The first 5 natural frequencies of the suspension

阶次	1	2	3	4	5
固有频率 /Hz	313	383	877	1 190	1 469

根据机械振动理论可知,4个悬架弹簧总体的自振频率不受库伦阻尼的影响.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\sum k}{m_1}} = \frac{15.8 \times 1\,000 \times 4}{100 + 25} = 22.5 \text{ (Hz)}$$

也就是说,当车身在垂直方向上受到扰动后,悬架弹簧对悬架的反力将以 22.5 Hz 的频率发生周期性衰减振动,这个频率不会使悬架产生共振。

3.3 车架的有限元分析

车架由铝合金冷拉矩形管^[7](牌号 2A11,尺寸规格 $a \times b \times s = 32 \text{ mm} \times 18 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$)和铝型材^[7](牌号 2A11,尺寸规格 $B \times H \times s = 25 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$)焊接而成,车架承受车身(含驾驶员)重力和悬架弹簧的支反力。和悬架一样,可以认为 4 个支承点是固定的,车架只承受来自车身的压力(频率为 22.5 Hz 左右的交变载荷),为简化分析,取其静态值进行计算,并留取足够的安全系数,以弱化计算误差影响。

限制车架 4 个端部的所有自由度,在 5 个主要受力点(取在焊缝处)施加集中载荷

$$F' = \frac{P}{5} = \frac{(100 + 25) \times 9.8}{5} = 245 \text{ (N)}$$

表 3 及图 6 为车架的有限元分析结果。从图 6(a)中可以看出,车架发生变形后中央部位向下发生了 0.2 mm 的位移,这个值是可以接受的;最大应力发生在图 6(b)中横梁的三个焊缝位置,为 72.1 MPa,这与 2A11 的强度极限相差较远。刚度和强度均符合要求。从表 3 可看出车架的第一阶固有频率为 469 Hz,远大于 22.5 Hz,即车架不会发生共振。

表 3 车架的前五阶固有频率

Tab.3 The first 5 natural frequencies of the body frame

阶次	1	2	3	4	5
固有频率 /Hz	469	545	701	802	953

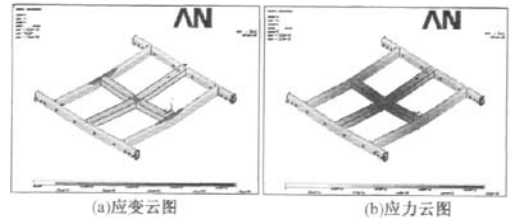


图 6 车架应变和应力云图

Fig.6 Strain and Stress cloud-chart of the body frame

4 结论

两轮自平衡系统是一种利用运动实现自平衡的机构,将其应用于开发新型场地代步车,可为城市交通和特种场地巡逻提供新产品。笔者对整车进行了结构设计和有限元静力和动力分析,结果表明,所设计车体结构的关键部件的力学性能均符合设计要求而且有较大裕度,达到了预期目标。

参考文献:

- [1] Segway 公司. Segway 自平衡电动车控制[EB]. <http://www.segway.com/patrol/index.php>.
- [2] 张培仁,屠运武,张先舟,等. 自平衡两轮电动车:中国,1502513A[P]. 2004-6-9.
- [3] 周惠兴,赵建萍. 两轮自平衡电动车[P]. 中国专利, 2008-4-29.
- [4] 程刚,屈胜利,刘学超. 两轮自平衡小车可控角度的推导研究[J]. 伺服控制, 2008(6): 51-53.
- [5] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. GB 518-2007 摩托车轮胎[S]. 北京:中国标准出版社, 2008.
- [6] 崔万安. 电动自行车构造与原理[M]. 北京:人民邮电出版社, 2008.
- [7] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社, 2004.
- [8] 徐佩弦. 塑料齿轮的设计[J]. 齿轮, 1988, 12(5): 29-50.

Design and Analysis of the Two-wheeled Self-balancing Electric Vehicle

ZHANG San-chuan, PENG Nan, Li Xia

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: In this paper, the balancing principle and pre-condition of the vehicle were discussed. The structure of the vehicle was designed and analyzed with the finite element analysis software ANSYS. A high-speed motor and a sunken suspension were used, which was beneficial for the balancing and the energy-saving. The idler gears which were made of fiber-reinforced PA66 could reduce the mass of the vehicle under the premise of enough strength. The size of the vehicle was 448 mm × 660 mm × 1 350 mm, and its mass was 31.6 kg. The vehicle could climb a 10° slope, carry a 100 kg person and balance itself within an inclination range of -5° to 5°.

Key words: two-wheeled self-balancing system; electric motor car; structural design; finite element analysis