

# 某电动客车车身骨架结构性能分析<sup>\*</sup>

高晋, 艾田付, 沈琳清, 杨秀建

(昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650500)

**摘要:** 使用 CATIA 软件建立某电动客车车身骨架模型并导入 HyperMesh 软件中, 通过添加约束和载荷建立基于壳单元的车身骨架有限元模型, 运用该模型进行车身弯曲刚度与扭转刚度计算, 并对骨架进行模拟实车的静态工况如弯曲和扭转等分析, 获得不同工况下骨架应力和应变分布情况, 然后对骨架进行模态分析, 得到车身骨架的整体振动响应。结果表明, 该车除极少部位存在应力集中和振幅较大的问题外, 其他部位受力较为均匀, 整车骨架结构刚度与强度在材料的屈服极限之内。

**关键词:** 汽车; 电动客车; 车身骨架; 结构性能

**中图分类号:** U469.72

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1671-2668(2017)03-0001-05

电动客车因其环保性和经济性, 已逐步运用于乘客运输。车辆行驶时车身受到许多复杂的力和力矩的作用, 为保证其安全性和行驶可靠性, 有必要对车身骨架强度与刚度进行一个大致的评估。目前主要通过静态分析和动态分析进行评估, 其中: 静态分析主要包括强度和刚度两方面, 即分析骨架的应力和应变情况; 动态分析主要是进行低阶自由振动的模态分析。

为了弥补梁单元不能反映连接处局部应力分布的不足, 文献[5]运用参数化曲面造型技术对整车进行了造型和刚度、强度分析; 文献[6]运用有限元方法对摩托车车架在振动工况下的动态响应进行了分析; 文献[7]基于模态参数理论对某微型电动车车架进行分析并优化了车身结构。该文针对某电动客车车身骨架, 通过模拟车身骨架在运动中的弯曲、扭转工况分析其结构响应, 同时进行模态分析, 得到骨架的刚度响应情况, 为骨架结构设计和优化提供参考。

## 1 建立车身骨架有限元模型

### 1.1 模型导入与几何清理

建立车身骨架有限元模型是进行静态和模态分析的基础, 创建流程见图 1。

在 CATIA 软件中创建电动车车身骨架模型并导入 HyperMesh 软件中, 通过对导入模型进行零部件清理, 得到清理后的模型。该车身骨架模型是由底骨架、侧围、前后围、顶盖构成的半承载式车身,

清理后的模型见图 2。

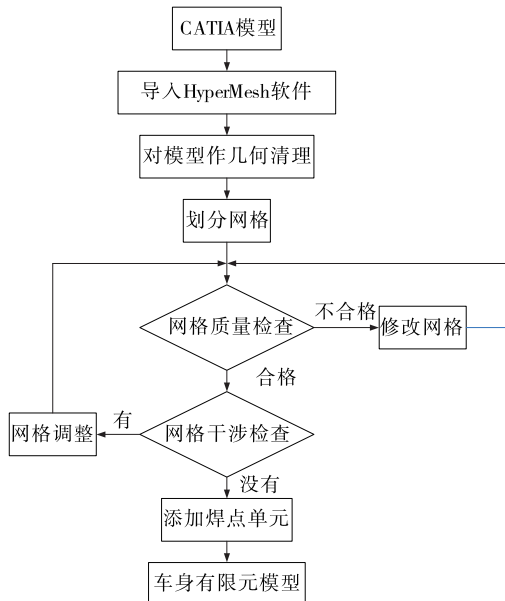


图 1 HyperMesh 中建模流程

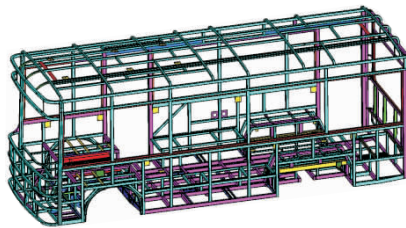


图 2 导入并清理后的车身骨架模型

### 1.2 材料属性定义

该电动客车骨架所用材料为合金钢, 其力学特

<sup>\*</sup> 基金项目: 昆明理工大学人才培养项目(KKSY201402065)

性参数如下:弹性模量为  $2.1 \times 10^5$  MPa;泊松比为 0.30;密度为  $7.9 \times 10^{-9}$  t/mm<sup>3</sup>;热处理后的屈服极限为 500 MPa。

### 1.3 网格划分

为了较为真实地反映构件连接处的应力状况,对创建好的有限元模型进行网格划分。模型尺寸为 10 mm。以 RBE2 单元作为焊点,整车共形成焊接单元 22 938 个,将骨架划分为 569 731 个网格单元,形成基于壳单元的车身骨架有限元模型(见图 3)。



图 3 车身骨架有限元模型

## 2 静态工况分析

采用一般流程方法对电动客车车身结构的静态性能进行分析,其基本操作:基于有限元模型,根据工况的不同对分析中的边界条件进行约束,然后施加各种形式的载荷,在确保骨架各工况刚度满足的前提下对整车骨架进行分析。由于电动客车在使用过程中受力位置较集中,应力状况较复杂,对车辆定型试验规程规定的弯曲与扭转工况分别进行分析。

### 2.1 定义边界条件

弯曲工况分析时约束处理:约束各悬架与车身骨架连接点,左前 X、Y、Z 方向的位移,右前 X、Y 方向的位移,左后 Y、Z 方向的位移,右后 Y 方向的位移(见图 4)。

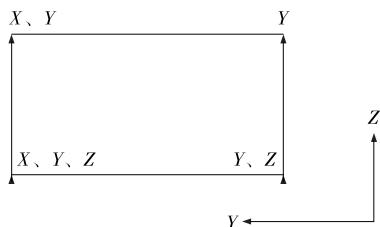


图 4 车身骨架弯曲工况的约束情况

扭转工况分析时约束处理:约束各悬架与车身骨架连接点,右前 X、Y 方向的位移,右后 Y 方向的位移,左后 Y、Z 方向的位移,释放左前所有自由度(见图 5)。

### 2.2 载荷施加形式

正确施加载荷及其施加形式是获得较高精度

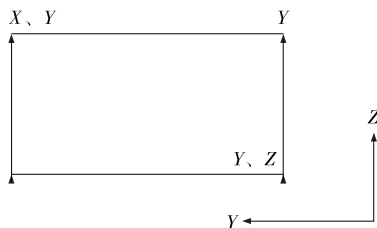


图 5 车身骨架扭转工况的约束情况

有限元分析结果的前提。该车身骨架主要载荷及其施加方式见表 1。需注意的是,由于两种工况均为静态,且两种工况载荷均为极限承载,除约束位置差异外,载荷大小与施加形式没有任何不同。

表 1 载荷及其施加方式

载荷名称	质量/kg	施加方式
骨架自重	1 500	集中载荷
蓄电池(轮罩)	580	均布载荷
蓄电池(尾部)	200	均布载荷
驾驶室及附件	180	集中载荷
电机及转向器	190	均布载荷
乘客质量(30 人)	1 950	均布载荷

### 2.3 车身弯曲刚度和扭转刚度计算方法

车身弯曲刚度是指受到铅锤向下的载荷作用产生的弯曲挠度与力的关系,即变形与力之间的关系,也可用单位轴距长度最大挠度来评价。这里的弯曲工况可近似看作施加到车身的对称垂直载荷,故用车身底架的最大垂直挠度评估弯曲刚度。

如图 6 所示,假设车身为具有均匀刚度的简支梁,作用于身上的弯曲载荷为集中力,则简支梁在集中力的作用下将发生弯曲变形。当车身上作用有对称垂直载荷时,车身刚度为:

$$EI = \begin{cases} \frac{Fax(L^2 - a^2 - x^2)}{6Ly} & (x \leq b) \\ Fax \left[ \frac{L}{a}(x-b)^3 - (L^2 - a^2)x - x^3 \right] / 6Ly & (b < x \leq L) \end{cases} \quad (1)$$

式中:EI 为车身弯曲刚度;F 为车身加载点所施加的集中载荷;a 为后支点到加载点的距离;x 为前支点到测量点的距离;L 为前、后悬上端间距;y 为挠度;b 为前支点到加载点的距离。

也可用车身上弯曲载荷之和与车身最大弯曲挠度的比值来反映车身刚度,即:

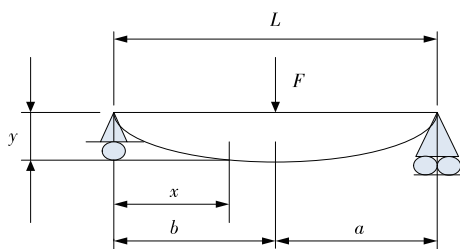


图 6 弯曲刚度简化示意图

$$EI = \frac{\sum F}{\max y} \quad (2)$$

式中:  $\sum F$  为车身弯曲载荷合力;  $\max y$  为车身最大弯曲挠度。

汽车在不平的路面上行驶时会受到 Z 向的反对称载荷作用而产生扭转变形, 车身扭转刚度也是车身体有限元静力学分析的重要内容。车身扭转工况是指汽车在崎岖不平的道路上行驶造成的一个或两个车轮悬空的状态。一般车辆在该极限工况下行驶速度较低, 可近似看成静载。按照静力学的方法对车身进行扭转刚度计算, 公式如下:

$$GJ = \frac{TL}{\theta} \quad (3)$$

式中:  $GJ$  为扭转刚度;  $T$  为扭转力;  $\theta$  为前后轴相对扭转角。

按上述公式计算, 得整车车身弯曲刚度及扭转刚度分别为 13 145 N/mm、11 293 N·m/deg。根据相关资料, 合金钢车身的弯曲刚度一般在 12 000 N/mm 以上, 扭转刚度为 10 000 N·mm/deg 左右, 该车身弯曲刚度和扭转刚度均满足要求。

## 2.4 后处理结果分析

对已施加载荷和确立约束的模型运用 Optis-ruct 求解器进行计算, 得到骨架在两种工况下的应力、应变云图(见图 7~10)。

从图 7 可看出: 弯曲工况下车身最大变形量为

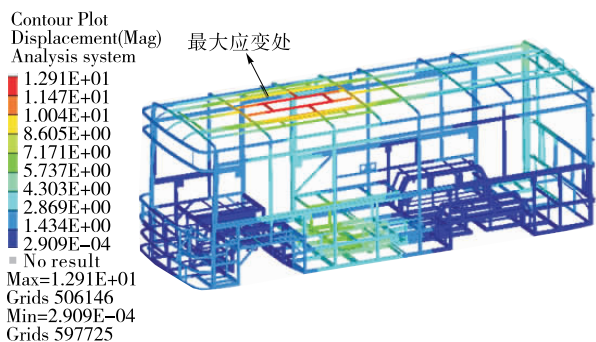


图 7 弯曲工况下的应变云图(单位: mm)

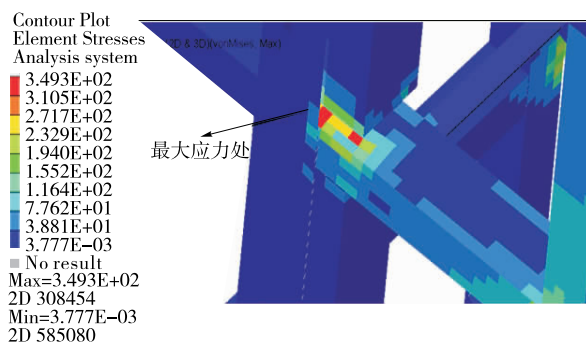


图 8 弯曲工况下的应力云图(单位: MPa)

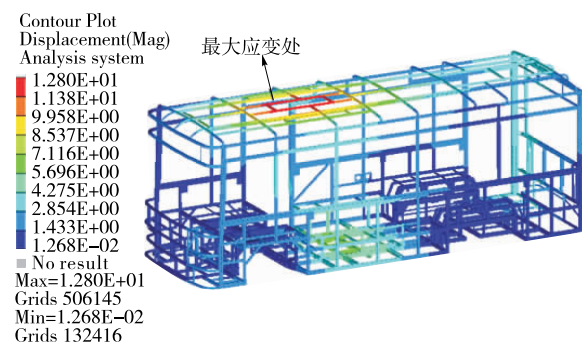


图 9 扭转工况下的应变云图(单位: mm)

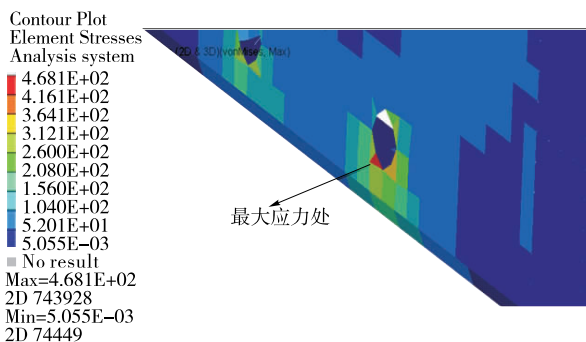


图 10 扭转工况下的应力云图(单位: MPa)

1.291 cm, 位于车顶中部, 这是由顶部空调的载荷相对集中而使顶部压力集中所造成的。此处的骨架最易破坏, 比较危险, 需加强。车辆底盘中部变形量也较大, 其他部位变形微小、均匀。

从图 8 可看出: 弯曲工况下车身最大应力为 349.3 MPa, 位于骨架底部后轴连接处; 除极少部位受力较大外, 整体应力分布均匀。

从图 9 可看出: 扭转工况下车身最大变形量为 1.280 cm, 位于车顶中部, 这是由扭转时约束右前轮, 释放左前轮自由度, 顶部受到较大的扭转力矩所造成的; 底盘中部骨架变形量也相对较大, 其他部位变形量较小。

从图 10 可看出: 扭转工况下前桥与电机转向器

相连的螺栓孔即约束处应力最大,为 468.1 MPa。此时会有一侧车轮悬空,导致某些部位的应力明显集中。一般来说扭转工况比弯曲工况危险许多,在实车行驶中应保持足够警惕,防止出现该工况。

### 3 模态分析

车身骨架是一个多自由度的弹性系统,其动力学方程一般可写为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (4)$$

式中: $M$ 、 $C$ 、 $K$  分别为整体质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $X$ 、 $\dot{X}$ 、 $\ddot{X}$  分别对应节点的位移向量、速度向量和加速度向量; $F$  为结构承受的动载荷向量。

对式(4)进行拉普拉斯变换,并设初始条件为零,得到:

$$(s^2C + sC + K)X(s) = F(s) \quad (5)$$

假设  $H(s) = (s^2C + sC + K)^{-1}$  为  $X(s)$  的逆矩阵,即传递函数矩阵,则式(5)可写为:

$$X(s) = H(s)F(s)$$

当  $s = j\omega$  ( $\omega$  为系统的固有频率)时,系统的响应函数矩阵为:

$$H(\omega) = H(s)_{s=j\omega} = (K - \omega^2M + j\omega C) \quad (6)$$

对于  $N$  自由度系统,有  $N$  个固有频率,也有  $N$  个结构振型与之对应。

有关研究证明振动发生在大型机械结构时低阶的影响比高阶大。考虑到电动车行驶的路况一般良好,振动阶数过大影响行驶,故只计算模态振动前 16 阶。又由于这里只计算骨架的自由模态,查阅资料发现骨架前 6 阶为刚性模态,对应的固有频率接近为零,可不予考虑。为了消除刚性模态,从第 7 阶开始计算,计算结果见表 2,振幅较大的几组模态振型见图 11~16。

表 2 骨架模态分析结果

阶次	频率/Hz	振型描述
7	9.382	顶盖前部弯曲振动
8	10.897	顶盖后部弯曲振动
9	13.990	弯曲振动
10	14.934	弯扭混合振动
11	17.005	顶盖后部弯曲振动
12	17.620	顶盖后部弯曲振动
13	18.410	左右振动
14	18.930	弯曲振动
15	22.328	左右振动
16	24.106	弯扭混合振动

Contour Plot  
Eigen Mode(Mag)  
Analysis system  
6.384E+00  
5.676E+00  
4.968E+00  
4.260E+00  
3.553E+00  
2.845E+00  
2.137E+00  
1.429E+00  
7.214E-01  
1.357E-02  
No result  
Max=6.384E+00  
Grids 536252  
Min=1.357E-02  
Grids 431138

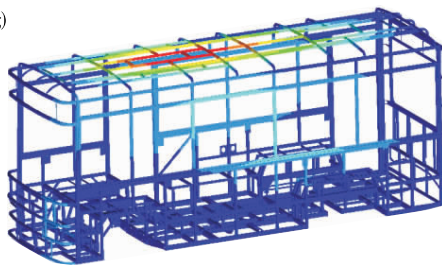


图 11 车身骨架第 9 阶振型(单位:mm)

Contour Plot  
Eigen Mode(Mag)  
Analysis system  
4.929E+00  
4.390E+00  
3.851E+00  
3.312E+00  
2.774E+00  
2.235E+00  
1.696E+00  
1.157E+00  
6.179E-01  
7.901E-02  
No result  
Max=4.929E+00  
Grids 563035  
Min=7.901E-02  
Grids 136200

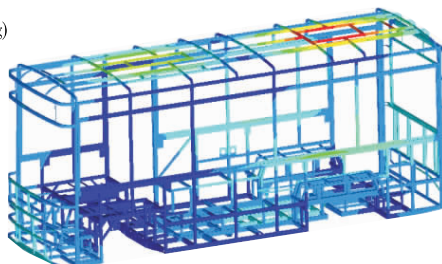


图 12 车身骨架第 11 阶振型(单位:mm)

Contour Plot  
Eigen Mode(Mag)  
Analysis system  
4.929E+00  
4.390E+00  
3.851E+00  
3.312E+00  
2.774E+00  
2.235E+00  
1.696E+00  
1.157E+00  
6.179E-01  
7.901E-02  
No result  
Max=4.929E+00  
Grids 563035  
Min=7.901E-02  
Grids 136200

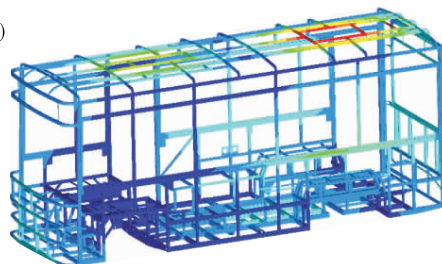


图 13 车身骨架第 12 阶振型(单位:mm)

Contour Plot  
Eigen Mode(Mag)  
Analysis system  
4.370E+00  
3.887E+00  
3.405E+00  
2.922E+00  
2.440E+00  
1.957E+00  
1.474E+00  
9.916E-01  
5.090E-01  
2.634E-02  
No result  
Max=4.370E+00  
Grids 561663  
Min=2.634E-02  
Grids 462022

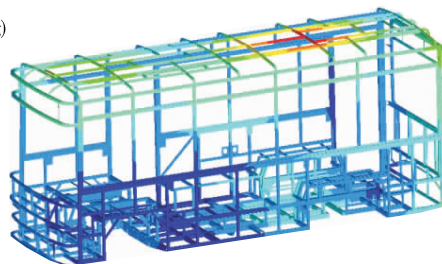


图 14 车身骨架第 14 阶振型(单位:mm)

从图 11~16 可看出:该车身骨架第 9 阶振型中,顶盖中部振动幅度很大,其余部分振动幅度较小,振幅较大主要是由弯曲振动所致;第 11 和 12 阶

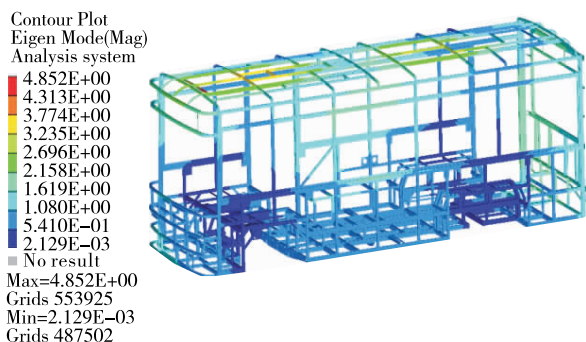


图 15 车身骨架第 15 阶振型(单位:mm)

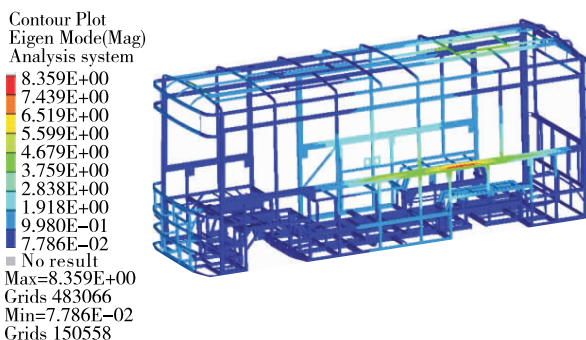


图 16 车身骨架第 16 阶振型(单位:mm)

振型为顶盖后部弯曲振动,顶盖后部变形较大;第 14 阶振型为弯曲振型,车身顶盖振动幅度略大;第 15 阶振型为左右振动,车身两侧振幅较大;第 16 阶振型为弯扭混合振型,顶盖和左右两侧振幅较大。

#### 4 结论

(1) 该电动客车除顶部空调处和底盘中部出现应力集中外,其他部件应力分布较均匀,整车骨架所受强度在屈服强度以内。

(2) 该电动客车的模态频率在 50 Hz 内的弹性

模态前 10 阶频率分布较为分散,骨架整体变形处于允许变形范围内,顶盖振幅较大,可适当加强。

#### 参考文献:

- [1] Zhang X F, Zhao Y, Li S H. FEM modal analysis of vehicle frame based on anasys [A]. 2011 International Conference on Consumer Electronics Communications and Networks [C]. 2011.
- [2] 朱茂桃,李超,刘一夫.基于 HyperWorks 的电动车车架有限元分析[J].重庆交通大学学报:自然科学版,2012,31(5).
- [3] 蔺瑞兰,张代胜.客车车身强度及刚度分析[J].上海汽车,2006(12).
- [4] 杨路,杨秀建,高晋,等.某电动客车车身骨架强度与刚度特性分析[J].小型内燃机与车辆技术,2015,44(2).
- [5] 丁玉庆,马幼鸣.轿车车身刚度及强度有限元分析[J].解放军理工大学学报:自然科学版,2012,13(3).
- [6] 黄泽好,徐中明,张志飞,等.摩托车车架振动特性分析[J].农业机械学报,2006,37(9).
- [7] Jiang L B, Li J S, Liu J L. Structural performance analysis and optimization of a mini-electric vehicle frame [A]. International Conference on Electric Information and Control Engineering [C]. 2011.
- [8] 毛爱华.纯电动大客车骨架结构轻量化多目标优化设计[D].长春:吉林大学,2015.
- [9] 于国飞,黄飞,王海兵,等.客车车身骨架刚度有限元分析及改进设计[J].客车技术与研究,2016,38(1).
- [10] 胡付超,林伟,方超.全承载式纯电动城市客车钢铝混合骨架强度分析及改进[J].客车技术与研究,2016,38(4).
- [11] 柏林.重型载货汽车车架有限元分析及拓扑优化[D].合肥:合肥工业大学,2010.

收稿日期:2016-11-01

## 《公路与汽运》杂志 2017 年征订启事

《公路与汽运》杂志由长沙理工大学主办,是一份介绍汽车、道路、桥梁等公路交通领域科技信息的面向国内外公开发行的技术类科技期刊。国际标准刊号:ISSN1671-2668,国内统一刊号:CN43-1362/U。发行代号:国内 42-95,国外 DK43002。

本刊为双月刊,逢单月 25 日出版。每期定价 15 元,全年 90 元。热烈欢迎订阅。读者可在当地邮局订阅,也可直接向本刊编辑部索取订单订阅。订阅款请汇至本刊或银行账号。

通信地址:长沙理工大学云塘校区 8 号信箱

邮政编码:410004

联系电话:0731-85258189(含传真)

联系人:王 文

开户行:长沙市农行高云支行

户名:长沙理工大学

账号:18-051401040000158