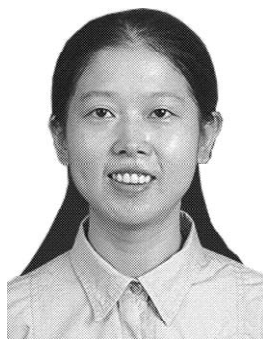


试验检测

电机传动工况下吊杆球铰试验载荷分析

李 心^{1, 2}, 付茂海², 林达文¹, 王 进¹(1. 株洲时代新材料科技股份有限公司 技术中心, 湖南 株洲 412007;
2. 西南交通大学 机械工程学院, 四川 成都 610031)

作者简介: 李 心(1977-), 女, 硕士研究生, 工程师, 长期从事轨道车辆减振弹性原件试验研究及试验工装设计工作。

摘 要: 通过分析电机在驱动与制动工况给吊杆球铰额外增加的径向载荷, 确立相关载荷的疲劳试验载荷谱, 阐述了如何将设计输入条件进行分析和计算, 把产品的仿真计算结果转化为具体的疲劳试验载荷条件的过程和相关方法。载荷谱的处理具有较高的工程应用价值。

关键词: 轴悬电机; 吊杆球铰; 疲劳试验; 载荷谱

中图分类号: U260.332

文献标识码: A

文章编号: 1000-128X(2011)03-0065-03

Analysis on Test Load of Reaction Rod Ball Joint in Motor Driving Condition

LI Xin^{1,2}, FU Mao-hai², LIN Da-wen¹, WANG Jin¹

(1. Technology Center, Zhuzhou Times New Material Technology Co., Ltd, Zhuzhou, Hunan 412007, China;

2. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Through analyzing the extra loads on reaction rod ball joint under axle-hung motor driving and braking condition, the radial fatigue load spectrum was established. This article illustrated the way of analyzing and calculating initial design conditions, and the way of translating the simulation results into the fatigue loads was also presented. The process of load spectrum was high applied value.

Key words: axle-hung motor; reaction rod ball joint; fatigue test; load spectrum

0 引言

目前橡胶产品疲劳性能的判定主要途径还是台架试验, 而新产品在开发初期只能通过仿真计算来获取相关工况的载荷数据。因此, 把仿真结果合理地转化为具体疲劳试验加载条件是非常有必要的。本文通过研究由电机驱动与制动带来的齿轮箱吊杆球铰附加径向载荷试验谱的编制, 来对这方面的工作做一定的探讨。

1 技术输入条件简述

该吊杆应用于如图1所示的一种全新车型的驱动电机轴悬结构上, 吊杆的两端各通过一个相同的橡胶球铰连接在构架上和电机齿轮箱上。

通过客户的设计技术输入文件可知吊杆产品的静态力与极限力数据, 如名义载荷22 kN、牵引制动时吊杆的最大拉压力为26 kN; 对电传动系统进行驱动与制动工况下的仿真分析^[1], 得到的电机转速和电机输出

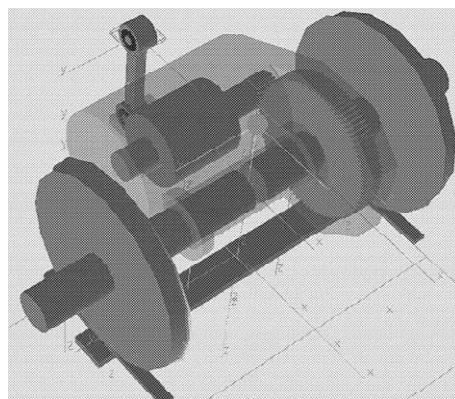


图1 驱动电机齿轮箱轴悬结构示意图

力矩的时间历程数据结果, 见图2的转速、图3的力矩所示。以上数据均来自客户技术规范。

从表面看, 与吊杆相关的信息只有名义载荷和极限载荷, 而另外的数据都是电传动系统仿真结果, 与产品无关。想得到产品载荷的额外信息必须要对轴悬电机悬挂系统做进一步的分析。

收稿日期: 2010-06-09; 收修改稿日期: 2010-07-20

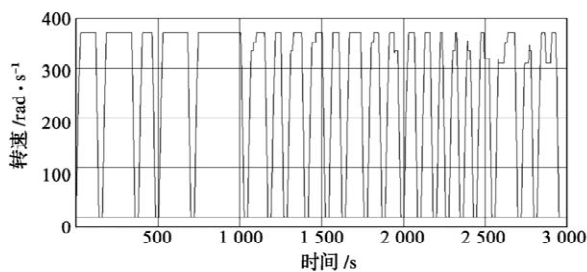


图2 电机输出转速时间历程

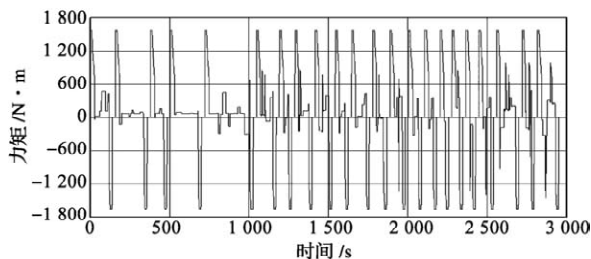


图3 电机输出力矩时间历程

$$\text{综合上式可得: } F_G = M/r - J \times \Phi/r \quad (3)$$

通过对转速时间历程数据求导可以得到电机转动加速度数据,对比电机力矩输出数据(见图5),可以发现 M 输出力矩与 Φ 转动加速度变化趋势基本一致,所以可以近似认为两者之间的变化是线性关系。设 $M=k\Phi$, k 为线性系数,则

$$F_G = M \times (1-J/k) / r \quad (4)$$

又 r 、 J 、 k 3个参数为常数,推出大小齿轮合点的力 F_G 与电机输出力矩 M 呈线性关系。综合式(1)和式(4),可看出电机吊杆拉压力 T_2 与电机输出力矩 M 同样也呈线性关系。

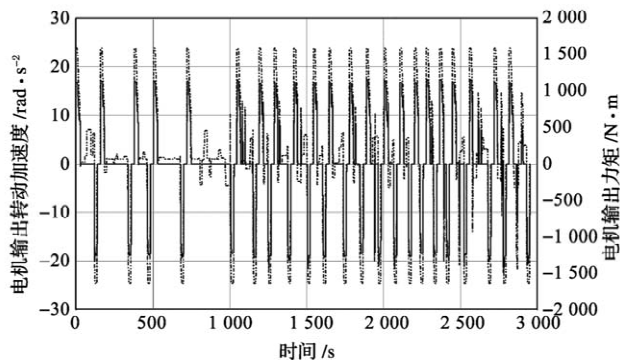


图5 电机输出力矩与转动加速度的时间历程

从以上简单分析中可以得出结论:电机牵引制动力矩引起的吊杆附加拉压力值与电机输出力矩之间的关系可视为线性。

2.2 吊杆球铰径向力试验载荷分析

在铁路坐标下,根据静力分析,电机牵引工况施加正向力矩(按右手法则定义),电机吊杆受拉力;电机制动工况施加负向力矩(按右手法则定义),电机吊杆受压力。

而名义载荷22 kN是指静态时,吊杆承受的部分电机齿轮箱重量。对吊杆而言是静载的拉力;对球铰而言就是径向静载。同时,本文不考虑由轨道的不平顺引起的附加径向动载荷。

牵引制动时吊杆的最大压拉力26 kN是指当牵引力矩最大时,也就是整车加速度最大,这时吊杆所承受的拉力最大;当制动力矩最大时,也就是整车减速度最大,这时吊杆所承受的压力最大。通过分析图2、图3、图5可发现,最大的牵引力矩和制动力矩基本相同,所以由电机驱动制动引起的附加径向载荷(拉和压)最大基本上是26 kN。

从设计文件中知道,由于电机的牵引制动而对吊杆的附加作用力最大值为26 kN,电机最大输出力矩值为1 650 N·m,将其比值作为转换系数,利用2.1中结论,

2 轴悬电机齿轮箱受力分析

2.1 轴悬电机齿轮箱静态受力分析

对电机变速箱部分作简单的静态受力分析,受力如图4所示。

如图4中显示,左图的电机部分要保持静态平衡需要两部分的平衡力:一部分是如图4(a)所示的保持电机部分重力作用的平衡力;另一部分是克服小齿爬大齿的反作用,如图4(b)、图4(c)所示。通过静态的简单力学分析可以得到

$$T_2 = n \times F_G / m \quad (1)$$

$$F_2 = (m-n) \times F_G / m \quad (2)$$

又 $M - F_G \times r = J \times \Phi$, M 为电机输出力矩; r 为小齿半径; J 为电枢小齿的转动惯量; Φ 为电机的转动加速度; F_1 为无力矩输出时轮轴的支撑力; F_2 为有力矩输出时轮轴的支撑力; T_1 为无力矩输出时吊杆的拉力; T_2 为有力矩输出时吊杆的拉力; m 为吊杆位置到轮轴中心的距离; n 为齿轮啮合点到轮轴中心的距离。

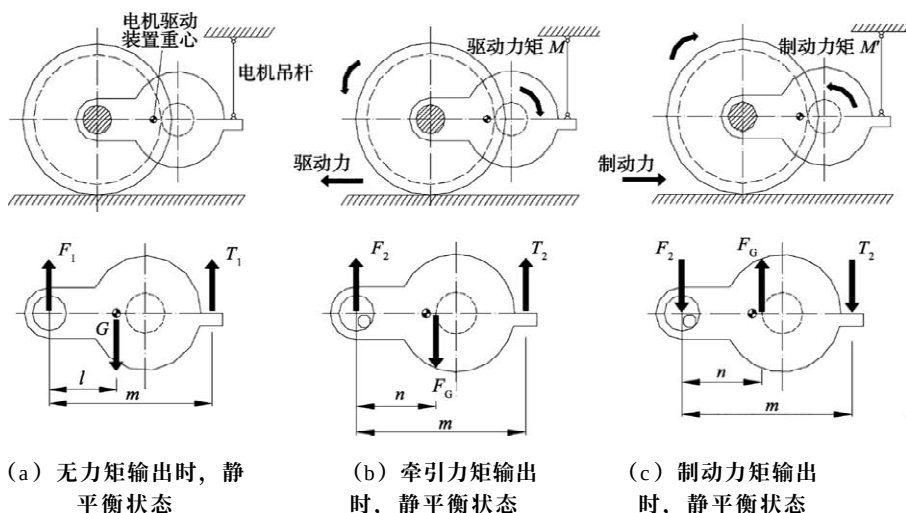


图4 电机变速箱部分简单的静态受力分析

将图 3 中的力矩输出时间历程转化为附加力的时间历程, 如图 6 所示。电机吊杆的附加力就是作用在球铰上的径向动载, 仿真里程为 45 km。

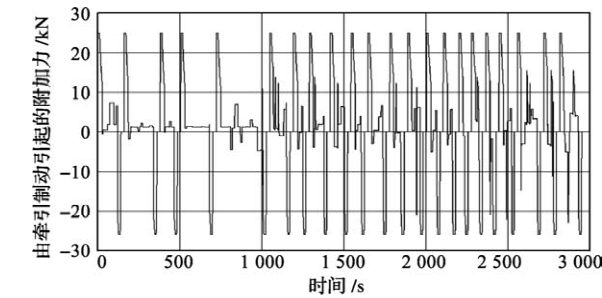


图 6 由牵引与制动引起的吊杆附加力时间历程

试验谱载荷编制思路按文献 [2] 进行, 对图 6 进行雨流计数 [3], 取载荷划分 8 × 8 的结果作为设计依据。Mean (均值) 的范围是 -14~14 kN; Range (幅度) 的范围为 0~52 kN, 图 7 为雨流计数的结果矩阵。

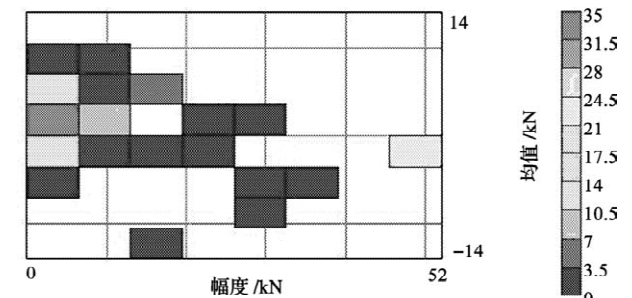


图 7 吊杆附加力范围—均值雨流计数结果矩阵

直接用雨流计数的结果矩阵编制载荷谱很困难, 所以需要将二维矩阵转化成 2 个一维数表 [4] ——均值频次表、幅值频次表 (幅值为范围值的一半) 见表 2、表 3。

表 2 均值—频次表		表 3 幅值—频次表	
均值 /kN	频次	均值 /kN	频次
-14~-10.5	1	0~3.25	62
-10.5~-7	1	3.25~6.5	11
-7~-3.5	5	6.5~9.75	7
-3.5~0	37	9.75~13	2
0~3.5	44	13~16.25	3
3.5~7	17	16.25~19.5	1
7~10.5	3	19.5~22.75	0
10.5~14	0	22.75~26	22
共计	108	共计	108

均值发生频次较集中, 适用波动中心法处理。这样, 一个复杂的二维试验加载就转化为简单的一维试验加载, 大大节约了试验机台和试验工装的成本。波动中心法公式见下式:

$$F_m = \frac{\sum_{i=1}^k F_{m,i} \cdot n_i}{\sum_{i=1}^k n_i}$$

式中: F_m —— 载荷波动中心;

$F_{m,i}$ —— 实测载荷循环中第 i 级平均载荷;
 n_i —— 第 i 级平均载荷出现的频次;
 k —— 总的平均载荷级数。

代入表中数据计算得到波动中心为 0.75 kN, 其和静载 22 kN 相比, 在实际工程中应用中可以简化为零。

3 载荷谱与疲劳试验

综上所述, 该电机吊杆橡胶关节的疲劳试验载荷为: 首先球铰径向施加 22 kN 的静载荷, 然后按图 8 程序谱块的动态载荷运行。

一个谱块代表 45 km 的载荷, 重复 16 667 次谱块就代表 75 万 km 的寿命, 共计约 180 万次径向加载。

疲劳试验程序载荷谱加载顺序最好是如图 9 的低—高一低的方式, 因为它最接近实际载荷工况 [5]。所以将图 8 所代表的单个载荷谱块乘以 2, 处理后每个新载荷谱块代表运行 90 km 的径向动载荷, 单个谱块代表 90 km 的动载荷。重复 8 334 个相同的谱块即代表 75 万 km 的寿命, 共计加载同样约为 180 万次。

这样, 通过对客户提供的产品设计输入条件进行分析, 就确定出了具体的疲劳试验载荷, 从而可被试验室正确实施。

图 10 为产品径向载荷的台架疲劳试验。图 11 是根据上述内容编制的径向疲劳载荷谱。由于载荷谱编制的输入均为客户提供的数据, 其方法得到工程领域广泛的认可, 所以使用该载荷谱的疲劳试验也得到客户认可, 有力地支持了主机厂全新车型的开发任务。

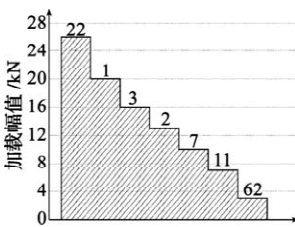


图 8 单个谱块代表 45 km 加载频次顺序

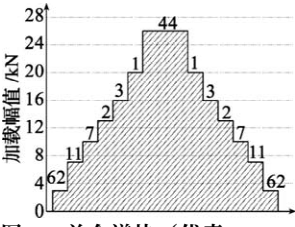


图 9 单个谱块 (代表 90 km 载荷) 加载频次顺序

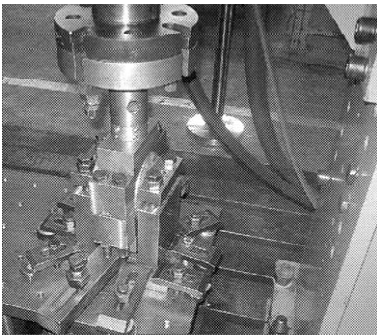


图 10 吊杆球铰径向台架试验

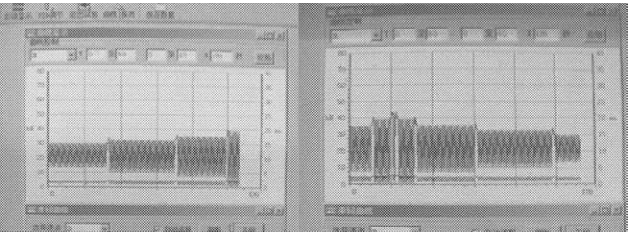


图 11 台架试验控制计算机中实现载荷谱块 (下转第 70 页)

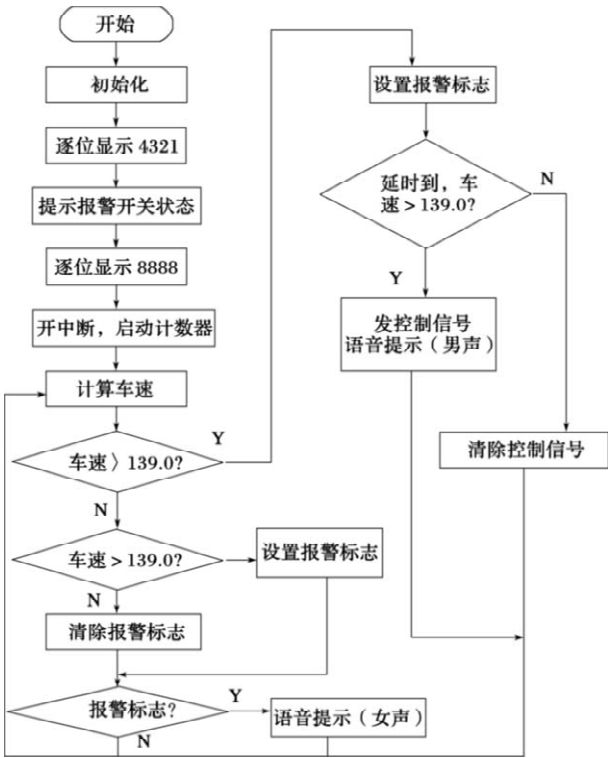


图 2 主程序流程图

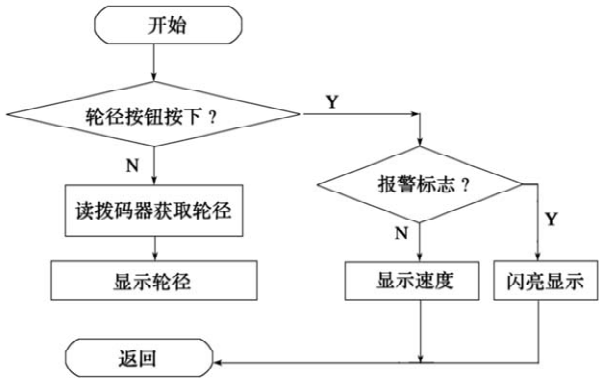


图 3 显示程序流程图

4 结语

基于该研究成果研制的样机已通过上车试运行,取得良好效果,达到了研制目的,并通过了沈阳铁路局科委组织的科技成果鉴定。目前样机已经在沈阳机务段装车31台,运行了近1年的时间,取得了良好的经济效益和社会效益,有较强的实用推广价值。

参考文献：

- [1] 张有松, 朱龙驹. 韶山4型电力机车[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1998.
- [2] 赵叔东. 韶山8型电力机车[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1999.

(上接第67页)

4 结论

由于台架试验的设备制约及成本的限制,不可能直接应用实测或计算得到的随机载荷进行疲劳试验。故载荷谱的处理具有较高的工程应用价值。台架试验是目前橡胶产品疲劳性能判定的主要手段。而新产品研发中的试验条件只能通过系统计算得到。本文以吊杆球铰的径向疲劳载荷谱的编制为例,简要说明了这一过程。

参考文献：

- [1] 王永冠, 卜继玲, 陶功安. 地铁车辆牵引制动工况仿真[J]. 电力机车与城轨车辆, 2009(6): 23-26.
- [2] 王永冠, 李心, 卜继玲. 一种轴箱转臂定位关节疲劳试验载荷谱的编制方法[J]. 机车电传动, 2009(4): 54-56.
- [3] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.
- [4] 樊晓燕, 吴兹攀, 童忠飧. 机械零件疲劳载荷谱编制[J]. 机电工程, 1994(2): 23-26.
- [5] 高镇同. 疲劳可靠性[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2000.

《机车电传动》

欢迎 垂询 订阅 赐稿 刊登广告

跟踪世界科技动态 致力中国轨道交通

联系地址: 湖南省株洲市时代路株洲电力机车研究所《机车电传动》编辑部 邮政编码: 412001 联系电话: 0731-28498221 26496141 传真: 0731-28496141 E-mail: edl@teq.cn

- ◆ 轨道牵引动力的主导刊物
- ◆ 荟萃电力与内燃牵引技术成果
- ◆ 涵盖干线铁路与城轨交通两大领域