

某车型纯电汽车动力大支架强度优化分析

王雨¹,王圣波²,羊定侯¹,刘钢¹

(1. 一汽海马汽车有限公司,海南 海口 570216;

2. 海南职业技术学院 工业与信息学院,海南 海口 570216)

摘要:基于有限元仿真平台,对某新开发纯电动汽车的动力大支架进行结构强度分析。根据分析流程搭建有限元模型,运用 Nastran 求解器进行求解,初步分析结果得出,动力大支架的结构强度安全裕度较低;针对出现的问题对动力大支架的结构进行优化,优化后新支架的最大应力从 330.2 MPa 下降到 191.6 MPa,远低于材料许用应力 340 MPa。结构强度得到了较好的改善,可用于指导生产。

关键词:纯电动汽车;动力大支架;强度分析;载荷输入;最大应力

中图分类号:TP202.⁺7 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)03-0190-03

The Research Analysis for Bracket of Powertrain Base on Some Automobile

WANG Yu¹, WANG Shengbo², YANG Dinghou¹, LIU Gang¹

(1. Faw Haima Automobile Co., Ltd., Haikou 570216, China; 2. Hainan College of Vocation and Technique School of Industry and Information Engineering, Haikou 570216, China)

Abstract: Base on finite element simulation platform, the structural strength analysis of the power bracket of a newly developed pure electric vehicle was carried out. A finite element model was built according to the analysis process. Nastran software was used to solve the finite element. Preliminary analysis results show that the safety margin of the structural strength of the large power support is low. After the optimization of the structure of the large power support, the maximum stress of the new support drops from 330.2 MPa to 191.6 MPa, much lower than the allowable stress of 340 MPa. And the structural strength has been improved so as to guide production.

Keywords: battery electric vehicle; power bracket; strength analysis; load input; maximum stress

0 引言

传统的汽车动力系统是指由发动机产生的动力,经一系列的传递,最终传到车轮的整个机械传动过程^[1]。纯电动汽车的动力系统主要包括三部分:动力源、驱动系统和电力电子系统。电机驱动部分有两种方式,一种是集中式驱动,一辆车就一个驱动电机;另一种是多电机,属于分布式驱动。电力电子部件的位置或连接方式直接决定了系统的具体构型,动力系统的连接方式不同,整体构型也就不同。总而言之,不管哪种类型的动力系统,电驱动系统都是它们的核心^[2]。搭载动力系统总成的大支架作为汽车结构的重要零部件,在动力系统中起着重要的连接作用。动力大支架下端连接的驱动系统主要包括水泵、驱动电机、减速器和压缩机。动力大支架上端连接的电力电子系统主要包括副水箱、动力控制单元和车载充电器等,如图 1 所示。动力总成大支架的结构强度设计是否合理,直接影响到纯电动车的使用寿命和制造成本,关系到车辆的驾驶安全和市场口碑。

随着有限元技术的快速发展以及计算机硬件技术的

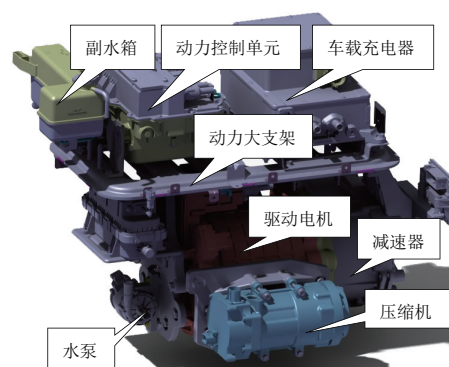


图 1 动力大支架系统

不断进步,有限元技术广泛应用在车架等汽车零部件的设计分析中^[3-5]。本文对某车型新开发纯电动汽车搭载动力总成的动力大支架进行结构强度仿真,针对初始动力大支架的强度分析结果不满足材料强度要求问题,对该支架进行结构优化,使其结构强度最终满足设计要求。本文使用的软件及处理方式主要有:1)在前处理软件平台 HyperMesh 进行有限元(finite element, FE)模型搭建;2)求

基金项目:2017 年度海南省高等学校教育教学改革研究重点项目(Hnjg2017ZD-23);海南职业技术学院科研团队成果

第一作者简介:王雨(1989—),女,河南南阳人,工程师,工学硕士,研究方向为汽车设计、结构强度及疲劳耐久仿真分析、新能源汽车技术。

解器应用 Nastran 进行强度分析求解;3) 计算结果在后处理软件平台 HyperView 数据读取和分析处理。

1 动力大支架强度仿真分析流程介绍

为检验动力大支架是否具有抵抗外力破坏的能力,需要对动力大支架进行结构强度仿真分析,具体的有限元仿真分析流程如图 2 所示。

根据分析流程搭建的结构强度 FE 模型分析结果,如果各个工况下零部件受到最大应力均小于其材料的屈服强度,理论上该零部件就满足强度要求;反之,如果其中之一的工况分析结果存在零部件不满足强度要求,需要对受到最大应力的零部件进行优化,提出合理的优化方案,增强相应零部件的强度,使其满足强度要求。

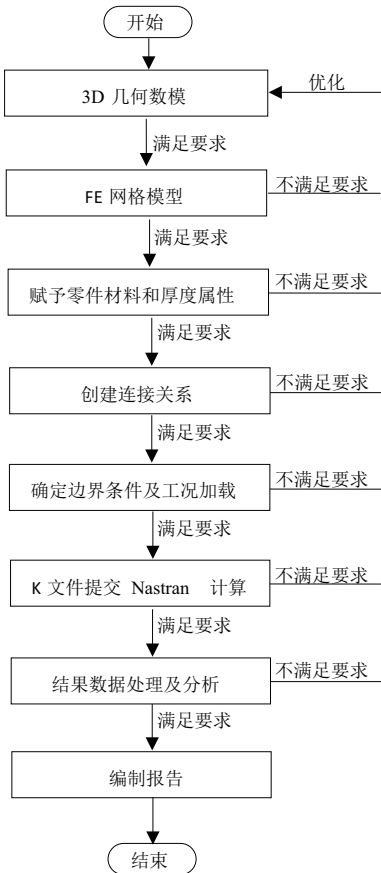


图 2 零部件结构强度分析流程

2 动力大支架 FE 模型搭建

2.1 划分网格及检查模型

根据动力大支架的尺寸选定划分有限元网格的尺寸标准为 6 mm,理想网格的尺寸最小为 5.5 mm,最大为 6.5 mm,网格的类型选择 2D 面网格;动力大支架上板、加强板和下板 3 个零件之间用螺栓连接;根据不同螺栓孔的直径建立不同的 washer 塑性应变残留网格;动力大支架上板和下板之间、动力大支架上板和加强板以及动力大支

架下板和加强板之间都采用满焊方式连接。

FE 模型检查主要包括以下几点:1) 是否有自由边;2) 是否有重复单元;3) 单元的尺寸是否合格;4) 翘曲和雅可比是否在要求范围内等;5) 保证网格单元中三角形单元的数量不要超过网格总数的 5%。以上要求是确保搭建的 FE 模型计算稳定可靠,避免不收敛。图 3 是动力大支架初始结构的 FE 模型。

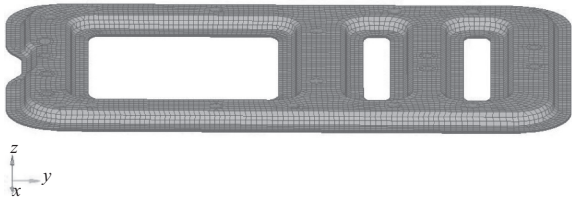


图 3 动力大支架原结构 FE 模型

2.2 赋予材料属性

根据整车 BOM (bill of material) 表物料清单,对于动力大支架 FE 模型的材料属性赋予包括两方面:材料性能和材料厚度。动力大支架上板、动力大支架下板的材料都是 B340/S90,屈服强度是 340 MPa,上板和下板的材料厚度均是 3 mm;加强板的材料是 Q235,屈服强度是 235 MPa,材料厚度是 5 mm;卡片属性选用壳单元。

2.3 建立连接

本文研究的动力大支架各零部件连接采用的是焊缝连接,动力大支架上板和下板之间、上板和加强板之间以及下板和加强板之间都采用满焊连接。焊缝采用面网格的方式来模拟,图 4 是焊缝模拟示意图,图中间一层网格是焊缝,上下两层网格分别代表动力大支架上板和下板。

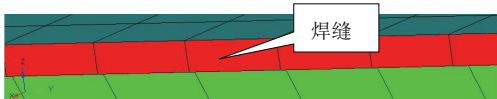


图 4 缝焊模拟示意图

2.4 搭建边界条件

动力大支架的约束方式采用惯性释放。由于无法采集到新能源动力大支架的工况标准,本文选取的工况是传统燃油车的道路载荷工况标准,它主要包括表 1 中的 7 个工况。

表 1 工况信息表

分析工况	名称
1	静态设计位置
2	垂直向上加载(+5g)
3	垂直向下加载(-5g)
4	左侧侧向加载(+3g)
5	右侧侧向加载(-3g)
6	向前纵向加载(-3g)
7	向后纵向加载(+3g)

2.5 求解 FE 模型

运用 Nastran 对动力大支架进行应力分析,得到其在 7 种不同工况下的最大应力云图如图 5-图 11 所示。

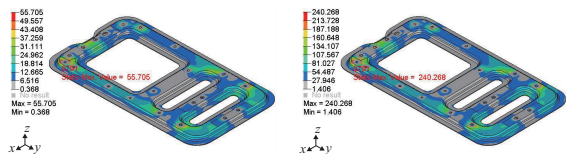


图 5 工况 1 最大应力

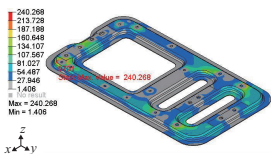


图 6 工况 2 最大应力

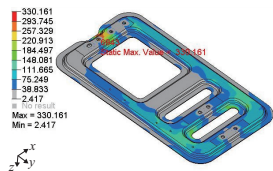


图 7 工况 3 最大应力

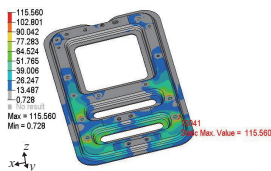


图 8 工况 4 最大应力

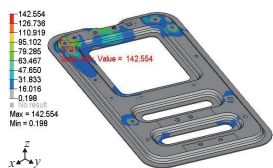


图 9 工况 5 最大应力

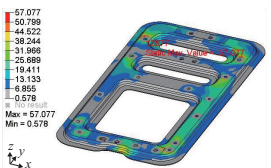


图 10 工况 6 最大应力

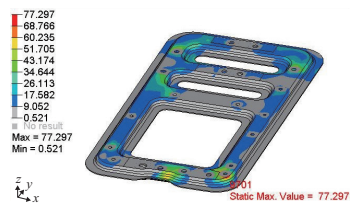


图 11 工况 7 最大应力

从图 5-图 11 可以看出,动力大支架在工况 3 下受到的最大应力值最大,高达 330.2 MPa,接近材料的屈服强度 340 MPa,最大应力位置在动力大支架下板凹槽靠近焊缝处。虽然计算结果满足材料的最大屈服强度,但供应商考虑动力大支架上板和下板之间采用满焊连接容易引起应力集中导致动力大支架下板凹陷,建议采用点焊+段焊的方式连接,以减小动力大支架下板受到的应力集中。

3 优化结构及仿真结果的对比分析

3.1 优化 FE 模型

FE 模型优化主要从以下两方面进行优化:第一,从连接方式上优化。动力大支架上板和下板之间、动力大支架上板和加强板以及动力大支架下板和加强板之间的连接方式都由原结构满焊优化为点焊+段焊;第二,从动力大支架结构上优化。加强板由 2 块更改为 4 块,厚度由 5 mm 变更为 6 mm,通过以上两方面的优化来减小材料受到的最大应力。优化前后的 FE 模型如图 12、图 13 所示。

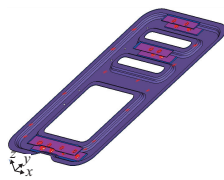


图 12 原结构动力大支架



图 13 新结构动力大支架

动力大支架上板和下板之间除了段焊,还有部分采用点焊方式连接。段焊依然采用画网格的方式表示,点焊的示意图如图 14 所示。

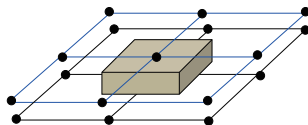


图 14 点焊模拟示意图

3.2 仿真分析结果及对比

1) 优化后新结构仿真结果

运用 Nastran 对新结构动力大支架进行仿真分析,得到其在 7 种不同工况下的最大应力如图 15-图 21 所示。从图中可以看出动力大支架在工况 3 下受到的最大应力值最大高达 191.6 MPa,和原结构受到的最大应力 330.2 MPa 相比,最大应力在一定程度上有了很大的改善。

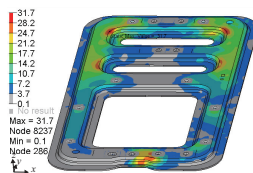


图 15 优化后工况 1 最大应力

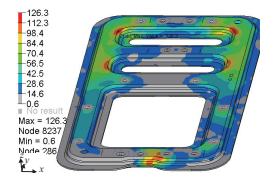


图 16 优化后工况 2 最大应力

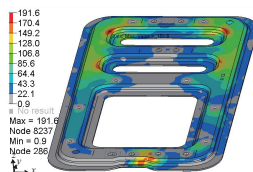


图 17 优化后工况 3 最大应力

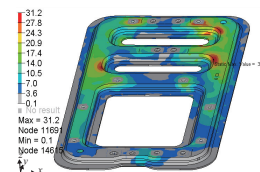


图 18 优化后工况 4 最大应力

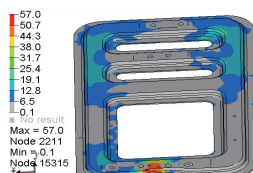


图 19 优化后工况 5 最大应力

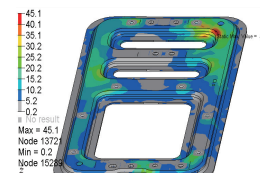


图 20 优化后工况 6 最大应力

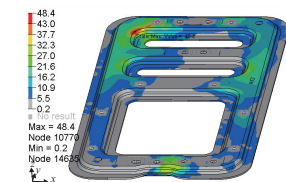


图 21 优化后工况 7 最大应力

(下转第 202 页)

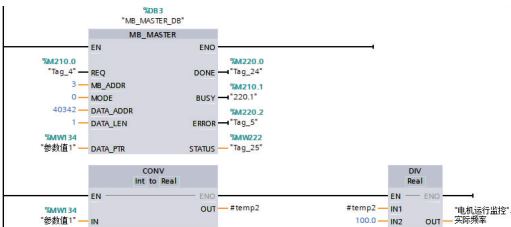


图7 从 G120 读取电机实际运行频率

4 HMI 组态画面设计

控制系统选用与 S7-1200 配套的 SIMATIC HMI 精简面板, SIMATIC HMI 精简系列面板满足了用户对高品质可视化 and 便捷操作的需求^[5]。用户可在 HMI 集中实现多台电机的远程控制,并准确获取各个电机的运行状态等信息。各电机的监控组态信息如图 8 所示^[6]。

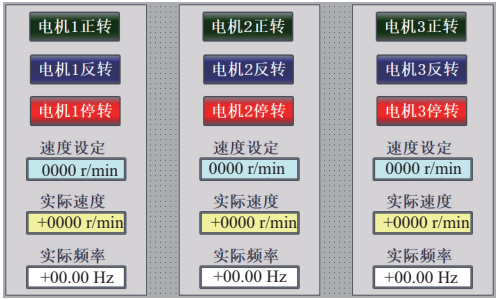


图8 电机监控 HMI 画面组态

5 结语

通过 Modbus 现场总线,异步电动机的变频调速监控变得方便、直观、交互性强、易于远程控制。PLC 和变频器之间进行通信,使得 PLC 可将控制信息发送给变频器,并从变频器接收电机运行的各种状态信息。这些控制信息和状态信息都在 HMI 上实时动态地显示出来。经现场调试证实,控制系统运行可靠,功能完善,具有较高的应用价值。

参考文献:

[1] 廖常初.S7-1200PLC 应用教程[M]. 北京:机械工业出版社, 2017.
[2] Siemens AG.SINAMICS 控制单元 G120 CU240B-2/E-2 参数手册[Z]. Berlin; Siemens. AG,2014.
[3] Siemens AG.S7-1200 可编程控制器系统手册[Z]. Berlin; Siemens. AG,2019.
[4] Siemens AG.STEP 7 Professional V14 系统手册[Z]. Berlin; Siemens. AG,2016.
[5] Siemens AG.第二代精简系列面板操作说明[Z]. Berlin; Siemens. AG,2016.
[6] Siemens AG.WinCC 可视化过程系统手册[Z]. Berlin; Siemens. AG,2018.

收稿日期:2020-04-20

(上接第 192 页)

2) 仿真结果分析对比

优化后新结构动力大支架受到的最大应力比初始整体结构动力大支架受到的最大应力小约 140 MPa,优化后整体结构强度提高显著。这主要是因为优化了两个地方:1)焊接方式由满焊优化为点焊+段焊,因为满焊容易引起应力集中;2)增加了加强板的块数和厚度。两种结构对比结果如表 2 所示。

表 2 两种结构最大应力值对比表

分析工况	单位:MPa	
	原结构	新结构
1	55.7	31.7
2	240.3	126.3
3	330.2	191.6
4	115.6	31.2
5	142.6	57.0
6	57.1	45.1
7	77.3	48.4

4 结语

动力大支架作为动力系统的重要零部件,在连接车身和各驱动系统及电力电子系统方面起着不可忽视的作用。本文基于某车型的动力大支架,虽然初始结构的最大应力可以满足强度要求,但是满焊的工艺较难保证强度一定合格。通过对初始结构的动力大支架进行优化:优化动力大支架上下板及加强板的焊接方式由满焊变为点焊+段焊以及增加加强板的块数和厚度。由仿真结果可以看出优化后的动力大支架受到的最大应力有明显改善,并满足强度要求。

参考文献:

[1] 姜辉. 电动汽车传动系统的匹配及优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
[2] 谢明洁. 电动汽车发展现状及前景[J]. 中国科技信息, 2013(22):120-122.
[3] 吴昊. 某轻型货车油箱支架强度分析与轻量化设计[J]. 机械设计与研究,2020,36(2):71-74.
[4] 宋世平,刘大维. 重型载货汽车车架静态结构强度分析[J]. 湖北汽车工业学院学报,2016,30(3):15-18.
[5] 马娜,周新涛. 某型纯电动汽车电池托架结构的优化设计[J]. 机械工程与自动化,2019(1):50-51,54.

收稿日期:2020-06-15