

高速列车齿轮箱齿轮副接触应力分析

王海龙¹, 魏领会¹, 姚灿江²

(1. 北方工业大学 机械与材料工程学院, 北京 100144;

2. 河南平高电气股份有限公司, 河南 平顶山 467000)

摘要: 高速列车齿轮箱内的齿轮副的强度为列车安全运行的关键因素, 以我国自主研发的某高速列车转向架齿轮箱齿轮副为研究对象, 通过建立齿轮系统三维实体模型, 通过 SOLIDWORKS 简化并建立有限元仿真模型, 利用 ANSYS WORKBENCH 对齿轮啮合部位进行静态和瞬态力学分析。理论计算值和仿真分析结果都在强度安全范围之内, 符合设计要求。在瞬态分析时发现, 在齿轮启动阶段接触应力较大且出现应力波动, 对齿轮系统的可靠性有一定的不利影响。

关键词: 高速列车; 应力分析; 齿轮系统; 有限元分析; 瞬态动力学分析

中图分类号: U292.91⁺4; U260.332; TH114

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2019.01.117

Analysis of Gear Contact Stress of High-speed Train Gearbox

WANG Hailong¹, WEI Linghui¹, YAO Canjiang²

(1. College of Mechanical and Materials Engineering, North China University of Technology, Beijing 100144, China;

2. Henan Pinggao Electric Co., Ltd., Pingdingshan, Henan 467000, China)

Abstract: The strength of the gear pair in the high-speed train gearbox is a key factor for the safe operation of the train, using China's independent research and development high-speed train bogie gearbox gear as study object, three-dimensional gear system model was established, and finite element model was built by SOLIDWORKS simplifying, and with ANSYS WORKBENCH, static and transient mechanical analysis of gear meshing parts was carried out. Theoretical calculation and simulation results were both within the safe range of strength, and met the designed requirements. In transient dynamics analysis, it was found that there was some higher contact stress and stress fluctuation at the starting stage of the gear, which would have some adverse effects on the reliability of the gear system.

Keywords: high-speed train; stress analysis; gear system; finite element analysis; transient dynamics analysis

0 引言

齿轮传动系统是机械传动中应用最为广泛的一种传动方式, 具有传动平稳、传动比精确、工作可靠、效率高、寿命长、功率和速度范围大等优点。高速列车转向架齿轮是列车实现动力输出的关键部件, 其可靠性直接决定了高速列车能否平稳运行。齿轮传动的

啮合过程作为一种接触行为, 由于受到不同载荷的冲击, 形成了一种复杂的非线性接触问题, 齿轮在这种循环应力的作用下, 会逐渐产生疲劳裂纹, 并慢慢扩展, 当达到一定程度后就会发生齿轮失效, 在齿面靠近节线的齿根位置形成点蚀或金属剥落。齿轮接触面的损坏是齿轮失效的最主要的原因。在此通过传统理论计算和利用 ANSYS WORKBENCH 软件相结合的方法, 对齿轮啮合部位进行静态和瞬态动力学分析。

齿轮传动作为最常见的传动方式, 由于其影响因

素过多, 且缺乏统一的相关标准, 其强度和可靠性问题已经成为国内外研究的热点问题。由于我国高铁齿轮接触方面的研究起步较晚, 且理论基础还不完善, 因此, 国内学者的研究方法通常是借鉴其他齿轮的研究。文献 [1] 对齿轮动态啮合过程应力仿真与分析的研究, 以渐开线圆柱齿轮副为研究对象, 计算了齿轮各个方向的应力分布, 得出了齿轮啮合过程齿根处弯曲应力的时域变化历程, 分析了负载及转速对齿轮的啮合状态、齿根动态弯曲应力的变化和动应力的影响; 文献 [2] 在对高速列车传动系统齿轮可靠性建模研究时对齿轮的接触应力利用 ABAQUS 进行了分析, 研究了齿轮一个周期内的应力分布的变化规律, 推导了应力 - 强度干涉模型的可靠度计算公式, 结合强度和应力分布情况进行了可靠度评价; 文献 [3] 对高速列车齿轮系统做了有限元分析, 其主要利用有限元仿真软件对齿轮系统做了静力学分析、模态分析和动力学分析, 得出齿轮系统静强度在安全范围之内, 模态分析表明系统不会产生共振现象, 瞬态分析得出系统有一定的周期性波动。以上文献虽然都对齿轮的应力做了计算分析, 但是对齿轮接触的应力分布情况以及大小的变化分析比较少。本文结合列车当前新的运行需求, 在新的运行载荷和速度下, 对齿轮系统做进一步静态和瞬态动力学分析, 以期为高铁的平稳运行提供一些理论支撑。

1 高铁齿轮接触应力的理论计算

高速列车传动齿轮由于载荷较大且要求列车具有较好的传动平稳性, 齿轮的传动形式选择斜齿轮传动。齿轮传动过程中, 相啮合的轮齿受到法向力 F_n 的作用, 可以将法向力分解为 F_t 圆周力、 F_r 径向力、 F_a 轴向力。其中受圆周力的作用使齿轮产生 2 种应力: 齿面接触应力和齿根弯曲应力。本文主要分析接触应力对齿轮的影响。根据设计要求可知齿轮的最大加速扭矩 $T=3\ 077\ \text{N}\cdot\text{m}$, 输入到齿轮箱的最大功率 $P=615\ \text{kW}$, 大小齿轮的材料都为 20CrNiMo7-6, 弹性模量 $E=210\ \text{GPa}$, 材料的泊松比 $\nu=0.3$, 材料的屈服强度不小于 $891\ \text{MPa}$, 齿轮的总变位系数 $X_{\Sigma n}=0.248\ 8$, 齿轮的其他参数如表 1 所示。

表 1 齿轮的基本参数

齿轮参数	符号	主动齿轮 (小)	从动齿轮 (大)
法向模数	m_n	6	6
齿数	Z	35	85
传动比	i	85/35=2.429	
压力角	α_n	20°	20°
螺旋角	β	18°	18°
齿宽 /mm	b	69	65
精度等级	ISO1328-2:1997	5 级 (相当于 DIN 3961-3963 5 级)	
分度圆直径 /mm	d	220.807	536.246

利用机械设计手册齿轮传动提供的齿面接触疲劳

强度校核计算公式^[4]:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_{\epsilon\beta} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

(1)

许用应力:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{S_{Hmin}}$$

(2)

经过查表和计算各参数选取如下: 节点区域系数 $Z_H=2.36$; 弹性系数为

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} \right) + \pi \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} = 191.6 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

(3)

接触强度计算的重合度与螺旋角系数 $Z_{\epsilon\beta}=Z_\epsilon Z_\beta=$

0.767; 圆周力 $F_t = \frac{2000T}{d} = 27\ 870.49\ \text{N}$; 齿数比 $u=2.429$; 使用系数 $K_A=1.35$; 动载系数 $K_V=1.05$; 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}=1.15$; 齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1$; 查表选取 $\sigma_{Hlim}=1\ 500\ \text{MPa}$; 齿轮在高速运转的情况下类似无限寿命取 $Z_{NT}=0.98$; 润滑油影响系数 $Z_{LVR}=0.96$; 由于在静强度条件下, 因此工作硬化系数和尺寸系数都取为 1, 即 $Z_W=1$, $Z_X=1$; 高铁运行需要较高的可靠度, 因此取 $S_{Hmin}=1.6$ 。则可以得到齿轮的接触应力:

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_{\epsilon\beta} \sqrt{\frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} = 711.58\ \text{MPa}$$

(4)

许用应力:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_{LVR} Z_W Z_X}{S_{Hmin}} = 882\ \text{MPa}$$

(5)

$\sigma_H < \sigma_{HP}$, 即在静强度条件下满足强度要求。

2 高铁齿轮有限元分析

目前, 结合计算机技术对工程问题进行有限元分析已成为常用的方法, 其中 ANSYS WORKBENCH 在工程实践中最为流行, 利用该软件对齿轮副进行静态和瞬态分析, 得出应力的大小和应力的分布情况。

2.1 有限元模型的建立

利用 SOLIDWORKS 三维软件建立齿轮副三维仿真模型, 结合实际的计算需求, 对齿轮副进行简化, 去除不必要的倒角和圆角; 由于主要分析齿轮副啮合部位的应力, 因此对小齿轮轴以及大小齿轮轴轮轂部分也作了适当的简化, 但在整个简化过程中基本保留了齿轮的原有结构, 简化后的模型如图 1 所示。

将齿轮副三维模型保存成 x-t 格式, 导入 ANSYS WORKBENCH 中进行分析计算, 然后在 Engineering Data 中进行材料设置, 按照提供的参数对材料的弹性模量、密度和泊松比进行设置。将 x-t 文件导入到 DM 中, 生成需要的计算模型。

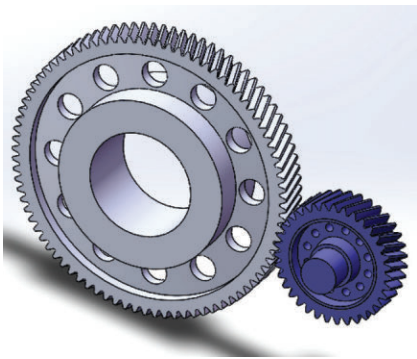


图 1 简化后的齿轮模型

2.2 接触对的设置

在 Model 中设置接触面和目标面, ANSYS WORKBENCH 支持 3 种接触方式, 即点对点、点对面、面对面的 3 种方式, 对于该对齿轮选择面对面的方式。根据接触对的选择原则, 选择大齿轮为目标面, 小齿轮为接触面。结合计算需求以及计算机计算能力, 在选择接触面时选择部分齿面来进行计算。齿轮的接触类型选择 Frictional (有摩擦), 摩擦因数根据装配的要求选择 0.02; 在本文中接触面和目标面为不同的 2 个面, 因此接触行为选择 Asymmetric (不对称接触), 其他选项选择默认的设置。

2.3 转动副的建立及网格划分

在整个分析过程中只允许 2 个齿轮轴绕 z 轴相对转动, 其他自由度全部约束。为了得到更优质的网格使计算结果更加准确, 采用六面体网格。考虑到计算时间的问题, 只对齿轮副接触区域进行网格细化, 其他部位利用 ANSYS WORKBENCH 进行自动网格划分。在对接触区域的网格细化时, 区域网格的尺寸选择 2 mm, 网格质量满足计算需求。网格划分完成后共有 2 730 572 个节点, 单元数量为 829 074 个。划分后的网格及网格局部放大图分别如图 2、图 3 所示。

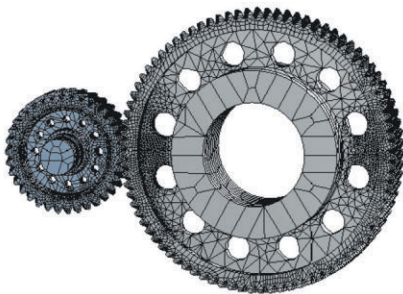


图 2 有限元模型网格划分

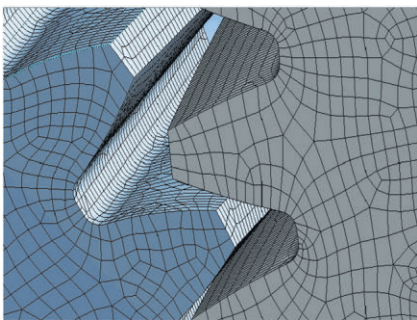


图 3 齿轮啮合区域网格放大图

3 齿轮啮合的静态分析

由经典力学理论可知, 物体的动力学通用方程为

$$[M]\{x''\} + [C]\{x'\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (6)$$

式中: $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{x\}$ 为位移矢量; $\{F(t)\}$ 为力矢量; $\{x'\}$ 为速度矢量; $\{x''\}$ 为加速度矢量。

在静力学分析中, 和时间 t 相关的量都为零。因此式 (6) 可以表示为

$$[K]\{x\} = \{F\} \quad (7)$$

根据以上的理论分析, 在静态分析过程中采用多载荷步的形式, 根据列车设计的最大加速度, 载荷步在 2 s 左右的时间设计 2 步, 每步让大齿轮旋转 10° 。对小齿轮施加最大加速扭矩 T , 经过计算得出应力分布图, 如图 4、图 5 所示。

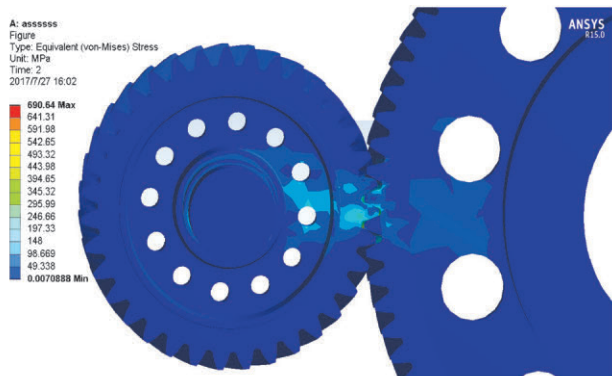


图 4 齿轮接触应力分布云图

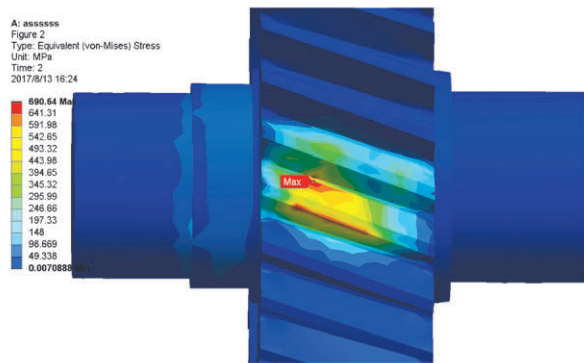


图 5 小齿轮啮合部位应力分布

对以上结果进行分析可知, 图 4 中显示齿轮的应力分布主要以啮合部位为中心, 逐渐向两边扩散减小, 符合实际情况, 而在大小齿轮的圆孔处应力分布较为集中, 长时间使用可能产生裂纹甚至引起齿轮失效, 因此认为在对齿轮进行优化时, 这个部位应该予以重点考虑, 以消除应力集中的现象。在图 5 中可以看到在啮合接触部位, 各点的应力差别不大, 等效应力较大部位主要分布在齿面接触区域以及齿根处, 逐渐沿齿宽方向减小。齿轮的接触面主要出现在中间部位且较为均匀。啮合处最大应力出现在齿轮齿根圆角处, 齿轮的失效最容易在此处发生齿轮断裂的现象。仿真

分析的结果最大接触应力为 690.64 MPa, 小于传统计算值, 和传统的计算结果相比误差为 2.94%, 误差在合理的范围之内。这是由于在传统计算参数的选取和有限元分析时对模型的简化都存在一定的误差。该结论同时也验证了采用该模型对该齿轮啮合分析的可行性。

4 齿轮啮合的瞬态分析

瞬态动力学分析是时域分析, 是分析结构在载荷的作用下随时间的变化。其输入的数据是作为时间函数的对应数值, 而输出的结果是随时间变化的位移等量。综合计算能力以及列车运行实际需求, 利用静态分析时的网格划分结果以及转动副的设置, 大齿轮施加列车最大加速输出扭矩 $T=3\ 077\ \text{N}\cdot\text{m}$, 小齿轮经过计算施加转速为 $32\ \text{rad/s}$, 计算的应力分布云图在某一个时间节点啮合部位的分布如图 6 所示, 开始时间段内应力响应的分布曲线如图 7 所示。

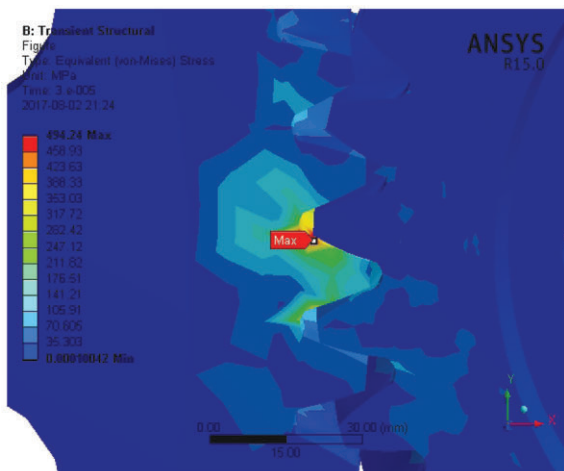


图 6 齿轮应力分布云图

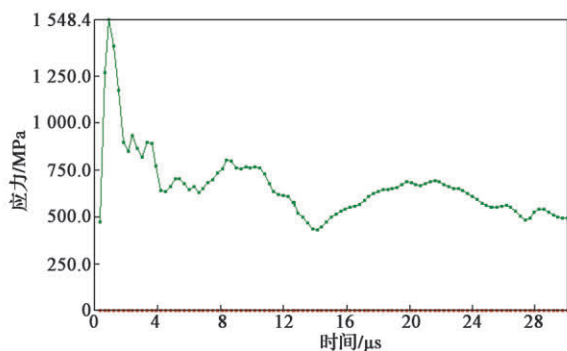


图 7 齿轮啮合部位接触瞬态应力值

通过对图 6、图 7 分析可知, 在齿轮的啮合过程中, 最大应力依然出现在齿根处, 因此齿轮最容易在齿根处发生断齿失效故障。除了在齿轮啮合的瞬间, 其他时间节点的啮合应力都小于理论计算值, 符合强度要求。通过观察齿轮啮合各个时间节点的动态显示发现, 齿轮的啮合最先出现在齿根处, 然后慢慢地向齿顶移动, 随着齿轮啮合位置的变化, 在啮合过程中齿轮所受的力和接触面积也在不断地发生变化, 从开始阶段瞬间接触的面积较小的面逐渐到齿轮的面全部接触,

齿轮面的受力慢慢变得均匀。在本文瞬态动力学分析中, 齿轮载荷和转速都是设置为恒定的, 唯有接触位置在随时间变化, 但结合图 7 会发现, 在齿轮接触瞬间接触应力超出了材料的强度极限。分析认为这是由于在网格划分时, 为划分出优质网格把主动轴和从动轴之间间隙稍微拉大了一些, 而在仿真设置时开始就把转速加到了最大, 由于惯性的作用, 在两齿轮接触瞬间小齿轮对大齿轮会产生很大的冲击作用, 导致接触应力非常大, 在实际运行时不会出现这种现象。因为在列车实际启动时, 有个慢慢的加速过程, 不会出现这种猛烈的冲击。在启动的前半段可以看到接触应力在不停地波动, 说明在齿轮接触时产生了冲击激励, 对齿轮产生一定的振动, 载荷也发生了一定的变化, 这会对齿轮寿命以及列车运行的平稳性产生一定的影响, 随着时间的延迟应力响应逐渐平稳。

5 结语

综合以上分析, 以我国自主研发的某高速列车转向架齿轮箱齿轮副为对象做了如下研究:

①对该齿轮副建立了接触强度分析模型, 利用传统的计算方法对齿轮的接触应力进行了理论计算, 结合材料的屈服强度分析得出齿轮副满足强度要求。

②对齿轮副的三维模型, 利用 SOLIDWORKS 进行了简化, 建立了有限元模型, 在 ANSYS WORKBENCH 中进行网格划分以及分析计算。通过静态计算发现应力最大位置出现在齿根处, 应力向两边逐渐减小, 且应力在齿面上的过渡基本均匀, 而在各个齿轮的圆孔处发现有应力集中现象。计算得到的应力值和采用传统方法的计算值在误差允许的 5% 内, 说明采用有限元模型对齿轮副进行分析的可行性。

③瞬态计算发现应力最大处依然出现在齿根处, 通过动态观察发现齿轮的啮合是从齿根处逐渐向齿顶过渡, 在啮合的各个时刻, 应力的大小都在材料的强度范围之内, 符合设计要求, 但在齿轮的啮合过程中即使在恒定载荷、恒定转速的条件下仍然有一定的振动冲击, 接触应力不断地变化, 这在启动阶段对列车的平稳性会产生一定的影响。

参考文献:

- [1] 贺朝霞, 周建星. 齿轮动态啮合过程应力仿真与分析 [J]. 机械传动, 2013, 37 (9): 50-54.
- [2] 杨萌. 高速列车传动系统齿轮可靠性建模研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2014.
- [3] 付永佩, 张卫华, 黄冠华, 等. 高速列车齿轮系统有限元分析 [J]. 高速铁路技术, 2015, 6 (3): 25-28.
- [4] 闻邦椿. 机械设计手册·齿轮传动 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [5] 卓耀彬, 周晓军, 吕浩亮, 等. 准双曲面齿轮准静态接触分析和试验研究 [J]. 仪器仪表学报, 2017, 38 (5): 1285-1295.
- [6] 屈文涛, 沈允文, 徐建宁. 基于 ANSYS 的双圆弧齿轮接触应

(下转第 97 页)

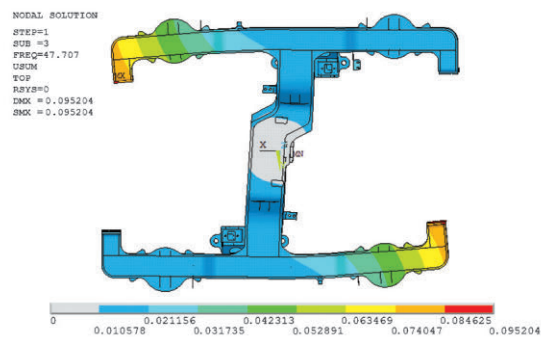


图 17 构架第三阶模态振型

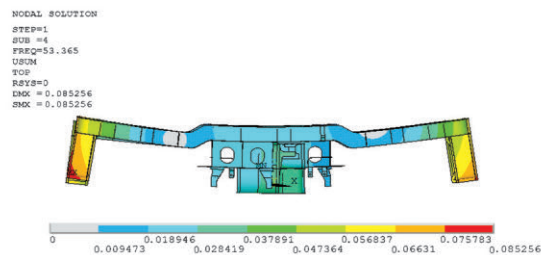


图 18 构架第四阶模态振型

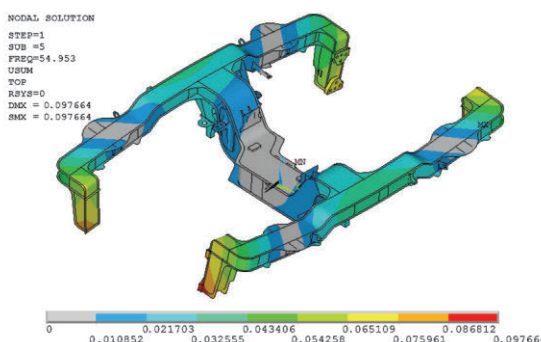


图 19 构架第五阶模态振型

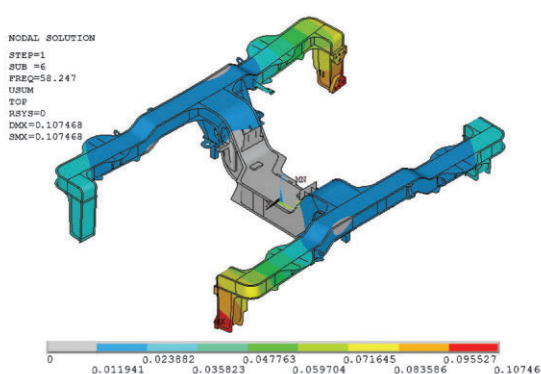


图 20 构架第六阶模态振型

5 结语

本文介绍了一种国产新型 100% 低地板有轨电车动力转向架。依照 EN 13749 标准和 ERRI B12/RP17 报告使用 ANSYS 有限元分析软件对该构架进行了强度分析,并在 ANSYS 软件中使用 Block Lanczos 法对构架进行了模态分析。结果表明,该构架的静强度和疲劳强度满足标准要求,构架自振频率高于轨道激振频率,不会产生共振现象。

参考文献:

[1] Harry Hondius.All-low-floor cars dominateorders [J] . Railway Gazette International, 1993(6): 62.

[2] 杨永平, 边颜东, 周晓勤, 等. 我国城市轨道交通存在的主要问题及发展对策 [J] .城市轨道交通研究, 2013(10): 1-6.

[3] 李刚, 李芾, 黄运华. 100% 低地板轻轨车辆的发展与运用 [J] . 机电电传动, 2013(4): 51-55.

[4] Ozsoy M, Pehlivan K, Firat M, et al. Structural Strength and Fatigue Life Calculation of Y32 Bogie Frame by Finite Element Method[J] . Acta Physica Polonica A, 2015, 128(2B).

[5] 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.

[6] Railway applications-Wheelsets and bogies-Method of specifying the structural requirements of bogie frames: BS EN 13749—2011 [S] . 2011.

[7] 付媛媛. 70% 低地板转向架构架强度分析与试验研究 [D] . 北京: 北京交通大学, 2014.

[8] 李金城, 李芾, 杨阳. 70% 低地板有轨电车动力转向架构架强度分析 [J] . 机电电传动, 2016 (3): 87-91.

[9] 罗超勇, 王勇, 宋烨. 高速动车转向架构架静强度及疲劳强度分析 [J] . 机械工程与自动化, 2014(6): 7-9.

[10] 孔凡国, 马丽明, 苏芳玉, 等. 广州三号线地铁车辆转向架构架模态分析 [J] . 现代机械, 2015(5): 14-16.

作者简介: 牛悦丞 (1993—), 男, 博士研究生, 研究方向为城市轨道交通车辆设计及理论。

作者简介: 王海龙 (1991—), 男, 硕士研究生, 主要从事高铁齿轮箱仿真方面的研究。

(上接第 71 页)

力有限元分析 [J] . 农业机械学报, 2006, 37 (10) : 139-141.

[7] 许京荆. ANSYS Workbench 工程实例 [M] . 北京: 人民邮电出版社, 2015.

[8] 凡增辉, 赵熙雍, 晏红文. 基于 ANSYS 的斜齿轮接触有限元分析 [J] . 机械传动, 2010, 34 (4) : 68-70.

[9] 唐进元, 周炜, 陈思雨. 齿轮传动啮合接触冲击分析 [J] . 机械工程学报, 2011, 47 (7) : 22-30.

[10] 张涛, 吴勇军, 王建军, 等. 制造误差影响齿轮副啮合的接触有限元分析方法 [J] . 振动与冲击, 2015, 34 (3) : 43-50.

[11] 何国旗, 严宏志, 胡威, 等. 面齿轮啮合过程中齿面接触分析 [J] . 中南大学学报 (自然科学版), 2013, 44 (1) : 95-100.

[12] 濮良贵, 纪名刚. 机械设计 [M] . 北京: 高等教育出版社, 2001.

[13] 葛云, 杨月娥. 基于 FEA 的齿轮瞬态响应分析 [J] . 制造业自动化, 2010, 32 (9) : 111-112.