

# 基于预紧量变化的列车牵引电机 轴承寿命预测方法

贺德强<sup>1, 2</sup>, 张 焕<sup>1</sup>, 孙 一<sup>1</sup>, 苗 剑<sup>1</sup>

(1. 广西大学 机械工程学院, 广西 南宁 530004;

2. 广西制造系统与先进制造技术重点实验室, 广西 南宁 530004)

**摘 要:** 为预测轴承的剩余工作寿命, 分析了列车牵引电机轴承预紧量对轴承结构和动力学特征的影响, 针对单个轴承个体, 从轴承的各个寿命阶段研究了轴承可能发生的失效原因以及对应的轴承预紧量特征。利用 ANSYS 动力学仿真分析得出轴承的固有频率会随着轴承预紧量的减小而降低。结合预紧量与轴承接触应力的关系, 提出了基于预紧量变化的轴承寿命预测方法。监测轴承振动频率来判断轴承预紧量的变化, 可以对牵引电机轴承个体进行寿命预测。

**关键词:** 轴承; 寿命预测; 预紧量; 牵引电机; 模态分析; 轴承振动频率

**中图分类号:** U266.2; U264.1

**文献标识码:** A

**doi:** 10.13890/j.issn.1000-128x.2018.05.007

## Prediction Method of Bearing Life of Train Traction Motor Based on Preload Variation

HE Deqiang<sup>1, 2</sup>, ZHANG Huan<sup>1</sup>, SUN Yi<sup>1</sup>, MIAO Jian<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning, Guangxi 530004, China;

2. Key Laboratory of Guangxi Manufacturing System and Advanced Manufacturing Technology, Nanning, Guangxi 530004, China)

**Abstract:** In order to predict the remaining working life of the bearing, the influence of traction motor bearing preload on bearing structure and dynamics characteristics was analyzed. In view of the individual bearing, the possible failure reasons and the corresponding preload characteristics of bearing were studied from the life stages. Through the ANSYS dynamics simulation analysis, it was concluded that the bearing natural frequency decreases with the preload decreases of the bearing. Based on the relationship between preload and bearing contact stress, a prediction method of bearing life based on preload variation was put forward. By monitoring the bearing vibration frequency to judge the change of the preload of bearings, the individual life of the traction motor bearings was predicted.

**Keywords:** bearings; life prediction; preload; traction motor; modal analysis; bearing vibration frequency

## 0 引言

牵引电机是轨道交通车辆的重要组成部分, 承担着列车牵引、电制动等功能。牵引电机轴承的工作环

境恶劣, 承受着较大的振动和冲击载荷<sup>[1]</sup>, 是牵引电机发生机械故障的常见故障点。

列车牵引电机轴承的故障诊断技术经过不断的发展和完善, 形成了一套完整的基于故障特征频率的诊断方法。通过小波包变换等技术, 可在振动频谱图上找出与故障特征频率相同的区域, 该频率的幅值大小

收稿日期: 2018-02-27; 修回日期: 2018-06-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51765006); 广西科技攻关项目(桂科攻 1598009-6, 桂科 AB17195046)

可作为判断轴承是否发生特定故障的依据<sup>[2]</sup>。自适应深度信念网络和双树复小波包在诊断轴承的故障严重程度和复合故障取得了良好的效果<sup>[3]</sup>。文献[4]通过检测定子电流的小波包变化实现了对牵引电机轴承损伤故障的在线检测,但该方法尚不能实现轴承的磨损检测。文献[5]提出了通过材料力学性能和磨损状况对轴承寿命进行预测。

现有的诊断技术对于保证列车安全运行起到了重要作用,但忽略了不同轴承个体之间的差异性,难以对单个轴承的剩余寿命做出预测。牵引电机轴承是关系到列车安全运行的重要零部件,对列车牵引系统和走行部的轴承剩余寿命进行预测,及时替换临近寿命期限的轴承,是保证城市轨道交通列车正常运行的重要途径。

## 1 轴承预紧量对轴承寿命的影响

从以往的经验来看,同型号轴承的寿命分布较为离散,相同载荷和工作环境下寿命相差近 10 倍,这一特点使轴承个体的实际寿命具有不确定性,增加了轴承寿命预测的难度。通过研究轴承的破坏机理,找到影响轴承寿命的关键因素是分析轴承剩余寿命和可用度的重要途径。

轴承预紧量是轴承的重要参数之一。在部分轴承设计中,把预紧量作为轴承寿命预测的判断依据<sup>[6]</sup>。预紧量的大小对轴承各部分的应力大小产生显著影响。对于深沟球轴承而言,适当的预紧量可以提高轴承的刚度,过大的预紧量却会增大轴承内外圈滚道的接触应力。通过对不同工况下 BB1-7009BA 轴承预紧量与外圈滚道最大接触应力值的仿真分析发现,轴承预紧量的微小变化,会引起外圈滚道接触应力的大幅变动。当轴承的预紧量增大 10  $\mu\text{m}$  时,对应的外圈滚道最大接触应力会增加约 70 MPa,外圈滚道最大应力点的径向变形量增大 0.6  $\mu\text{m}$ <sup>[7]</sup>。

轴承套圈和滚动体使用高强度的轴承钢制成,材料的疲劳强度可以满足电机轴承的静强度要求。但电机轴承的工作环境恶劣,在运行过程中承受较大的振动和冲击。这些载荷与轴承预紧量共同作用产生的接触应力通常会高于材料的疲劳强度。在材料力学性能不变的情况下,接触应力的幅值大小则决定了材料的最大应力循环次数,即轴承的寿命。

当预紧量过小时,则会导致轴承的刚度不足,遇到振动和冲击时使轴承内部发生碰撞,同样不利于轴承使用寿命的提高。预紧量过大或过小都会增大轴承易损坏部位的应力值,降低轴承的寿命。

轴承预紧量是轴承的敏感尺寸,预紧量的微小变化,会引起轴承内外圈滚道和滚动体应力值的大幅变动。按照金属工艺学的观点,监测轴承预紧量的变化对保证轴承的正常工作有重要意义。

## 2 预紧量变化对轴承动力学性能的影响

随着滚动体与套圈之间的接触力变大,二者之间的接触面积和最大接触应力均变大。轴承内部套圈和滚动体的接触力变化使轴承刚度、阻尼、模态等动力学特征发生变化<sup>[8]</sup>。检测轴承的动力学特征,可以评价轴承内部接触应力的大小,对轴承的寿命进行预测。

轴承的滚动体和套圈之间的接触面是曲面,属于非线性接触问题。在材料弹性变形范围内,可以通过赫兹接触理论对接触应力、应变和接触面积大小进行计算。

在赫兹接触理论下,采用 Hamrock 和 Dowson 可以推导出轴承套圈滚道上椭圆接触面的几何形状<sup>[9]</sup>,有:

$$\alpha = \left( \frac{6k^2 eQR}{\pi E} \right)^{\frac{1}{3}}, \beta = \left( \frac{6eQR}{\pi kE} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

式中:  $\alpha$ 、 $\beta$  分别为接触椭圆的半长轴和半短轴;  $Q$  为接触载荷;  $k$  为摩擦因素,  $E$  为等效弹性模量;  $R$  为沟道曲率中心到套圈中心的半径。

式(1)中,接触载荷  $Q$  的大小来源于轴承的工作载荷和轴承的预紧力两个方面。接触椭圆的面积增大和减小都会对轴承的动态特性产生影响。

BB1-7009BA 深沟球轴承是轨道交通车辆牵引电机非传动端常用轴承之一。本文以 BB1-7009BA 深沟球轴承为例,对轴承预紧量和轴承寿命之间的关系展开研究。

为了分析轴承模态随轴承预紧量的变化,通过有限元仿真软件 ANSYS 对轴承进行仿真分析。模型的基本尺寸参数如表 1 所示。

表 1 轴承模型基本尺寸参数

| 参数名称     | 数值    |
|----------|-------|
| 轴承外径     | 75 mm |
| 轴承内径     | 45 mm |
| 轴承宽度     | 12 mm |
| 滚珠数量     | 9 个   |
| 外滚道直径    | 60 mm |
| 内滚道直径    | 36 mm |
| 滚珠直径     | 12 mm |
| 内圈沟道曲率系数 | 0.52  |
| 外圈沟道曲率系数 | 0.53  |

材料的弹性模量为  $2 \times 10^5$  MPa,泊松比 0.26。使用 186 六面体单元,通过扫略方式划分网格,控制单元尺寸小于 1.5 mm,共生成 30 847 个单元,149 008 个节点。

当预紧量不同时,滚珠与轴承内外圈的接触线长度也不同。为计算简便,假设轴承的预紧量在内外圈之间均匀分布,其沿滚道截面和滚道平面的接触线长度分别按照所在平面两圆相交的公共弦长度计算。通过接触面的法向位移量求解接触面的面积和接触力的大小。

公共弦长度的计算公式为

$$L = \frac{\sqrt{\left[(d+r_2)^2 - r_1^2\right] \left[r_1^2 - (d-r_2)^2\right]}}{d} \quad (2)$$

式中:  $d$  为两圆的圆心距;  $r_1$  和  $r_2$  分别是大圆和小圆的半径。

对于沿滚道截面的接触线长度, 其中的两圆圆心距  $d$  为

$$d = 2kr - r + \frac{f}{4} \quad (3)$$

式中:  $k$  为沟道曲率系数;  $r$  为滚珠半径;  $f$  为轴承的预紧量。

对于滚道平面的接触线长度, 其中的两圆圆心距  $d$  为

$$d = R - r + \frac{f}{4} \quad (4)$$

整合式 (2)、式 (3), 得出接触椭圆的长轴计算公式为

$$\alpha = \frac{\sqrt{\left(krf + \frac{f}{16}\right)(4kr - 2r + \frac{f}{16})(2r + \frac{f}{4})}}{2kr - r + \frac{f}{4}} \quad (5)$$

整合式 (2)、式 (4) 得出接触椭圆的短轴计算公式为

$$\beta = \frac{\sqrt{\left(Rf + \frac{f}{16}\right)(4R - 2r + \frac{f}{16})(2r + \frac{f}{4})}}{2R - r + \frac{f}{4}} \quad (6)$$

式中:  $f$  为轴承的预紧量;  $r$  为滚子半径;  $R$  为滚道平面上滚道的半径;  $R+r$  即滚道最深处的半径。

计算得滚珠与内圈滚道、外圈滚道的接触面积如表 2、表 3 所示。

表 2 不同预紧量对应的滚珠与内圈接触面积

| 预紧量 / $\mu\text{m}$ | 长轴长度 /mm | 短轴长度 /mm | 接触面积 / $\text{mm}^2$ |
|---------------------|----------|----------|----------------------|
| 10                  | 1.766 9  | 0.401 03 | 0.556 52             |
| 25                  | 2.754 3  | 0.634 06 | 1.371 6              |
| 40                  | 3.435 5  | 0.802 00 | 2.163 9              |
| 55                  | 8.757 0  | 0.940 39 | 6.467 8              |

表 3 不同预紧量对应的滚珠与外圈接触面积

| 预紧量 / $\mu\text{m}$ | 长轴长度 /mm | 短轴长度 /mm | 接触面积 / $\text{mm}^2$ |
|---------------------|----------|----------|----------------------|
| 10                  | 1.460 9  | 0.380 14 | 0.436 17             |
| 25                  | 2.288 1  | 0.601 08 | 1.080 2              |
| 40                  | 2.867 2  | 0.760 34 | 1.712 2              |
| 55                  | 3.331 0  | 0.891 62 | 2.332 6              |

为简化计算, 采用赫兹接触理论中圆球与凹球面的接触模型, 通过变形量  $\delta$  求解载荷  $P$  的大小为

$$P = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1} \delta^3} \sqrt{\frac{1 - \mu^2}{2 \times \frac{1}{E^2}}} \quad (7)$$

式中:  $E$  为材料的弹性模量;  $P$  为接触载荷;  $\delta$  为接触面的法向位移量, 按照  $\frac{1}{4}f$  计算;  $R_1$  为钢球的半径,

选用滚道半径与滚道截面半径的几何平均数;  $R_2$  为凹球面的曲率半径。

轴承滚珠和套圈的接触刚度与材料的硬度、轴承预紧量的大小、滚珠直径、沟道曲率系数等因素相关。通过接触力的大小和材料的弹性模量可以计算单个滚珠与套圈之间形成的接触副的法向刚度。法向接触刚度的表达式为

$$K = \frac{\Delta P}{\Delta \delta} \quad (8)$$

根据式 (8) 得出不同预紧量下轴承滚珠与套圈的法向接触刚度数值如表 4 所示。

表 4 不同预紧量下轴承滚珠与套圈的接触刚度

| 预紧量 / $\mu\text{m}$ | 滚珠与内圈接触刚度 / ( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ) | 滚珠与外圈接触刚度 / ( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ) |
|---------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|
| 10                  | 11 929                                         | 11 892                                         |
| 25                  | 18 861                                         | 18 802                                         |
| 40                  | 23 933                                         | 23 858                                         |
| 55                  | 28 063                                         | 27 976                                         |

在轴承滚珠与内圈, 轴承滚珠与外圈之间分别建立 combin14 弹簧单元, 将轴承预紧量的变化折算成轴承滚珠与套圈的接触刚度, 施加在弹簧单元的刚度中<sup>[10]</sup>, 共生成 18 个弹簧单元, 弹簧单元位置分布如图 1 所示。

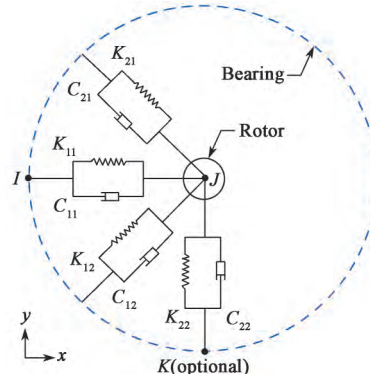


图 1 生成弹簧单元的位置

对轴承外圈外表面施加固定约束, 分别求解 4 个不同预紧量下的模型固有频率, 得到轴承的固有频率值如表 5 所示。

表 5 不同预紧量下轴承的前 10 阶固有频率 /Hz

| 模态阶数 | 预紧量 / $\mu\text{m}$ |       |       |       |
|------|---------------------|-------|-------|-------|
|      | 10                  | 25    | 40    | 55    |
| 第一阶  | 41.26               | 51.86 | 58.36 | 63.18 |
| 第二阶  | 149.3               | 187.6 | 211.2 | 228.6 |
| 第三阶  | 159.9               | 201.0 | 226.2 | 244.9 |
| 第四阶  | 272.7               | 342.7 | 385.5 | 417.2 |
| 第五阶  | 276.5               | 347.6 | 391.3 | 423.7 |
| 第六阶  | 297.1               | 373.4 | 420.0 | 454.6 |
| 第七阶  | 324.6               | 408.1 | 459.2 | 497.2 |
| 第八阶  | 379.9               | 477.5 | 537.3 | 581.7 |
| 第九阶  | 386.7               | 486.2 | 547.1 | 592.4 |
| 第十阶  | 433.4               | 544.7 | 612.9 | 663.5 |

从以上数据中可以看到, 随着轴承预紧量的增大, 滚珠与滚道的接触面积和接触刚度变大, 并导致了轴承的同一阶固有频率的增大。

表 5 前 10 阶固有频率中, 第一阶和

第七阶固有频率为轴承内圈的振动频率，其余为保持架及滚珠的振动频率。轴承的内圈与电机转子转轴的轴颈连接，其动力学特性对轴承-转子系统产生重要影响，特别是存在转子偏心的情况。所以应当重点关注轴承内圈的振动特性。

提取第一阶的振型做进一步分析。为方便观察，将模态位移按照沿轴承轴向、径向两个方向进行分解，得到的第一阶振型位移云图如图 2 和图 3 所示。

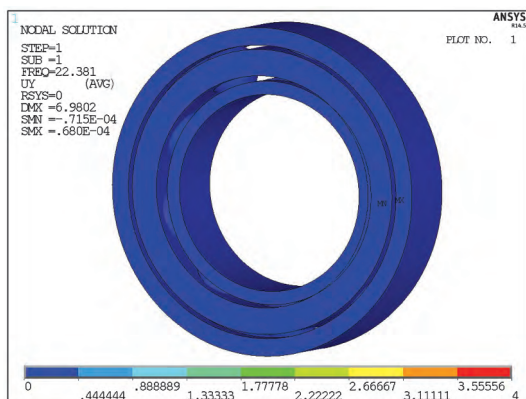


图 2 轴承第一阶振型沿轴向位移云图

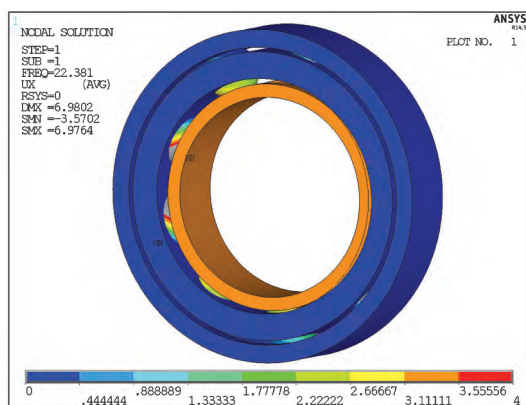


图 3 轴承第一阶振型沿径向位移云图

从图 2 可以看到，轴承内圈的振动以沿轴承径向为主。对第七阶固有频率的振型进行分析发现，其振型与第一阶基本相同。第七阶固有频率的变动范围在 320~500 Hz，其变动较大，检测更为方便，故应当在电机升降速的过程中，检测频率范围在 320~500 Hz 的轴承径向振动，根据幅值在频率上的分布，对轴承实际预紧量进行评价。

### 3 通过监测振动数据预测轴承寿命

轴承套圈和滚动体的磨损量是轴承工作时长、润滑状况、载荷大小等的真实反应。Archard 提出了粘着磨损计算公式

$$V = KL \frac{P}{H} \quad (9)$$

式中： $V$  为磨损体积； $L$  为磨程； $K$  为磨损系数； $P$  为载荷； $H$  为材料硬度。

式 (9) 中，磨损体积  $V$  的增大会导致轴承的预紧量变小。磨损系数  $K$  与材料表面粗糙度和润滑状

况等有关，磨程  $L$  代表了轴承累计工作里程，载荷  $P$  为接触载荷，由轴承工作载荷和预紧力二者叠加。材料硬度  $H$  是材料的一个重要属性，基于制造工艺，不同轴承个体的材料硬度存在差异。

由于滚动体同轴承套圈之间的相互挤压、摩擦，随着轴承工作时间变长，轴承的预紧量变小。产生这一变化的主要原因有 2 点：

① 由于轴承工作时滚动体与套圈之间发生微小的滑动摩擦导致轴承的表面材料逐渐流失，这一原因导致的变化贯穿轴承的整个运用阶段，且其变化较为均匀、缓慢，变化量受到润滑状况的影响较大。

② 在磨合期由于材料的相互挤压使材料组织变得密实，同时在材料外形尺寸上发生变化。这一变化在较短时间内完成，变化量与轴承的材料组织相关性较大。对于材料硬度、强度偏大的轴承，出于这一原因产生的预紧量变化较小，材料的力学性能偏低的轴承经过磨合期后预紧量变化略大于普通轴承。为了防止故障的发生，应当将以上两类轴承进行标记，重点监测或尽早更换。

对于一般轴承而言，预紧量的变化情况对轴承寿命的参考具有重要的意义。轴承预紧量的变化达到阈值时，轴承的磨损体积和材料的应力循环次数接近极限，继续使用会增大轴承的振动噪声和材料发生疲劳破坏的概率。对于磨损量接近或高于阈值的轴承，应当及时更换。轴承剩余寿命可表示为

$$A = \frac{f_t - f_0}{f_A} \times 100\% \quad (10)$$

式中： $A$  为轴承剩余寿命百分比； $f_0$  为轴承出厂时的固有频率； $f_t$  表示当前时刻轴承的固有频率； $f_A$  为全寿命周期的轴承固有频率变化量。

轴承全寿命周期性能检测流程如图 4 所示。

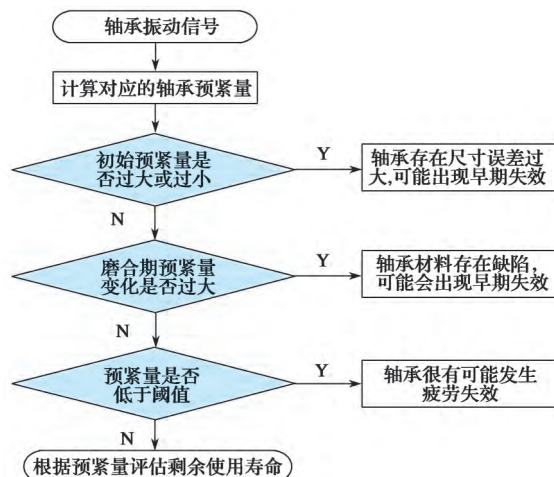


图 4 轴承全寿命周期检测流程图

轴承的性能和寿命与尺寸误差和材料组织相关。以往研究通常忽略了轴承个体之间的变异性，不利于针对单个轴承进行寿命预测<sup>[11]</sup>。对于同一批次的城市轨道交通车辆牵引电机非传动端轴承而言，所产生的

应力循环次数大体相同,但由于轴承的预紧量不同,导致应力幅值存在着较大的差距,或是由于材料方面的影响,造成了同一批次轴承的寿命较为离散。通过检测轴承的预紧量及其变化,结合材料的疲劳曲线可大致评估轴承的健康状况,并根据轴承后期的工作环境预测其使用期限。及时替换存在较大故障风险的轴承,可在一定程度上提高轨道交通车辆的可靠性。同时,对于一部分性能优良的轴承,适度延长其使用时限,可以节约成本,减少浪费<sup>[12]</sup>。

#### 4 结论

①分析了同一批次牵引电机轴承不同个体寿命存在差异的原因,发现轴承的预紧量是影响轴承性能和寿命的重要因素之一。

②以牵引电机非传动端常用的 BB1-7009BA 深沟球轴承为例,结合虚拟样机技术,分析了轴承在不同预紧量情况下的固有频率和振型,并找到了轴承内圈发生径向模态位移时对应的频率,以及该阶模态频率在不同预紧量下的变动范围。

③预紧量变化使轴承内部接触应力和内圈固有频率发生变化,据此提出了一种通过检测轴承固有频率和预紧量的方式对轴承的剩余寿命进行预测的方法,并论证了该方法的理论基础。

#### 参考文献:

- [1] 刘文生, 李文. 牵引电机传动装置振动特性仿真分析 [J]. 铁道学报, 2013, 35(8): 44-47.
- [2] 杨建伟, 蔡国强, 姚德臣, 等. 基于小波包变换和 BP 网络

的铁道车辆滚动轴承故障诊断方法 [J]. 中国铁道科学, 2010, 31(6): 68-73.

- [3] SHAO Haidong, JIANG Hongkai, WANG Fuan, et al. Rolling bearing fault diagnosis using adaptive deep belief network with dual-tree complex wavelet packet [J]. Isa Transactions, 2017, 69: 187-201.
- [4] 杨江天, 赵明元, 张志强, 等. 基于定子电流小波包分析的牵引电机轴承故障诊断 [J]. 铁道学报, 2013, 35(2): 32-36.
- [5] QUAGLIATO Luca, KIM Dongwook, LEE Nara, et al. Run-out based crossed roller bearing life prediction by utilization of accelerated testing approach and FE numerical models [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2017, 130: 99-110.
- [6] 吴勇, 安中正, 王帅, 等. HXp2 型机车牵引电机驱动端轴承故障分析及措施 [J]. 铁道机车车辆, 2012, 32(2): 83-84.
- [7] 张焕, 贺德强, 谭文举, 等. 牵引电机轴承预紧量对外圈滚道应力的影响 [J]. 铁道科学与工程学报, 2017, 14(12): 2697-2704.
- [8] 邓四二, 王燕霜, 李新宁. 轴承预紧力与系统固有频率关系的试验 [J]. 航空动力学报, 2010 (8): 1883-1887.
- [9] 薛峥. 深沟球和圆柱滚子轴承动力学分析 [D]. 杭州: 浙江大学, 2008.
- [10] 李玲, 蔡力钢, 蔡安江, 等. 固定结合面切向接触刚度通用性建模方法 [J]. 计算机集成制造系统, 2015, 21(8): 2108-2115.
- [11] 丁锋, 何正嘉, 陈雪峰. 考虑损伤程度的设备运行可靠性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(1): 36-40.
- [12] 张小丽, 陈雪峰, 李兵, 等. 机械重大装备寿命预测综述 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 100-116.

作者简介: 贺德强 (1973-), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事机车车辆、故障诊断与智能维护、网络化制造等技术的研究工作。

(上接第 23 页)

其中 signal input (SI) 为上位机给定驱动波形, signal output(SO) 为智能驱动器反馈给上位机的波形, 在正常工作、发生 UV (欠压故障) 和 OC (短路) 故障时, SO 信号都会反馈给上位机一个相应的状态信号, 该信号与上位机的给定驱动波形具有相应的逻辑关系, 上位机可以通过这种逻辑关系将相应的故障解析出来, 以供工作人员分析。

#### 4 结语

本文通过对 IGBT 智能驱动的几个保护功能及开通关断控制的几个关键技术点做出了详细的研究和说明, 并通过和传统驱动器的比较, 说明了智能驱动器

在 IGBT 保护及驱动控制策略上的优势, 基于以上优势, 在未来 IGBT 智能驱动的应用也将得到普及。

#### 参考文献:

- [1] 龚熙国. 高压 IGBT 模块应用技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015: 86-118.
- [2] BALIGA B Jayant. IGBT 器件 物理、设计与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2018: 133.
- [3] VOLKE Andreas. IGBT 模块: 技术、驱动应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2016: 1876-2126.

作者简介: 于昊田 (1987-), 男, 工程师, 从事铁路机车牵引及辅助变流系统相关产品研发工作。