

新型超导磁悬浮转向架设计及有限元分析

陈武¹, 邓斌¹, 邓自刚², 霍文彪³, 尹智慧³

- (1. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031;
2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;
3. 中车唐山机车车辆有限公司, 河北 唐山 063035)

摘要: 针对磁悬浮列车转向架进行有限元分析时悬浮面的边界条件设置为全约束, 但表现出的工况与实际工况不符的问题, 提出一种以弹性支撑为边界约束条件, 以列车轻量化为目标的设计分析方法。通过 SolidWorks 软件进行了新型高温超导磁悬浮转向架模型的设计, 并根据磁悬浮列车不同的运行工况, 分析了转向架整体强度以及杜瓦横梁与磁轨之间的最小间距。结果表明, 此转向架满足设计要求, 为后续优化计算提供了分析依据。

关键词: 磁悬浮转向架; 磁悬浮列车; 杜瓦横梁; 弹性支撑; 有限元分析

中图分类号: U237; U260.331

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2019.01.111

Design and Finite Element Analysis of New Superconducting Maglev Bogie

CHEN Wu¹, DENG Bin¹, DENG Zigang², HUO Wenbiao³, YIN Zhihui³

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China; 2. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China; 3. CRRC Tangshan Co., Ltd., Tangshan, Hebei 063035, China)

Abstract: Aiming at inconsistent problem with the actual working condition when the boundary condition of the suspended surface was set to the whole constraint in the finite element analysis of the maglev train bogie, a new method with the boundary constraint of elastic support and on the purpose of lightweight train was brought out. A new magnetic levitation bogie of high temperature superconducting was designed by SolidWorks software, and according to the different operating conditions of the maglev train, the overall strength of the bogie and the minimum spacing between the Dewar beam and the track were analyzed. The results showed that the bogie met the design requirements and provided the basis for the subsequent optimization calculation.

Keywords: maglev bogie; maglev train; Dewar beam; elastic support; finite element analysis

0 引言

高温超导磁悬浮列车主要依靠高温超导体的独有特性将列车悬浮于轨道上并进行导向, 实现列车与轨道间的无机械接触, 再利用直线电机驱动列车运行^[1], 以其速度高、能耗低、噪声小、环境污染轻、安全可靠等优点而被国内外学者关注。

转向架是高温超导磁悬浮列车上的核心部件, 它是整个列车的底盘, 起着传递悬浮力、导向力及驱动

力的重要作用, 又是直线电机、杜瓦、空气弹簧等重要部件的安装平台, 同时转向架还起着列车行驶中的结构解耦的作用, 因此其直接影响着整车的性能^[2]。与传统的轮轨式列车相比, 磁悬浮列车依靠高温超导磁悬浮技术进行悬浮运行, 对转向架的重量有严格的要求, 所以磁悬浮列车转向架需要在满足强度要求的前提下, 必须尽量减轻其自身的重量。为了解决强度要求和重量要求这一对矛盾, 必须对转向架进行结构强度的计算分析, 从而确定转向架合理的结构, 对局部结构提出改进意见^[3]。

现有的磁悬浮转向架强度分析主要以转向架的悬

收稿日期: 2017-04-28; 修回日期: 2017-11-17

浮面作为固定约束边界条件, 只简单地考虑不同工况下转向架所载荷的影响, 忽略了转向架在不同载荷条件下悬浮高度的变化对悬浮力大小的影响, 没有更加真实地反映磁悬浮列车在实际运行中转向架的受力问题。本文在对新型高温超导转向架进行有限元分析之前, 探究杜瓦的悬浮力与悬浮高度的关系。在此基础上, 参照现有列车转向架计算规范与磁悬浮实际运行情况, 利用 Workbench 软件对转向架悬浮面施加弹性约束并进行计算, 获得了转向架在不同工况下的悬浮高度、整体应力和变形数据, 以此检验设计方案是否满足要求, 同时为进一步的结构改进提供依据。

1 磁悬浮转向架方案设计

本文设计的转向架主要参考现有的动车组转向架结构^[4], 在满足高温超导磁悬浮列车运行技术要求的前提下, 设计了一种结构更简单, 整体更轻量化的全新转向架。它既不同于传统的轮轴式转向架, 又不同于目前常导中低速磁悬浮车辆的独立模块式转向架, 而是一种通过关节轴承铰接成一体横梁组式转向架, 以横梁为悬浮基本结构部件, 轨道感应板作为驱动载体, 集成机械导向接口, 能够实现悬浮、导向和驱动功能。

磁悬浮转向架结构主要由 2 个相同的转向架模块组成。转向架模块由 3 个横梁、1 个前构架和 1 个上构架组成, 均采用 6061-T4 铝合金材质, 实现了结构的轻量化, 模块模型如图 1 所示。

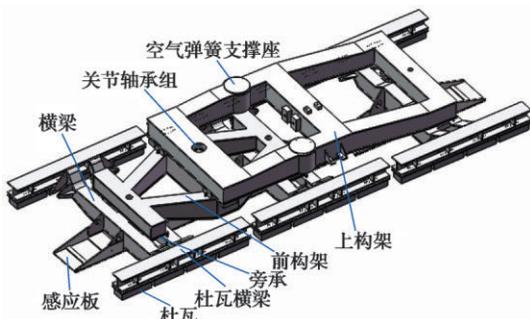


图1 磁悬浮转向架模块三维模型图

横梁与构架及构架与构架之间创新性地采用了关节推力轴承与关节向心轴承的组合作为连接关节。由于推力轴承与向心轴承各自承担垂向和水平方向的力, 在通过弯道时轴承各自可以实现绕 x , y , z 方向转动且互不干扰, 使前构架与横梁之间、前构架与上构架之间成功实现了全解耦。关节轴承组结构如图 2 所示。杜瓦通过螺钉连接在杜瓦梁上, 感应板与横梁之间通过螺栓连接, 横梁两旁对称设置有弹性滚子旁承进行辅助支撑, 车厢与转向架之间主要参照动车转向架二系悬挂装置连接。

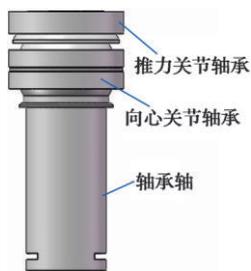


图2 关节轴承组模型图

2 杜瓦悬浮力与悬浮高度关系的探究

试验中使用了 2 个同一批工艺所制备的矩形杜瓦, 尺寸为 $404 \text{ mm} \times 149 \text{ mm} \times 94 \text{ mm}$, 外磁场采取 HALBACH 阵列形式^[5]的永磁轨道, 高温超导体杜瓦的长边沿着永磁体轨道长度方向进行摆放, 且放在轨道的正上方位置。场冷高度主要参照文献 [6] 的试验分析数据, 可知超导体在 FCH 40 mm 工作模式下效果最佳。

图 3 中给出了 2 个高温超导体杜瓦在 FCH 40 mm 情况下悬浮力与悬浮高度关系。从图 3 中可以看出悬浮高度越低, 悬浮力越大, 两者之间具有非线性关系。但从图 4 中可以发现, 在局部悬浮高度内, 悬浮高度与悬浮力在一定程度上可以近似看成线性关系。因而, 在模型仿真中处理杜瓦的悬浮力与悬浮高度关系时, 可将杜瓦与永磁铁之间的连接视为具有一定刚度的弹簧连接, 简化杜瓦与永磁铁之间连接模型, 便于进一步分析。

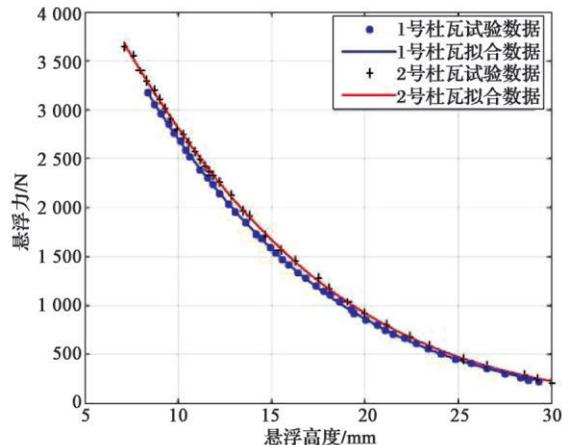


图3 杜瓦在 FCH 40 mm 情况下悬浮力与悬浮高度关系图

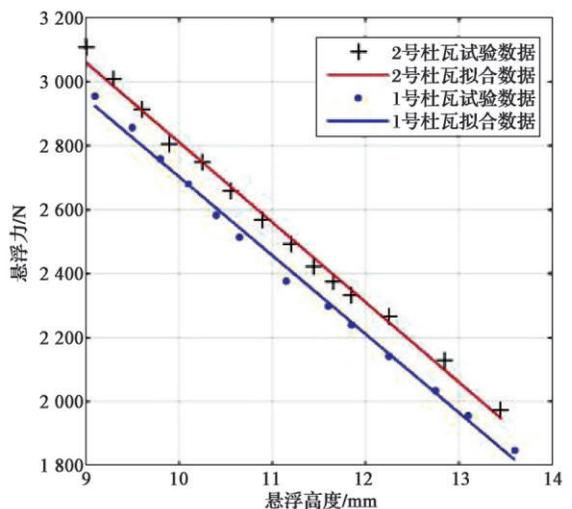


图4 杜瓦在 FCH 40 mm 情况下局部范围内悬浮力与悬浮高度关系图

本文转向架设计采用 48 个杜瓦, 转向架整体承载为 12 t, 单个杜瓦承载为 2 450 N。依据杜瓦承载量, 从图 3 中的数据得到, 在理想状况下, 转向架悬浮达到平衡状态时, 杜瓦悬浮高度在 11.2 mm。但在转向架实际运行当中, 上构架、前构架及横梁承载等因素会

导致杜瓦横梁发生变形。根据设计要求, 承载后杜瓦横梁悬浮高度不能低于 9 mm。如图 4, 选取悬浮高度 9~13 mm 之间数据进行拟合并对其求导后可以得出其局部平均刚度为 252 N/mm。

3 有限元模型

3.1 计算模型

当运用有限元方法进行结构分析时, 为了快速得到准确的仿真结果, 通常需要对真实的三维模型进行简化处理。模型简化就是对实际物理模型进行适当处理, 通过抑制或者删除那些对实际问题研究没有影响或者影响很小的特征, 从而减少模型的特征数^[7]。

将转向架模型进行适当简化, 采用 Solid187 单元对其进行自由网格划分, 并对关节轴承组等关键部件进行局部细化。整个模型被离散为 1 060 318 个单元, 1 730 708 个节点, 转向架有限元模型如图 5 所示。

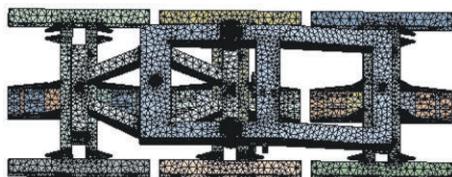


图 5 磁悬浮转向架有限元模型

3.2 材料参数

转向架及部件材料主要包括 6061-T4 铝合金、20Cr 和 GCr15, 材料性能参数如表 1 所示。

表 1 材料性能参数

材料	弹性模量 / MPa	泊松比	密度 / (kg·m ⁻³)	屈服强度 / MPa
6061-T4 (转向架)	0.7×10^5	0.330	2 700	227
20Cr (轴承轴)	2.1×10^5	0.254	7 830	540
GCr15 (关节轴承)	2.2×10^5	0.300	7 830	518

3.3 受力分析及边界条件

目前对高温超导磁悬浮转向架的研究大部分处在探究阶段, 尚没有相应的规范计算准则, 本文主要根据磁悬浮转向架的实际工作情况进行分析。考虑浮沉与侧滚下的垂向载荷, 参照 UIC 515-4《客车转向架结构强度试验方法》计算准则^[8]确定磁悬浮强度计算的各个工况, 对于常规运行条件侧滚系数 α 取 0.1, 浮沉系数 β 取 0.2, 各个工况受力情况如表 2 所示。

表 2 不同工况受力情况

状态	工况	空簧 1 受力	空簧 2 受力	牵引力	制动力
静止	1	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$		
	2	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$	F	
行驶状态	3	$(1+\alpha-\beta)F_z$	$(1-\alpha-\beta)F_z$	F	
	4	$(1+\alpha+\beta)F_z$	$(1-\alpha+\beta)F_z$	F	
刹车状态	5	$F_{z \max}$	$F_{z \max}$		F

$F_{z \max}$ 表示转向架在超常工况下单边空簧承受垂向负载时所受到的力; F_z 表示转向架在主要运营工况下

单边空簧承受垂向负载时所受到的力。由于牵引加速度值和制动加速度值大小同为 1.2 m/s^2 , 工况 2 和工况 5 都是运行在超常工况下, 其受力和边界条件一样, 分析其中一种情况即可。

文献 [9] 主要采取全约束悬浮面的方法对转向架进行有限元分析, 没有考虑悬浮面实际运行过程中是否会产生形变, 这种定义边界条件与实际不相符。在此基础上处理杜瓦横梁边界条件时, 将杜瓦横梁与永磁体之间关系近似成杜瓦横梁底部由具有一定刚度的弹簧全面均匀支撑。

1) 工况 1

磁悬浮转向架处于停车悬浮超常工况下, 主要考虑自身及车体承载重量。由于整体转向架由上述 2 个转向架模块组成, 磁悬浮转向架模块单边空簧承载车辆重量均为 26 535 N。分析时, 转向架自重通过施加重力加速度加载, 杜瓦横梁与磁轨之间的悬浮力通过施加单位面积刚度为 $3.2 \times 10^{-3} \text{ N/mm}^3$ 弹性支撑进行约束, 车体承载垂向载荷施加在空气弹簧支撑面上。在进行模型简化中忽略了杜瓦, 分析时需要在杜瓦横梁下表面施加杜瓦自重载荷, 如图 6 所示。

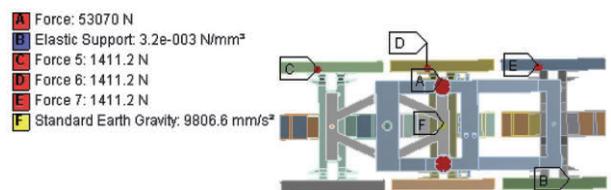


图 6 工况 1 载荷和约束施加

2) 工况 2

磁悬浮转向架处于悬浮运行超常工况下, 磁悬浮转向架单边空簧承载重量均为 26 535 N, 单个感应板所受牵引力为 2 400 N。分析时, 转向架牵引力施加在感应板上, 牵引拉杆座处释放行驶方向自由度, 其余方向全约束, 其他边界约束与工况 1 相同, 如图 7 所示。

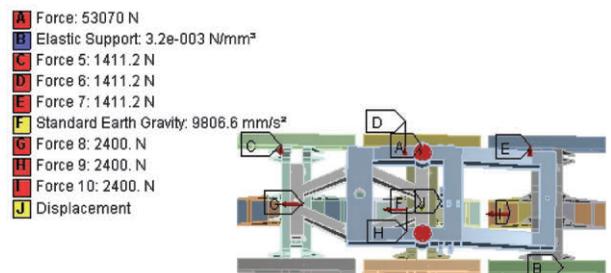


图 7 工况 2 载荷和约束施加

3) 工况 3

磁悬浮转向架处于悬浮运行主要运营工况下, 磁悬浮转向架一边空簧承载重量为 17 059 N, 另一边空簧承载重量为 13 268 N, 单个感应板所受到的牵引力为 2 400 N。分析时, 由于转向架空气弹簧两端受到垂向载荷不相同, 需要分别施加载荷, 其他边界约束与工况 2 相同, 如图 8 所示。

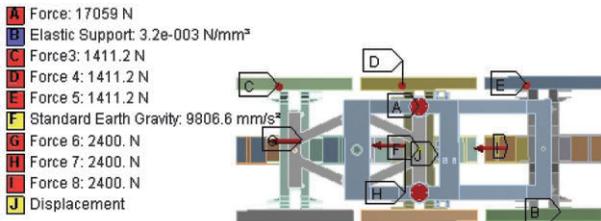


图 8 工况 3 载荷和约束施加

4) 工况 4

磁悬浮转向架处于悬浮运行主要运营工况下, 磁悬浮转向架一边空簧承载重量为 24 640 N, 另一边空簧承载重量为 20 850 N, 单个感应板所受到的牵引力为 2 400 N。分析时, 其边界约束与工况 3 相同, 如图 9 所示。

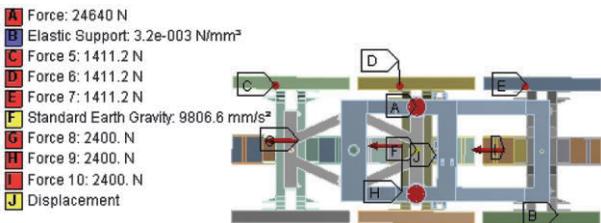


图 9 工况 4 载荷和约束施加

4 结果计算与分析

4.1 静刚度分析

磁轨与杜瓦横梁之间的高度对磁悬浮安全性能及悬浮性能影响很大, 本文主要研究杜瓦横梁垂直方向位移情况。4 种工况下杜瓦横梁垂直方向的位移云图如图 10~ 图 13 所示。

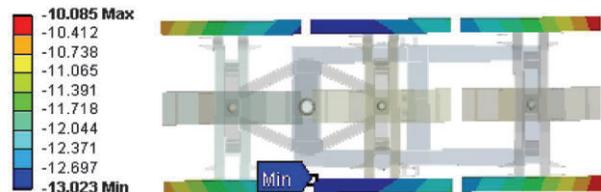


图 10 工况 1 杜瓦横梁垂直方向位移云图

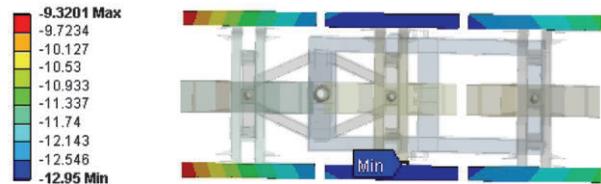


图 11 工况 2 杜瓦横梁垂直方向位移云图

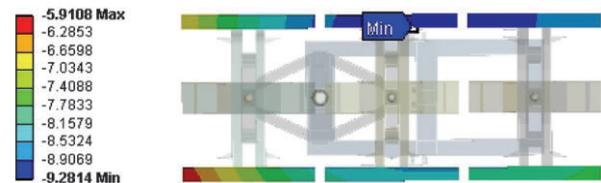


图 12 工况 3 杜瓦横梁垂直方向位移云图

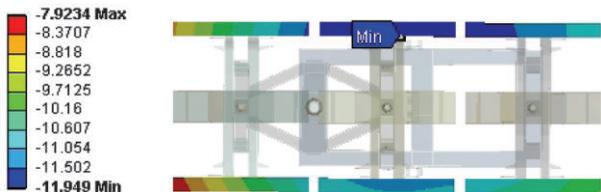


图 13 工况 4 杜瓦横梁垂直方向位移云图

由杜瓦横梁垂直位移云图可以看出其各工况下杜瓦横梁向下最大偏移量 X , 如表 3 所示。

表 3 不同工况下杜瓦横梁最大位移偏移量 X mm

工况	1	2	3	4
偏移量 X	13.02	12.95	9.28	11.95

由于仿真时对杜瓦横梁采取弹性支撑方式, 根据前面试验结果可知支撑弹簧会产生 11.2 mm 预压缩量, 故杜瓦横梁与磁轨之间最小间距为 $11.2-(X-11.2)$ mm, 其各工况结果如表 4 所示。

表 4 不同工况杜瓦横梁与磁轨最小间距 mm

工况	杜瓦横梁与磁轨最小间距
1	9.38
2	9.45
3	13.12
4	10.45

从计算结果可以看出杜瓦横梁与磁轨之间高度最低为 9.38 mm, 表明其转向架刚度设计满足技术要求。

4.2 静强度分析

在上述 4 种工况下, 根据第四强度理论, 选用 Von Mises 等效应力对磁悬浮转向架进行强度校核。4 种工况 Von Mises 应力云图如图 14~ 图 17 所示。

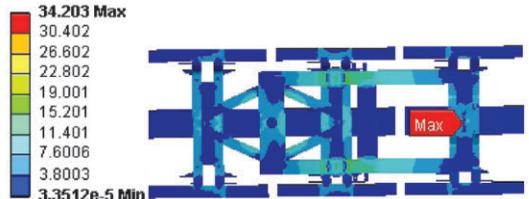


图 14 工况 1 磁悬浮转向架应力云图

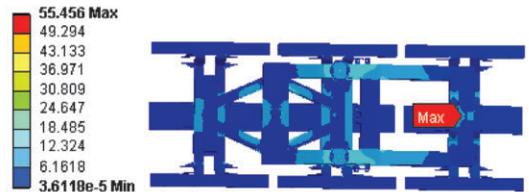


图 15 工况 2 磁悬浮转向架应力云图

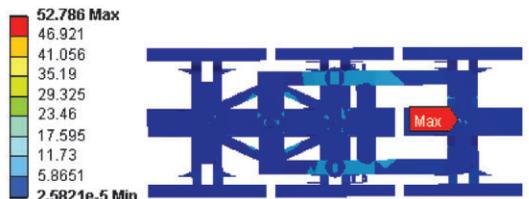


图 16 工况 3 磁悬浮转向架应力云图

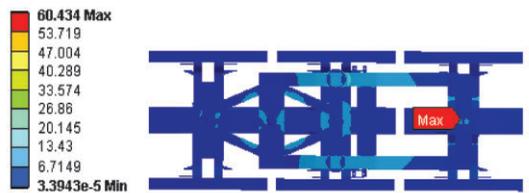


图 17 工况 4 磁悬浮转向架应力云图

磁悬浮转向架静强度有限元计算结果如表 5 所示。

表 5 不同工况下静强度有限元结构 MPa

工况	最大应力处	最大应力值
1	关节推力轴承球座处	34.20
2	关节推力轴承球座处	55.46
3	关节轴承轴	52.79
4	关节轴承轴	60.43

由上述结果分析可得以下结论:

①根据图 14 和图 15 可知,在工况 1 和工况 2 情况下,磁悬浮转向架最大应力均出现在横梁关节推力轴承球座处,其最大值分别为 34.2 MPa 和 55.46 MPa,其余位置应力均比此处小。而关节轴承采用 GCr15,屈服极限为 518 MPa,其值远大于此处的最大应力值,满足静强度要求。

②根据图 16 和图 17 可知,在工况 3 和工况 4 情况下,磁悬浮转向架最大应力值分别为 52.79 MPa 和 60.43 MPa,都位于横梁关节轴承轴处,其余位置应力值均较小。而关节轴承轴采用 20Cr,屈服极限为 540 MPa。这 2 个工况下的最大应力值要远远小于其屈服极限值,满足静强度要求。

5 结论

基于杜瓦的悬浮高度与悬浮力关系的试验基础,采用 Workbench 有限元分析软件,创新性使用弹性支撑约束条件,对新型超导磁悬浮转向架进行了有限元计算。结果表明,本文所设计的转向架在力学性能方面满足设计的要求,转向架拥有足够的强度及刚度承载整个列车。

①在 4 种工况下杜瓦横梁微小变形对杜瓦与磁轨之间的悬浮间距影响不大,满足列车运行要求。

②在 4 种工况下的强度满足材料要求并且对材料而言有很大富余,为后续进一步的优化计算工作提供

了依据。

同时,本文对磁悬浮转向架的静力学分析提出了一种新的边界约束方法,借此可以计算出悬浮面与磁轨相互作用的横梁变形情况。

参考文献:

- [1] 白雪,赵立峰,蒋靖,等.超导磁悬浮转向架设计[J].液压气动与密封,2011,31(8):13-15.
- [2] 任治军,赵志苏.中低速磁浮列车转向架的结构动力学分析[J].机械工程师,2005,37(8):31-33.
- [3] 杨磊,赵志苏.磁悬浮列车转向架结构强度的有限元分析[J].机械,2004,43(2):13-15.
- [4] 张卫华,刘刚.动车组总体与转向架[M].北京:中国铁道出版社,2011.
- [5] 仇毅,周虹.采用 HALBACH 磁阵列的磁悬浮平台的磁场分析[J].机床与液压,2010,38(1):41-43.
- [6] DENG Zigang, ZHANG Weihua, ZHENG Jun, et al. A high-temperature superconducting maglev ring test line developed in Chengdu, China [J]. IEEE Transactions on applied superconductivity, 2016, 26(6): 1-8.
- [7] 余华刚,徐创文.基于 Pro/E 和 ANSYS 的钻机大钩强度有限元分析[J].制造业自动化,2009,31(10):119-121.
- [8] 客车转向架结构强度试验方法:UIC 515-4—1993[S].
- [9] 周益,刘放,李飞,等.运用 SolidWorks 和 ANSYS 的磁浮列车悬浮架结构有限元分析[J].现代制造工程,2012,35(8):17-20.

作者简介:陈武(1992—),男,硕士研究生,主要研究方向为机械结构强度、磁悬浮列车结构。

(上接第 55 页)

5 结论

通过对某动力集中型动车组动力车车体结构的静强度、疲劳强度和模态分析,可以得出以下结论:

①在标准 EN 12663-1/2010 和 UIC 566 给定的静强度载荷工况下,车体结构静强度满足要求。对于车体高应力区域采用 HG785 高强度钢进行了车体结构轻量化设计。

②在标准 EN 12663-1/2010 给定的疲劳载荷工况作用下,车体母材区域材料的最大利用度为 0.944,焊缝区域的材料最大利用度为 0.988,车体母材和焊缝的材料最大利用度均小于 1,车体疲劳强度满足要求。

③车体第四阶模态振动型式为一阶垂直弯曲,对应频率为 10.22 Hz,大于 10 Hz,车体结构刚度满足设计要求。

参考文献:

- [1] 阳光武.机车车辆零部件的疲劳寿命预测仿真[D].成都:西南交通大学,2005.
- [2] 米彩盈.铁道机车车辆结构强度[M].成都:西南交通大学出版社,2007.
- [3] 王成国,孟光伟,原亮明,等.新型高速客车技术构架的疲劳

- 寿命数值仿真分析[J].中国铁道科学,2001,22(3):91-95.
- [4] 沈彩瑜,米彩盈.重载电力机车车体强度和刚度研究[J].计算机仿真,2014(2):230-234.
- [5] ERRI (Europäisches Institut für Eisenbahnforschung). Sachverständigenausschluß B12. ERRI B12 RP17. Güterwagen [S]. Utrecht:Europäisches Institut für Eisenbahn forschung, 1997.
- [6] Structural requirements of railway vehicle bodies: EN 12663-1/2010 [S]. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2010.
- [7] Beanspruchungen von Reisen-zugwagenkasten und deren anbauteilen. Internationaler Eisen-bahnverband: UIC 566—1992. [S]. 1992.
- [8] Design of steel structures Part 1-9: Fatigue. DIN EN 1993-1-9[S]. 2009.
- [9] Gestaltung und Dauerfestig Keitsbewertung von Schweißverbindungen mit Stählen im Schienenfahrzeugbau. Düsseldorf. DVS Media GmbH: DVS 1612—2009 [S]. 2009.
- [10] Gestaltung und Festigkeitsbewertung von Schweißkonstruktionen aus Aluminium legierungen im Schienenfahrzeugbau: DVS 1608—2011 [S]. 2011.
- [11] Cranes; steel structures; verification and analyses: DIN 15018-1 [S]. 1984.
- [12] 郭威.快速轨道作业车强度与动力学分析[D].天津:天津大学,2012.

作者简介:李祥涛(1991—),男,硕士研究生,研究方向为机车车辆结构强度。