DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.03.004

冲击载荷和随机振动条件下电池箱响应分析

韩明轩,张洪信
(青岛大学 机电工程学院,山东 青岛 266071)

摘　要:为了更好地提高汽车电池电气结构在冲击载荷和随机振动条件下的安全性和可靠性,运用 CAD 建立比较准确的电池模型,并通过 Hypermesh 对电池箱进行网格划分和有限元仿真;从应力值方面分析了电池箱在随机振动和冲击载荷下各个方位结构所受的应力。通过后处理分析发现,无论是在随机振动还是在冲击载荷下,电池箱所受到的应力均小于屈服应力 235 MPa。

关键词:冲击载荷;随机振动;电动汽车;电池箱
中图分类号:V469.72　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1671-5276(2021)03-0013-03

Analysis on Response of Electric Vehicle Battery Box under Conditions of Shock Load and Random Vibration

HAN Mingxuan, ZHANG Hongxin
(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

Abstract: In order to improve the safety and reliability of electric structure of automobile battery under the condition of impact load and random vibration, a more accurate battery model is established by CAD, and the battery box is grided and finite element is simulated through Hypermesh to analyze the stress of each azimuth of the battery box under random vibration and impact load. After post-processing, the result shows that the stress under either random vibration or impact load is less than the yield stress of 235 MPa.

Keywords: impact load; random vibration; electric vehicle; battery box

0　引言

对于纯电动汽车的电池箱进行结构仿真可以快速分析出电池箱的安全性能。动力电池作为电动汽车的重要储能部件,其电池箱在高温、振动冲击下能否正常运作显得格外重要,它的使用安全会直接影响汽车整车的安全与寿命。目前,电池箱的响应数值分析通常要考虑的是箱体动强度分析[1-2]。最近几年,很多研究人员通过有限元分析来检测电池箱的安全,并对电池箱做了大量的工作。安徽某公司的赵久志等人对动力电池总成的壳体结构建立了三维实体模型,之后将三维模型导入 Hypermesh 中,建立动力电池壳体结构的有限元模型[3]。XIA Yong 等人对锂离子电池箱的底部碰撞进行了综合研究,提出了对电池箱底部碰撞的试验方法,建立了动力电池箱在有穿孔过程中的冲击过程、裂纹传播和电池单体的局部失效模式,研究电池包底部碰撞涉及到的参数,以提高底部碰撞安全性[4]。吉林大学的李明秋基于 ANSYS Workbench 平台建立动力电池箱的三维实体有限元模型,结合极限和实际工况,对电池箱进行机械冲击分析、模态分析和随机振动分析,根据分析结果改善了结构设计[5]。我国每年交通事故的死亡人数高达数万人,因此有必要加强对电动汽车交通事故形态的研究并探讨相应的对策。

本文运用类似的方法对电池箱进行有限元分析,在电池箱设计上考虑电池箱机械冲击工况和振动工况。动态冲击工况和振动工况对应的国标为 GB/T31467.3—2015《电动汽车用锂离子动力蓄电池包和系统第 3 部分:安全性要求与测试方法》。首先对静态冲击工况应用静力学分析,其计算效率较高,根据仿真结果可对其结构性能进行预测,以达到改进优化设计方案的目的。振动工况根据国标规定需对电池箱进行 z、y、x 方向即垂向、横向、纵向的振动分析。通过对电池箱各个方向的检测,判断满足屈服应力的条件下电池箱是否安全。

1　电池箱有限元模型建立

1.1　几何模型的建立

根据企业所给研究对象的二维参数,将电池箱的实际结构进行简化,并运用 CAD 软件进行三维的建模,这样会比在有限元软件中建立模型更加高效且操作简便,见图 1。

1.2　电池箱有限元模型建立

1)建立三维模型,将文件转成 IGES 格式,并将图形导入到 Hypermesh 中,开始有限元分析。

基金项目:中国博士后科学基金项目(2017M612191)
第一作者简介:韩明轩(1996—),男,山东潍坊人,硕士研究生,研究方向为汽车电池箱和车架碰撞优化分析。

图 1　电池箱 CAD 视图

2)对几何模型再次进行清理与简化。有限元模型是对实际模型的近似模拟,只要在不影响电池箱整体性能和力学性能的情况下,可以删除并清理一些电池箱上比较难处理的地方,这样不会影响电池箱在有限元测试中的应力变化。

3)对模型进行显隐化并抽取中面。将模型导入 Hypermesh 中,把模型分为两大部分,一个是下壳体,另一个是上盖。分别将这两部分显隐化并对它们抽取中面,再对其进行前处理。

4)对下壳体进行网格划分。为了提高计算的精准性,在单元类型的选择上通常选择四边形为主、三角形为辅的方法进行划分,并且希望误差较小。选择单元网格边长为 5 mm 的四边形进行划分。再次隐藏下壳体并对上盖进行实体网格划分,同样选择边长为 5 mm 的四边形进行划分,修正网格并且得到网格较好的网格划分。图 2 给出了已经划分完网格的电池箱。

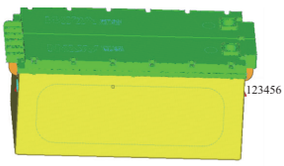

图 2　电池箱网格划分

5)对网格质量进行检测,通过表 1 的单元质量检查规范,发现电池箱的网格划分良好。

表 1　单元质量检查规范

四边形单元翘曲角/(°)	单元边长比	四边形单元最小内角/(°)	四边形单元最大内角/(°)	三角单元最小内角/(°)	三角单元最大内角/(°)	单元最小尺寸/mm
20	2	20	140	17	150	3

6)材料的选取。本文中电池箱选取的材料为 A3 钢,其具体的材料属性如表 2 所示。

表 2　材料属性

弹性模量/(N·mm^{-2})	切变模量/(N·mm^{-2})	泊松比	密度/(kg·mm^{-3})
2.1×10^5	8.07×10^4	0.3	7.9×10^{-9}

2　机械冲击下工况分析

2.1　分析过程

在 Optistruct 求解器下施加 25G 重力场,方向是垂直于地面向下的,并且创建 GRAV 类型载荷集。除去重力场以外,各方向不加以外力,其中 N1、N2、N3 代表 x、y、z 3 个方向。G 为比例参数,实际载荷大小为 $G\times N$,这里的 25G 重力场依据国标动态冲击最大值加载。

2.2　机械冲击结果

将用力结果导入后处理 Hyperview 中。电池箱在冲击载荷下的应力云图如图 3 所示(本刊黑白印刷,相关疑问咨询作者)。电池箱所受机械冲击的最大应力处于电池箱 y 轴方向的下壳体最上端,最大应力为 39.3 MPa。在电池箱屈服应力内,电池箱未出现破损现象。

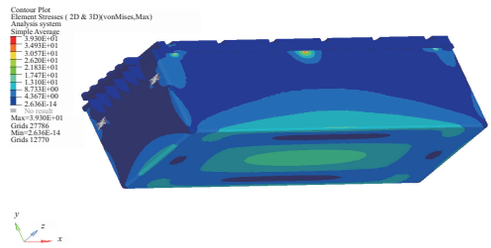

图 3　机械冲击下电池箱 1σ 应力云图

3　随机振动下工况分析

3.1　振动理论

根据振动理论可知,电池箱结构在线性范围内,每个运动微分方程都具有特定频率的自由振动,N 个运动微分方程组合后的频率即为该结构的固有频率,其振动形态可由结构模态振型和模态阻尼来表示[6]。n 个自由度随机振动的计算公式为:

$$\boldsymbol{M}\ddot{X}+\boldsymbol{C}\dot{X}+\boldsymbol{K}X=f(t) \tag{1}$$

式中:$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{C}$、$\boldsymbol{K}$ 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵及刚度矩阵;X、$\dot{X}$、$\ddot{X}$ 分别为系统的位移、速度及加速度。当引入激励加速度 $\ddot{Y}(t)$ 后,其运动方程可以表示为:

$$\boldsymbol{M}\ddot{X}+\boldsymbol{C}\dot{X}+\boldsymbol{K}X=\boldsymbol{ME}\ddot{Y}(t) \tag{2}$$

式中 $\boldsymbol{E}$ 为加速度向量。再次引入固有振型 x_i 和固有频率 ω_i,其中 $i=1,2,\cdots,n$。由振动理论知识可知,固有频率 $\omega_i=\sqrt{\dfrac{\boldsymbol{K}_i}{\boldsymbol{M}_i}}$,可将微分方程正则化,带入固有振型,同时引入模态向量 $\boldsymbol{u}_i$,将式(2)离散为

$$\ddot{\boldsymbol{u}}_i+2\omega_i\xi_i\dot{\boldsymbol{u}}_i+\omega_i^2\boldsymbol{u}_i=\gamma_i\ddot{Y}(t) \tag{3}$$

式中 ξ 和 γ 分别表示阻尼比和阵型参与系数。同时可得模态向量 $\boldsymbol{u}_i$ 在时间域内的解为

$$\boldsymbol{u}_i=\gamma_i\int_{-\infty}^{+\infty}h_i(\tau)\ddot{Y}(t-\tau)\mathrm{d}\tau \tag{4}$$

式中 $h_i(\tau)$ 为脉冲向量函数,且 $\boldsymbol{u}_i$ 和 $X(t)$ 的关系为

$$X(t)=\sum_{i=1}^{n}\boldsymbol{\varphi}_i\boldsymbol{u}_i \tag{5}$$

将式(4)和式(5)联立,得

$$X(t)=\sum_{i=1}^{n}\gamma_i\boldsymbol{\varphi}_i\int_{-\infty}^{+\infty}h_i(\tau)\ddot{Y}(t-\tau)\mathrm{d}\tau \tag{6}$$

根据维纳-辛钦公式可以得知,输出相关函数的傅里叶积分变换就可以成为输出功率谱密度函数,如果加入输入功率谱密度函数 $S_Y^{\cdot\cdot}(\omega)$、频率传递函数 $H_i(\omega)$,可得

$$S_{XX}(\omega) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\gamma_i\gamma_j\varphi_i\varphi_j^{\mathrm{T}}H_i(\omega)H_j(\omega)S_Y^{\cdot\cdot}(\omega) \quad (7)$$

由于公式计算过于复杂,简化公式可得

$$S_{XX}(\omega) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\gamma_i\gamma_j\varphi_i\varphi_j^{\mathrm{T}}\ |H_i(\omega)|^2S_Y^{\cdot\cdot}(\omega) \quad (8)$$

同时得到响应均方值:

$$\sigma_x^2 = \int_{-\infty}^{+\infty}S_{XX}(\omega)\mathrm{d}\omega =$$

$$\sum_{i=1}^{n}\gamma_i^2\varphi_i\varphi_i^{\mathrm{T}}\int_{+\infty}^{-\infty}|H_i(\omega)|^2S_Y^{\cdot\cdot}(\omega)\mathrm{d}\omega \quad (9)$$

电池箱受到振动以后,所受应力满足零均值高斯分布,求得其标准差,从而获得响应值的分布概率[7]。

3.2　分析过程

首先加以约束。在电池箱两侧 4 个固定孔处分别加以约束 x、y、z 3 方向的平动自由度和转动自由度。除此之外加以加速度激励,激励方向为电池箱垂向方向,即垂直于路面,大小为 9 810 mm/s^2,并在 Load collector 中添加一个幅值为 1 的正弦曲线,最后将它们全部导入 Rload1 中,使激励和加载曲线进行组合。同理分别设置对电池箱横向方向和纵向方向的 Load collector,并定义 RANDOM 分析步,与箱体垂向方向的振动工况步骤类似。

参考 GB /T 31467. 3—2015《电动汽车车用锂离子动力蓄电池包和系统第 3 部分:安全性要求与测试方法》中的振动试验要求,对汽车前部电池箱的 x、y 和 z 轴 3 个方向进行稳态随机激励,其 P_{SD} 值如表 3 所示。电池箱的 x、y 和 z 轴 3 个方向加速度的均方根值分别为 0.96g、0.95g、1.44g(g 为重力加速度)。

表 3　加载激励 P_{SD} 值

频率/Hz	功率谱密度(P_{SD})/(mm^2/s^3)		
	x 轴	y 轴	z 轴
5	0.012 5	0.010	0.05
10	0.03	0.015	0.06
20	0.03	0.015	0.06
50	0.012 5	0.010	0.05
200	0.000 25	0.000 4	0.000 8

3.3　随机振动结果

求解分析后,将 Optistruct 应力结果导入后处理 Hyperview 中,得到在垂直方向工况下电池箱箱体的最大应力,即 1σ 应力是 12.52 MPa,3σ 应力是 37.56 MPa,应力值较小。箱体纵向方向振动工况输出设置与箱体垂向方向振动工况步骤类似,得到电池箱箱体的最大应力,即 1σ 应力是 22.46 MPa,3σ 应力是 67.38 MPa,整体应力水平较低。同理箱体横向方向也是按照此步骤进行处理,得到 1σ 应力为 7.447 MPa,3σ 应力为 22.341 MPa,整体应力水平较低。3 个方向应力均远小于屈服应力 235 MPa,3 个随机振动如图 4-图 6 所示。

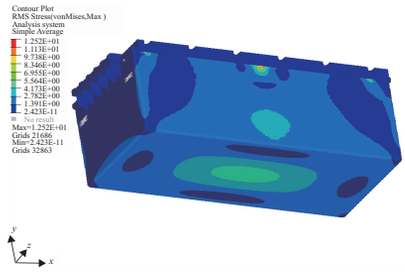

图 4　垂向激励下电池箱 1σ 应力

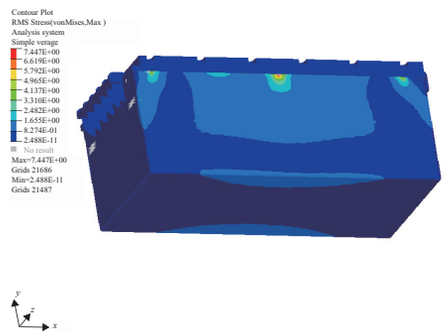

图 5　纵向激励下电池箱 1σ 应力

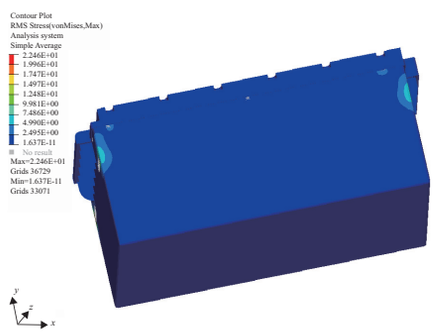

图 6　横向激励下电池箱 1σ 应力

4　结语

电池箱的安全性能决定整车的安全性。由于电池箱的内部比较复杂,受力分析也很复杂,所以本文基于有限元分析的方法对某企业的电池箱在随机振动以及机械冲击下进行分析,运用三维软件进行三维几何建模,分析电池箱内部结构,将模型导入 Hypermesh 中,在不影响分析结果的情况下对电池箱进行简化,抽取中面,划分网格并定义材料属性,从而建立有限元模型。在机械冲击的工况下,电池箱所受的应力远小于屈服应力。对电池箱的垂向、横向和纵向分别做随机振动的仿真实验,得到 3 组仿真所受到的应力均小于材料屈服应力的结果,说明其结构可靠,可以完整通过随机振动实验,并为汽车在随机路面下随机振动提供了计算方法[8]。

(下转第 19 页)

[3] 潘玉成,林鹤之,陈小利,等. 基于模糊 RBF 神经网络的 PID 控制方法及应用[J]. 机械制造与自动化,2019,48(3): 215-219.
[4] 罗娜, 朱江, 李燕. 基于智能 PID 的直流电机控制算法仿真分析[J]. 红外技术, 2020,42(3): 218-222.
[5] 王迪, 赵转, 李星宇. 非线性 PID 控制器在微型燃气轮机中的应用[J]. 科技视界, 2020(8): 57-59.
[6] 刘鸿飞, 李政清. 自动控制理论[M]. 成都:电子科技大学出版社,2016.
[7] 韩京清. 非线性 PID 控制器[J]. 自动化学报, 1994,20(4): 487-490.
[8] 韩京清. 自抗扰控制技术:估计补偿不确定因素的控制技术[M]. 北京:国防工业出版社,2008.
[9] 晏东. 基于非线性 PID 的永磁直线同步电机控制策略研究[D]. 泉州:华侨大学, 2018.
[10] 刘金琨. 先进 PID 控制及其 MATLAB 仿真[M]. 北京:电子工业出版社,2003.
[11] 张乃尧, 阎平凡. 神经网络与模糊控制[M]. 北京:清华大学出版社,1998.
[12] 杨洋,张秋菊. 粒子群算法自寻优模糊 PID 控制器设计[J]. 机械制造与自动化,2018,47(3): 201-204.

收稿日期:2020-09-25

(上接第 4 页)

[9] PEI Z J, KHANA N, FERRIA P M. Ro tary ultrasonic machining of structural ceramics—a review [J]. Ceramic Engineering and Science Proceedings, 1995, 16(1): 259-278.
[10] 张向慧,钱桦. 旋转超声加工振动系统的研究[J]. 振动与冲击,2010,29(4):218-221,242.
[11] 王健健,张建富,冯平法. 航空先进材料旋转超声椭圆振动加工研究进展[J]. 航空制造技术,2018,61(21):30-37.
[12] 杜鹃. 难加工材料复杂零件旋转超声辅助加工工艺与机理研究[D]. 天津:天津大学,2012.
[13] WANG Hui, NING Fuda, LI Yuanchen, et al. Scratching-induced surface characteristics and material removal mechanisms in rotary ultrasonic surface machining of CFRP[J]. Ultrasonics, 2019,97:19-28.
[14] 戴向国,傅水根,王先逵,等. 新型超声变幅杆结构设计[J]. 现代制造工程,2002(4):42-43.
[15] 戴向国,傅水根,全永义. 两面定位变幅杆的制造工艺与性能试验[J]. 新技术新工艺,2004(6):24-25.
[16] 张巧丽,张建富,冯平法,等. 斜槽式超声变幅杆纵扭特性研究[J]. 振动与冲击,2019,38(10):58-64,78.
[17] 李贵花. 旋转超声加工振动系统的研究[D]. 北京:北方工业大学,2010.
[18] 李贵花,张向慧,傅水根,等. 带有 1/4 波长指数形复合变幅杆的超声换能器设计[J]. 机械设计与制造,2009(5):1-3.
[19] 钟翔福. C/SiC 复合材料旋转超声振动辅助铣削实验研究[D]. 南昌:南昌航空大学,2019.
[20] 张园,康仁科,刘津廷,等. 超声振动辅助钻削技术综述[J]. 机械工程学报,2017,53(19):33-44.
[21] 罗豪. 碳纤维复合材料旋转超声制孔工艺研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2018.
[22] ALKHALEFAH Hisham. Precise drilling of holes in alumina ceramic (Al_2O_3) by rotary ultrasonic drilling and its parameter optimization using MOGA-II[J]. Materials, 2020, 13(5): 1059.
[23] 张承龙,冯平法,张建富. 光学玻璃旋转超声端面铣削表面特性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2012, 52(11): 1616-1621.
[24] 张加波,石文天,刘汉良,等. 碳纤维复合材料超声振动加工[J]. 宇航材料工艺,2014,44(1):122-126.
[25] 查慧婷,冯平法,张建富. 高体积分数 SiCp/Al 复合材料旋转超声铣磨加工的试验研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(19):107-113.
[26] 宫虎,陈芳琪,王涛,等. 陶瓷人工髋关节球超精密磨削加工微观纹理形成规律[J]. 光学精密工程, 2019, 27(9): 1926-1934.
[27] 王宗伟,丛岩. 基于旋转超声振动的氧化锆陶瓷小孔磨削加工质量研究[J]. 金刚石与磨料磨具工程, 2020, 40(1): 24-28.
[28] GENG Daxi, LIU Yihany, SHAO Zhenyu, et al. Delamination formation and suppression during rotary ultrasonic elliptical machining of CFRP[J]. Composites Part B: engineering, 2020, 183:107698.

收稿日期:2020-05-14

(上接第 15 页)

参考文献:

[1] 孙小卯. 某型电动汽车电池包结构分析及改进设计[D]. 长沙:湖南大学,2013.
[2] 董相龙,张维强. 电动汽车电池箱结构强度的有限元分析及其改进设计[J]. 机械强度,2015,37(2):312-316.
[3] 赵久志,夏顺礼,刘涛,等. 基于 HyperWorks 的某动力电池总成壳体结构优化技术[J]. 汽车实用技术,2016(7):23-26.
[4] XIA Yong, WIERZBICKI Tomasz, SAHRAEI Elham, et al. Damage of cells and battery packs due to ground impact[J]. Journal of Power Sources, 2014, 267: 78-97.
[5] 李明秋. 电池包箱体的有限元分析和结构优化设计[D]. 长春:吉林大学,2017.
[6] 李如忠. 结构随机振动仿真分析[J]. 机械,2007(5):21-23.
[7] 黄培鑫,兰凤崇,陈吉清. 随机振动与冲击条件下电动车电池包结构响应分析[J]. 汽车工程,2017(9):1087-1093,1099.
[8] 王文伟,程雨婷,姜卫远,等. 电动汽车电池箱结构随机振动疲劳分析[J]. 汽车工程学报,2016, 6(1):10-14.

收稿日期:202-04-28