

试
验
检
测变流器柜体冲击和随机
振动试验的数值模拟

丁 杰, 忻 力, 荣智林, 陈燕平

(株洲南车时代电气股份有限公司 技术中心, 湖南 株洲 412001)



作者简介: 丁 杰 (1979 -), 男, 硕士, 工程师, 现主要从事变流器结构仿真和热仿真的科研工作。

摘 要: 根据标准 GB/T 21563—2008《轨道交通 机车车辆设备冲击和振动试验》, 采用 ANSYS 有限元分析软件计算了随机振动环境下的响应, 得到了结构的 1σ 、 2σ 、 3σ Von Mises 最大应力。利用材料的 S-N 曲线, 并根据 Steinberg 提出结构在随机载荷作用下的响应是基于高斯分布和 Miner 提出的线性疲劳累计损伤理论, 对设计的结构在给定随机振动环境下的疲劳寿命进行了预估。运用瞬态动力学分析方法模拟了冲击试验过程中的受力情况。

关键词: 变流器; 随机振动; 疲劳寿命; 冲击; 瞬态动力学

中图分类号: U264.3*7

文献标识码: A

文章编号: 1000-128X(2012)01-0062-04

Numerical Simulation of Shock and Vibration Tests for Converter Cabinet

DING Jie, XIN Li, RONG Zhi-lin, CHEN Yan-ping

(Technology Center, Zhuzhou CSR Times Electric Co., Ltd., Zhuzhou, Hunan 412001, China)

Abstract: According to the standard GB/T 21563—2008 'Railway applications- Rolling stock equipment- Shock and vibration tests', the responses of the structure under random loading were computed by the finite-element analysis software ANSYS. From the results, the maximum of the 1σ , 2σ and 3σ Von Mises stress was obtained. Utilizing the S-N curve of the materials, and according to Steinberg's Gaussian distribution of responses under random loading and Miner's linear fatigue accumulation rule, the life prediction of the structure under random loading was carried out. The transient dynamics analysis was also performed for shock tests.

Key words: converter; random vibration; fatigue life; shock; transient dynamics

0 引言

在以往的铁路应用产品中, 车体结构和安装设备的重量不太敏感, 可以将产品设计得很厚重, 列车运行速度等级也比较低, 因此, 生产出来的产品即便不做冲击和振动试验, 也可以保证产品的结构强度和寿命。随着列车运行速度的提高, 由线路不平顺性、线路结构、列车表面风压的变化等因素所引起的随机激励的频域加宽, 导致车辆垂直和横向振动加速度增大, 并通过转向架作用于车体, 以较高频率激励出车体的弹性振动, 严重影响车体及其附属结构的强度和疲劳寿命。

变流器产品在批量生产之前, 样机必须通过一系列标准规定的试验。衡量变流器柜体的结构强度和疲劳寿命主要通过标准 GB/T 21563—2008《轨道交通 机车车辆设备冲击和振动试验》(等同采用国际电工委员

会 IEC 61373:1999, 下文简称标准) 规定的冲击和振动试验来实现。如果在产品设计阶段, 按照标准规定的条件仿真分析出应力集中区域和影响疲劳寿命的主要因素, 从而改进设计方案, 可以避免在物理样机试验阶段多次反复, 缩短开发周期, 降低开发成本, 提高产品可靠性和市场竞争力。本文通过数值模拟的方法来获得变流器柜体在随机振动下的响应和 1σ 、 2σ 、 3σ Von Mises 最大应力, 预估出柜体结构的疲劳寿命。运用瞬态动力学分析方法, 模拟冲击试验过程中的受力情况。

1 随机振动试验方法与理论

对于一个振动系统, 它的输入又称振源或激励, 系统所产生的振动也称为对这个输入的响应。当响应是随机的, 这种振动称为随机振动。随机振动是不能用时间的确定函数来描述的一种振动现象, 但是从总体上看, 这种振动现象存在一定统计规律, 可用该现象的统计特性进行

收稿日期: 2011-03-31; 收修改稿日期: 2011-05-23

描述,也就是在振动频率范围内描述。在通常情况下,描述随机振动载荷或响应的方式是功率谱密度函数。

一般而言,正弦振动在任一瞬间只包含一种频率的振动,逐一频率的处理振动问题,可以解决结构局部耐振能力(以受力为主)。随机振动在任一瞬间包含频率范围内的各种频率,可以解决结构整体耐振能力(以能量为主)。在应用上,若是在设计初期为了寻找设计产品的结构特性(如自然频率、阻尼特性等),正弦振动可以有较好的结果,但是从验证产品实际应用时的耐振能力而言,随机振动是比较接近现实情况的振动情形。因此,标准GB/T 21563—2008规定了试验方法采用近代的随机振动试验,代替了传统的正弦振动试验,能更准确地模拟机车车辆设备振动的环境条件,从而使试验结果更真实地反映机车车辆设备的实际运行情况。标准规定了功能性随机振动试验量级和模拟长寿命试验量级。后者比前者更严酷,设备应该经受总共15 h的试验,一般可以在3个互相垂直的方向分别做5 h,用于证实在增强的环境条件下设备机械结构的完好性,评估设备机械结构的疲劳寿命。

随机振动疲劳分析一般分两步进行。首先对有限元模型进行频率响应分析,计算模型传递函数,得到在单位载荷激励下模型在各阶频率上的应力分布情况,然后再根据功率谱密度函数、材料S-N曲线(或者P-S-N曲线)等计算模型的疲劳寿命大小及应力分布。

随机振动疲劳分析采用的是Miner累计损伤理论。Miner做了如下假设:试样所吸收的能量达到极限值时产生疲劳破坏。从这一假设出发,如破坏前可吸收的能量极限值为 W ,试样破坏前的总循环为 N ,在某一循环数 n_1 时试样吸收的能量为 W_1 ,则由于试样吸收的能量与其循环数间存在着正比关系,因此有

$$\frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{N} \quad (1)$$

若试样的加载历史由 $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_m$ 这样的 m 个不同的应力水平构成,各应力水平下的疲劳寿命依次为 $N_1, N_2, \dots, N_m$,则损伤为

$$D = \sum_{i=1}^m n_i / N_i \quad (2)$$

当 $D=1$ 时,试样吸收的能量达到极限值 W ,试样发生疲劳破坏。

上述计算疲劳破坏时,假定了应力历程是固定幅值,当应力历程是随机过程时,疲劳计算相对比较复杂困难。在多种处理方法中,Steinberg提出的基于高斯分布的三区间法比较简单实用,已广泛应用于航天电子工业中^[1]。该方法表示为:68.3%的时间应力值在 $-1\sigma \sim +1\sigma$ 之间,95.4%的时间应力值在 $-2\sigma \sim +2\sigma$ 之间,99.73%的时间应力值在 $-3\sigma \sim +3\sigma$ 之间。因而,在利用Miner定律进行疲劳计算时,可以将应力处理成3个水平:在应力区间 $-1\sigma \sim +1\sigma$ 发生的时间为68.3%,在应力区间 $-2\sigma \sim +2\sigma$ 发生的时间为27.1%,在应力区间 $-3\sigma \sim +3\sigma$ 发生的时间为4.33%。

该方法的前提是,大于 3σ 的应力仅仅发生在0.27%的时间内,假定它们不造成任何损伤。这样,利用Miner定律进行疲劳计算,结构疲劳时间 T 内的总体损伤计算公式是:

$$D = \frac{n_{1\sigma}}{N_{1\sigma}} + \frac{n_{2\sigma}}{N_{2\sigma}} + \frac{n_{3\sigma}}{N_{3\sigma}} \quad (3)$$

式中: $n_{1\sigma}$ 等于或低于 1σ 水平的实际循环数目($0.683v^+T$); $n_{2\sigma}$ 等于或低于 2σ 水平的实际循环数目($0.271v^+T$); $n_{3\sigma}$ 等于或低于 3σ 水平的实际循环数目($0.0433v^+T$); $N_{1\sigma}$ 、 $N_{2\sigma}$ 、 $N_{3\sigma}$ 等于根据疲劳曲线查得的 1σ 、 2σ 和 3σ 应力水平分别对应许可循环的次数。

v^+ 是Von Mises应力的统计平均频率,可由下式计算^[2]:

$$v^+ = (f_{\max} - f_{\min})/2 \quad (4)$$

式中: $f_{\max}$ 、 $f_{\min}$ 分别表示随机振动输入频率的最大值和最小值。

2 冲击试验方法与理论

冲击试验目的是模拟使用过程中的偶然情况,对被试设备,施加一系列持续时间为 D 、峰值为 A 的单个半正弦脉冲加速度(见图1),施加的加速度载荷量级很高,可以验证被试设备是否可以满足极限工况的要求。为了使被试设备从共振效应中恢复,2次冲击之间应该相隔足够长的时间。应对被试设备施加18次冲击(3个正交平面上正向和反向各3次)。

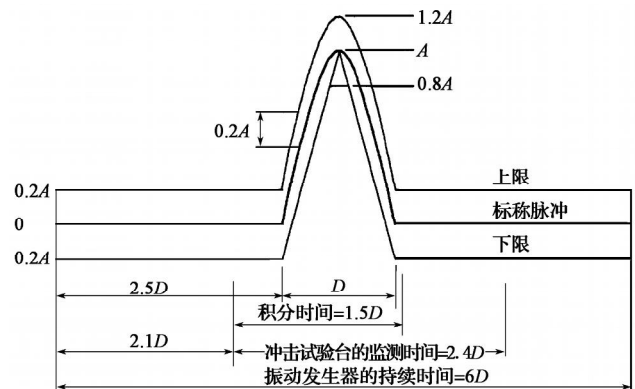


图1 冲击试验容差范围(半正弦脉冲)

由于冲击试验时,施加的半正弦脉冲加速度载荷与时间有关,属于瞬态动力学的范畴。惯性力和阻尼作用对激励的响应不能忽视,因此,不能用静力学分析代替瞬态动力学分析(也称为时间历程分析)。瞬态动力学的基本运动方程是:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f(t) \quad (5)$$

式中: M ——质量矩阵; C ——阻尼矩阵; K ——刚度矩阵; u ——节点位移向量; $\dot{u}$ ——节点速度向量; $\ddot{u}$ ——节点加速度向量; $f(t)$ ——载荷向量。

与静力学分析方程不同的是,式(5)中增加了质量矩阵和阻尼矩阵,并且引入了位移矢量微分。在任意给定的时间 t ,式(5)可看作是一系列考虑了惯性和阻尼力的静力学平衡方程。ANSYS程序使用

Newmark 时间积分方法在离散的时间上求解这些方程。2 个连续时间点的时间增量称为积分时间步长^[3]。

瞬态动力学分析可采用 3 种方法：完全法、缩减法和模态叠加法。模态叠加法通过乘以放大系数后的振型（从模态分析得到）叠加求和来计算结构的动力学响应，计算速度最快，非常适合大规模的计算模型。

3 计算结果

3.1 柜体力学模型

变流器柜体由 Q235 钢材料的钣金结构组焊而成，梁和端板的厚度为 3 mm，安装座的厚度为 6 mm，盖板厚度为 2 mm。变流器柜中安装有整流模块、逆变模块、输入滤波电抗器、电容器等电气部件。该变流器柜体结构不完全对称，故取整体结构建立有限元力学模型，离散时采用四边形为主，极少数为三角形的板壳单元，安装座和电气部件划分为六面体为主，极少数为棱柱体的体单元。图 2 是变流器柜的有限元模型，x 方向是车体行进方向，y 方向是垂向，z 方向是横向。

安装座的安装孔约束 x、y 和 z 方向的位移自由度。由于自重的影响，y 方向一直施加 1g 的重力加速度载荷，其余载荷根据标准中的试验工况来加载。

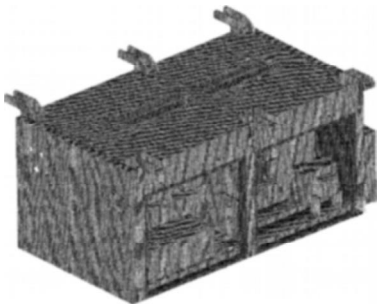
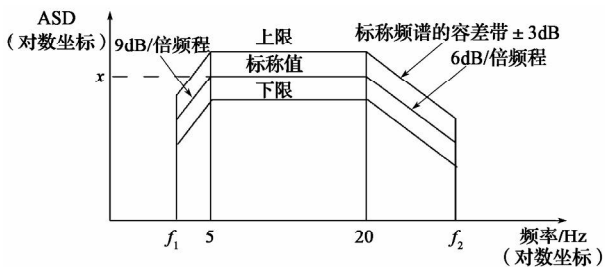


图 2 有限元模型

标准根据设备在车上的位置，对试验工况进行了分类。该变流器柜体安装在车体下部，属于 1 类 A 级，分析时按照对应的参数进行设置。

3.2 随机振动疲劳分析

标准规定了 1 类 A 级车体安装设备的 ASD 频谱，如图 3 所示。变流器质量约为 370 kg，可选取 $f_1=5$ Hz、 $f_2=150$ Hz 的 ASD 频谱。



当质量 < 500 kg 时， $f_1=5$ Hz， $f_2=150$ Hz

当 500 kg < 质量 < 1 250 kg 时： $f_1=(1\ 250/\text{质量}) \times 2$ Hz，

$f_2=(1\ 250/\text{质量}) \times 60$ Hz

当质量 > 1 250 kg 时， $f_1=2$ Hz， $f_2=60$ Hz

长寿命试验 ASD 量级：垂向 1.034，横向 0.250，纵向 0.452

($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)/Hz

图 3 1 类-A 级-车体安装-ASD 频谱

图 4~图 6 分别是垂向、横向、纵向随机振动时 1σ 应力分布。可以看出垂向随机振动时，输入滤波电抗器安装位置的应力最大， 1σ 应力为 75.1 MPa，从而可知 2σ 应力为 150.3 MPa， 3σ 应力为 225.4 MPa。横向随机振动时，中间安装座与柜体焊接处的应力最大， 1σ 应力为 48.7 MPa，可得 2σ 应力为 97.4 MPa， 3σ 应力为 146.2 MPa。纵向随机振动时，输入滤波电抗器安装位置的应力最大， 1σ 应力为 63.4 MPa，可得 2σ 应力为 126.7 MPa， 3σ 应力为 190.1 MPa。

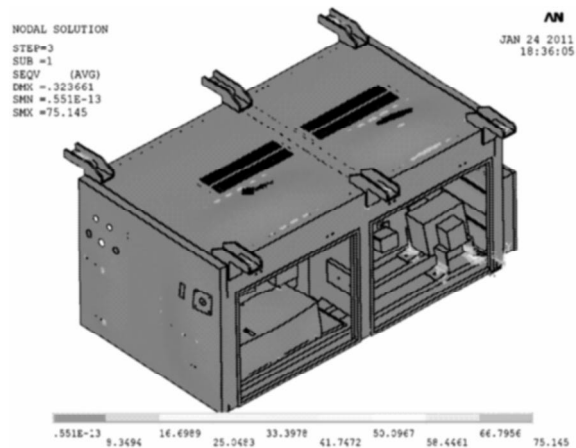


图 4 垂向随机振动时 1σ 应力分布

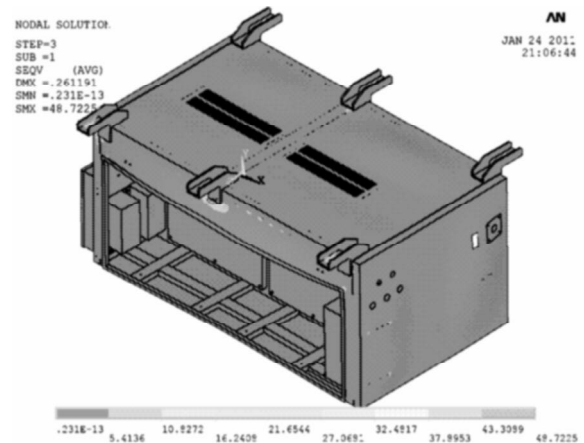


图 5 横向随机振动时 1σ 应力分布

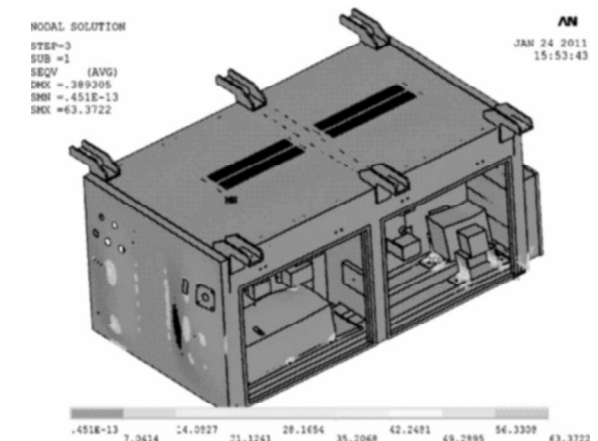


图 6 纵向随机振动时 1σ 应力分布

由于疲劳试验数据的离散性，试样的疲劳寿命与应力水平间的关系并不是一一对应的单值关系，而是

与成活率 P 有密切联系。利用对数正态分布或威布尔分布求出不同应力水平下的 $P-N$ 曲线以后, 将相同存活率下的数据点分别相连, 即可得出一族 $S-N$ 曲线, 其中的每一条曲线分别代表某一存活率下的应力-寿命关系。存活率 P 的意思是指对于该条 $S-N$ 曲线有 P 的把握认为该材料(零件)是不会破坏的。 $P-S-N$ 曲线代表了更全面的应力-寿命关系, 比 $S-N$ 曲线有更广泛的用途^[4]。图7是根据《机械工程材料性能数据手册》给出的Q235A级钢的 $P-S-N$ 曲线^[5]。

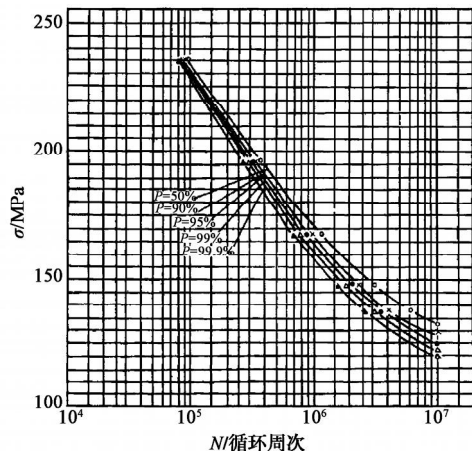


图7 Q235A级钢的 $P-S-N$ 曲线

在存活率 $P=99.9\%$ 的曲线上查找某一应力值可以得到对应的循环次数。垂向随机振动时, 1σ 应力对应的 $N_{1\sigma}=+\infty$, 2σ 应力对应的 $N_{2\sigma}=1.9E+6$, 3σ 应力对应的 $N_{3\sigma}=1.4E+5$; 横向随机振动时, $N_{1\sigma}=+\infty$, $N_{2\sigma}=+\infty$, $N_{3\sigma}=2.5E+6$; 纵向随机振动时, $N_{1\sigma}=+\infty$, $N_{2\sigma}=7.7E+6$, $N_{3\sigma}=5.2E+5$ 。

该变压器柜体在做随机振动时的振动平均频率为72.5 Hz, 垂向、横向和纵向各试验5 h, 则每个方向的实际循环次数为 $1.305E+6$, $n_{1\sigma}=8.9132E+5$, $n_{2\sigma}=3.5366E+5$, $n_{3\sigma}=5.6507E+4$ 。

从而根据式(3)可以计算出: 垂向随机振动时, $D=0.5898$; 横向随机振动时, $D=0.0226$; 纵向随机振动时, $D=0.1546$ 。3个方向的总体损伤均小于1, 说明该变压器柜体结构满足疲劳强度要求。

3.3 瞬态动力学分析

标准规定了1类A级车体安装设备的垂向、横向和纵向冲击加速度幅值 A 分别为30、30和50 m/s^2 , 标称持续时间 D 均为30 ms。在计算时, 还需要考虑柜体和安装电气设备有自重的影响。

图8是垂向、横向和纵向正反方向冲击时, 最大应力的变化曲线。可以看出由于惯性力和阻尼作用的影响, 虽然3个方向的冲击都是在15 ms时达到最大加速度, 但是最大应力值并不一定出现在该时刻。纵向冲击时, 0~10 ms和19~30 ms的最大应力出现在安装座上, 电抗器安装位置处的应力在11~18 ms时超过安装座。因此, 用静力学无法模拟柜体冲击过程中应力、

应变的变化以及柜体自有频率对冲击的影响。在结构的动特性设计中, 不仅仅考虑载荷本身随时间的变化, 还要考虑在动载荷作用下结构本身的动特性因素。

图9是垂向反向冲击, 应力值最大时刻($t=17$ ms)的受力情况, 安装座处的应力为126.7 MPa。图10是横向正向冲击, 应力值最大时刻($t=15$ ms)的受力情况, 输入滤波电抗器安装位置的应力为137.3 MPa。图11是纵向正向冲击, 应力值最大时刻($t=14$ ms)的受力情况, 电抗器安装位置的应力为217.5 MPa。这些最大应力值均小于Q235钢的屈服强度235 MPa, 因此, 可以认为柜体未发生塑性变形, 满足结构强度要求。

该柜体依次完成随机振动试验和冲击试验后, 未发现明显裂纹、断裂和脱落等, 证明了数值模拟的准确性和可行性。

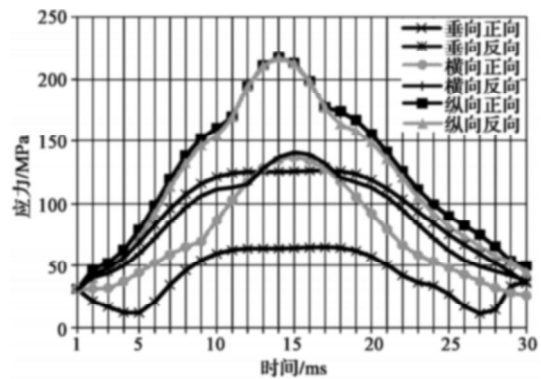


图8 最大应力变化曲线

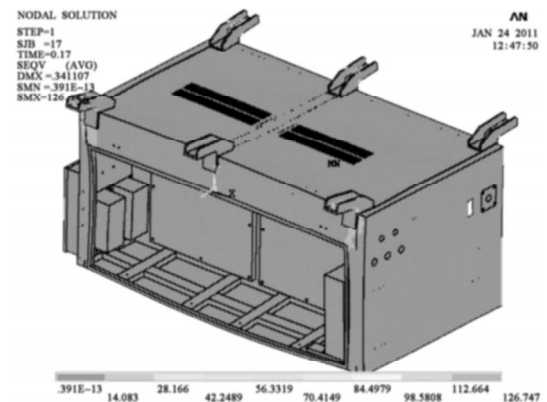


图9 垂向反向冲击

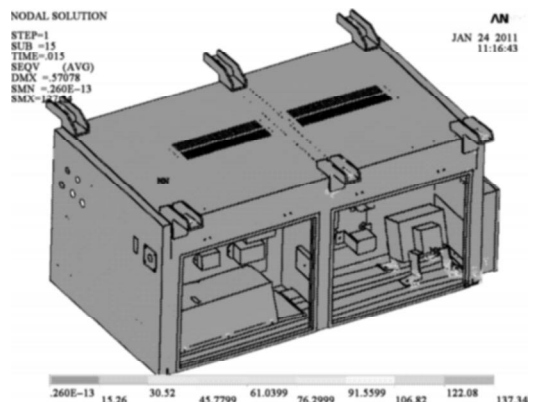


图10 横向正向冲击

(下转第68页)

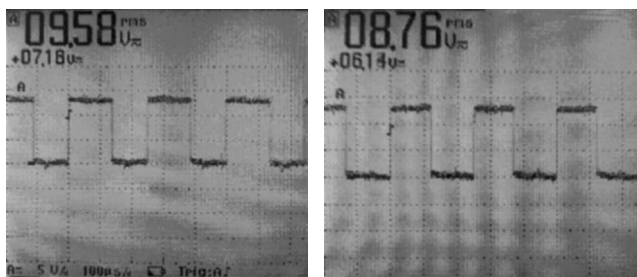


图 4 牵引电机原始速度信号 图 5 分流后的电机速度信号

4 配套的操作及安全防护措施

相对于直流机车, HXD1C 型机车的顶轮轴承检测作业安全防护要求更高。主要原因是异步牵引电机的牵引特性更“硬”, 一旦在手柄处于高级位出现顶轮机构崩溃, 造成检测牵引单元轮对与钢轨接触, 可能造成机车移位和钢轨擦伤的风险更大。为此, 作业过程要求更为严格。目前采取的隔离措施主要有: 5 人到位及确认制度、装止轮器 4 位以上、非检测单元牵引变流柜和通风机切除保护、非检测转向架上闸保护等多重措施。通过以上措施的实施, 重庆机务段的库内顶轮轴承检测作业安全保证到位。

5 实际运用效果

2011 年 7 月以来, 重庆机务段通过改进现有直流机车的顶轮轴承检测设备, 改进和制作交流机车专用的器件, 实现了利用既有场地大批量开展 HXD1C 机车的在线顶轮轴承检测试验的目的。试验机车的单个轮对转速达到了 280~320 r/min, 电机转速稳定, 调速平稳。截至 2011 年 11 月底重庆机务段完成的 121 台 HXD1C 机车的顶轮轴承检测试验中共发现了 25 台机车牵引电机轴

承异响问题, 其中有 8 台机车牵引电机轴承通过检查间隙偏差等手段确认已经出现早期机械缺陷, 并及时进行了问题牵引电机的更换。将 HXD1C0057 机车的牵引电机轴承发回厂解体后, 发现电机轴承外套、内套、保持架、滚柱均发生了不同程度的剥离现象, 轴承室内有大量金属屑。该轴承若再继续使用必将造成电机轴承途中固死。通过以上短时间取得的明显效果说明, HXD1C 型机车库内顶轮轴承检测的方法是可行和有效的。在目前全路尚无专门检测交流传动电力机车牵引电机轴承早期故障有效手段的情况下, 重庆机务段对 HXD1C 型机车库内顶轮轴承检测的方法的探索 and 实现有效填补了该技术领域的空白。通过进一步完善交流机车顶轮场地条件、分析摸索交流机车顶轮轴承检测振动数据门槛值, 交流机车的库内顶轮轴承检测方法将为保证新型交流机车走行部安全, 及时发现牵引电机轴承、轴箱轴承早期质量隐患发挥至关重要的作用。

参考文献:

- [1] 株洲南车时代电气股份有限公司. 7 200 kW 电力机车牵引变流器 [M]. 株洲: 株洲南车时代电气股份有限公司, 2009.
- [2] 株洲南车时代电气股份有限公司. 7 200 kW 电力机车网络控制系统 [M]. 株洲: 株洲南车时代电气股份有限公司, 2009.
- [3] 株洲南车时代电气股份有限公司. HXD1C 电力机车控制要求说明 [M]. 株洲: 株洲南车时代电气股份有限公司, 2009.
- [4] 株洲南车时代电气股份有限公司. HXD1C 电力机车电路原理图 [M]. 株洲: 株洲南车时代电气股份有限公司, 2009.
- [5] 刘友梅. 韶山 3 型 4000 系电力机车 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 1998.
- [6] 重庆机务段. SS3 电力机车修用技术图册 [M]. 重庆: 重庆机务段, 2003.

(上接第 65 页)

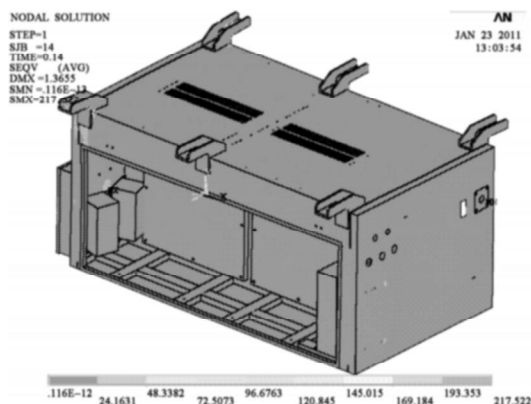


图 11 纵向正向冲击

4 结语

基于概率统计方法的随机振动疲劳分析方法和利用模态叠加法计算冲击时的瞬态动力响应特性, 这些

数值模拟方法能有效地分析柜体的受力情况和薄弱环节。可以在虚拟样机环节进行试验条件的仿真、预测、评估, 或对真实样机的物理试验进行数字再现, 有效指导产品设计和样机试验, 从而降低开发成本, 缩短研制周期, 提高产品的可靠性。

参考文献:

- [1] 唐远强, 舒大文, 赖兴华. ANSYS 在梁-板壳结构随机振动分析中的应用 [J]. 数字技术与机械加工工艺装备, 2009 (12): 39-42.
- [2] 陈学前, 李超. 随机振动环境下结构的寿命预估 [J]. 现代机械, 2007(1): 15-17.
- [3] 小飒工作室. 最新经典 ANSYS 及 Workbench 教程 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2004.
- [4] 赵少津. 抗疲劳设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [5] 《机械工程材料性能数据手册》编委会. 机械工程材料性能数据手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1995.