

大功率永磁直驱机车叠片联轴器振动特性分析

张志和¹ 肖守讷² 阳光武² 梁友涛² 张祥儒³

(1 中车大同电力机车有限公司, 山西 大同 037000)

(2 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

(3 郑州机械研究所有限公司, 河南 郑州 450052)

摘要 为了研究叠片联轴器在永磁直驱机车转向架上运用的安全可靠性能, 分析在轨道激励作用下叠片联轴器的振动特性, 对永磁直驱机车进行了小环线试验, 实时监测叠片联轴器及安装位置的加速度变化情况。使用最小二乘迭代法对高速状态下叠片联轴器进行了模态参数识别, 获取了联轴器各阶模态参数。根据振级落差定义对高速状态下联轴器的横向、垂向和纵向振动传递特性进行了分析。最后, 总结了不同位置的加速度冲击范围随速度等级的变化规律以及加速度RMS值衰减率随位置的变化情况。振级落差分析表明, 位置(c)的三方向隔振效果均较好, 位置(e)横向隔振效果优于垂向和纵向。采用加速度冲击范围和RMS值衰减率评价, 同样得出了位置(c)振动有效衰减的结论。结果可为叠片联轴器在永磁直驱机车转向架上的应用及优化设计提供一定参考。

关键词 永磁直驱机车 叠片联轴器 小环线试验 模态参数识别 振动传递

Analysis of Vibration Characteristic of Laminated Coupling of High Power Permanent Magnet Direct Drive Locomotive

Zhang Zhihe¹ Xiao Shoune² Yang Guangwu² Liang Youtao² Zhang Xiangru³

(1 CRRC Datong Co., Ltd., Datong 037000, China)

(2 State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

(3 Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering Co., Ltd., Zhengzhou 450052, China)

Abstract In order to study the safe reliability of using the laminated coupling on the permanent magnet direct drive locomotive and the vibration characteristics of laminated coupling under the action of track excitation are analyzed, a small loop test is carried out on a permanent magnet direct-drive locomotive. The real-time monitoring of acceleration of the laminated coupling and its mounting position are obtained. The least square iteration method is used to identify the modal parameters of the laminated coupling at high speed and the modal parameters are obtained. According to the definition of vibration stage drop, the transmission characteristics of transverse, vertical and longitudinal vibration of coupling at high speed are analyzed. Finally, the variation law of acceleration impact range with velocity grade and the variation of acceleration RMS value decay rate with velocity grade are summarized. The analysis of the vibration level drop shows that the three-directional vibration isolation effect of position (c) is better, and the horizontal vibration isolation effect of position (e) is better than the vertical and longitudinal vibrations. By using acceleration impact range and RMS value attenuation rate evaluation also reached the conclusion that position (c) vibration is effectively attenuated. The conclusion provides a reference for the application and optimization design of the laminated coupling in the permanent magnet direct drive locomotive.

Key words Permanent magnet direct drive locomotive Laminated coupling Small loop test Modal parameter identification Vibration transfer

0 引言

传统转向架驱动系统包括牵引电机、齿轮箱、联轴器和冷却装置等，系统复杂，维护成本高，传动效率较低，增加了转向架的自重。采用转向架永磁直驱技术，直接将牵引电机的转矩传递给轮对，有效提高了传动效率，简化了驱动系统，减轻了转向架的簧下质量，可以减轻轮轨侧磨和曲线偏磨的问题^[1]。同样质量和体积下的永磁同步电机能提供更大转矩，有利于转向架直接驱动。因此，永磁直驱技术在机车上的应用有良好的发展前景。目前，中车大同电力机车有限公司成功研制生产了大功率永磁直驱客运电力机车^[2]，该机车采用挠性叠片式联轴器直驱系统取代齿轮箱，将电机的转矩经联轴器直接传递给车轮。挠性联轴器具有较大的扭转刚度，可传递较大转矩，横向和径向可以同时产生挠性变形，提供了一定横向和角向位移补偿^[3-4]。安装传统齿轮箱的机车在运行过程中，线路上的振动冲击会传递给牵引电机，造成电机的不可逆损伤，而利用挠性联轴器的横向和径向衰振能力，可以有效解决这个问题。

本文中在永磁直驱机车小环线试验的基础上分析了叠片联轴器在高速状态下的工作模态，使用振级落差评价指标分析了联轴器的垂向、横向、纵向的振动传递性能，总结了速度等级对各位置的加速度冲击范围的影响，以及不同位置的加速度RMS值衰减率变化规律。

1 叠片联轴器介绍

叠片联轴器是通过挠性叠片组件传递运动和转矩的装置。叠片组件的变形为主、从动件间提供多方向的位移补偿，以柔性体状态传递力和转矩；该结构具有易维护、失效保护和隔离高频冲击能量等优点^[5]。本文中介绍的联轴器结构包括：多层不锈钢薄片组成的叠片组件、电机端传力盘、车轮端传力盘、车轮端传动销、空心轴和高强度螺栓，如图1所示。工作时，电机的转矩由电机端传力盘输入，转矩经过电机端叠片组件、空心轴、主动车轮端叠片组件、主动车轮端传力盘、车轮传动销传递到主动车轮上，经车轴传动到被动车轮，为机车运行提供了牵引力^[6]。

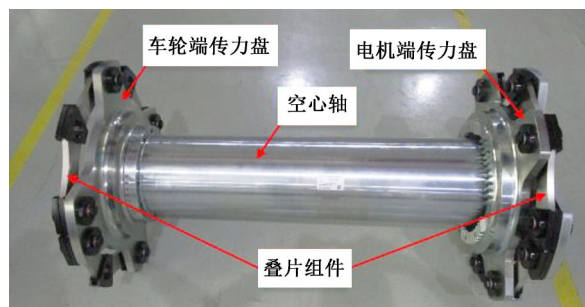


图1 叠片联轴器组成结构

Fig. 1 Composite structure of the laminated coupling

2 车载环线振动测试

为了评估叠片联轴器在永磁直驱机车上的振动传递情况，在小环线试验线路上进行了实车线路试验。如图2所示，环线轨道周长为8.5 km，直线区段长度为755 m，两端连接弧段半径为1 000 m，最小曲线半径为300 m，最高设计时速为160 km/h。

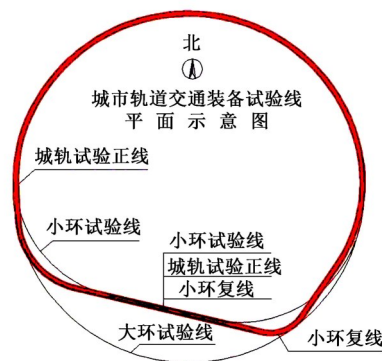


图2 环形轨道试验线示意图

Fig. 2 Schematic diagram of ring track test circuit

2.1 试验条件

图3所示为机车环线运行工况的速度变化曲线。速度范围覆盖为60~160 km/h，运行总时间为130 min，在22 min内试验开始并巡道，在150 km/h速度等级下设置3个限速段。6个速度工况分别为：低速为60 km/h，中低速为90 km/h，中速为110 km/h，中高速为130 km/h，高速为150 km/h，最高时速为160 km/h。

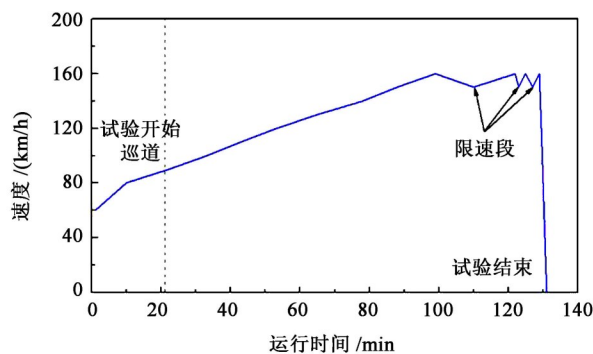


图3 机车运行工况速度变化曲线

Fig. 3 Speed change curve of locomotive in operating condition

采集了叠片联轴器及几个安装位置的垂向、横向、纵向的振动加速度数据。如图4所示，测试位置分别为：车轮与联轴器连接处——位置(a)，联轴器轴身——位置(b)，电机端传力盘——位置(c)，1位端电机1处——位置(d)，1位端电机2处——位置(e)。通过采集5个位置的传感器振动数据，可以分解出每个位置的三向振动加速度，对比不同位置以及电机处的振动情况，分析联轴器的振动传递规律。根据采样定理^[7]，信号采样频率设置为1 000 Hz，低通滤波频率为500 Hz。

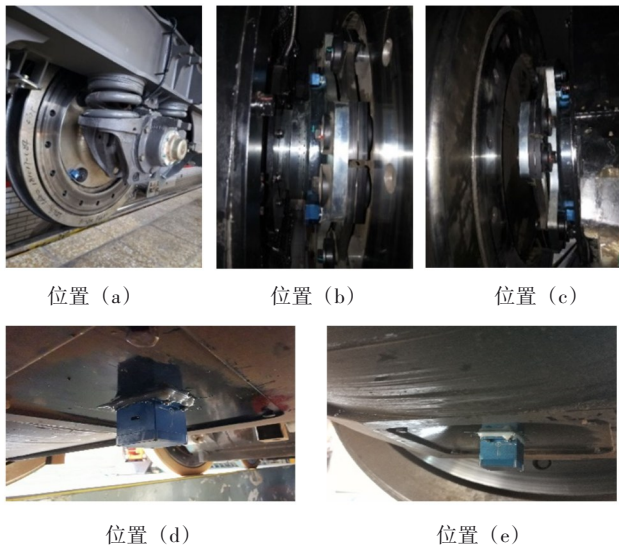


图4 加速度传感器的安装位置

Fig. 4 Installation location of acceleration sensor

2.2 试验结果(高速工况)

为了减小振动测试误差的影响，在每个位置安装了3个振动加速度传感器，呈一定角度布置，并对采集的3个传感器数据进行多点平均。图5~图7所示为高速工况下的横向、垂向和纵向振动加速度时域信号。

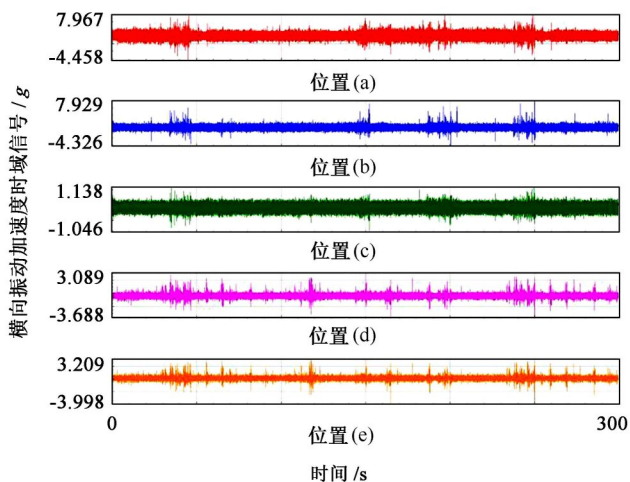


图5 高速工况下各位置横向振动加速度信号

Fig. 5 Lateral vibration acceleration signal of each position under high-speed working conditions

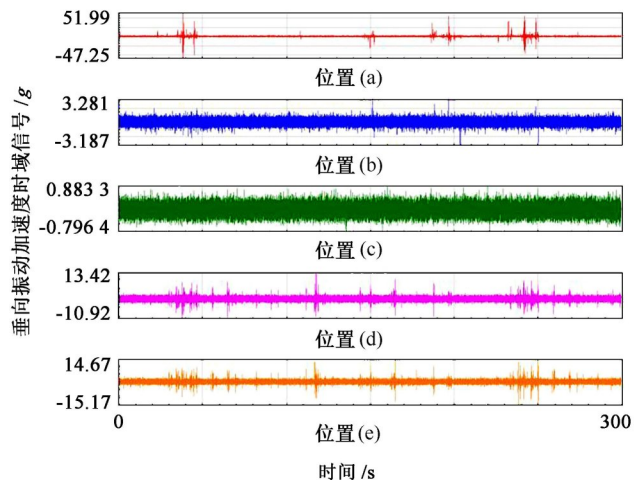


图6 高速工况下各位置垂向振动加速度信号

Fig. 6 Vertical vibration acceleration signal of each position under high-speed conditions

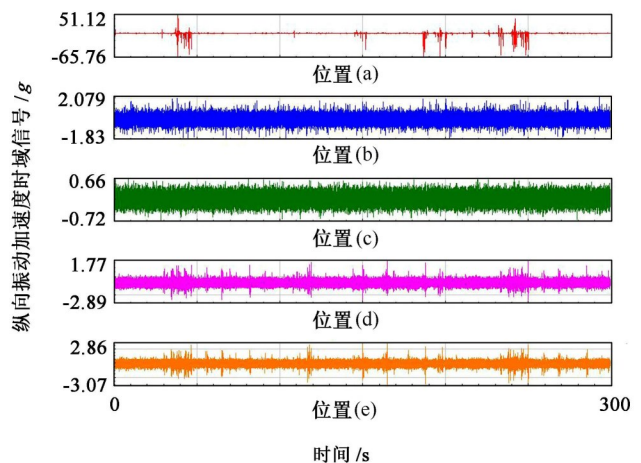


图7 高速工况下各位置纵向振动加速度信号

Fig. 7 Longitudinal vibration acceleration signal of each position under high-speed conditions

3 联轴器振动特性分析

3.1 工作模态分析

线性振动系统的动力学模型可通过传递函数形式来表示，即对系统的动力学微分方程经过拉氏变换后，按照拉氏变换的线性运算法则计算得出系统的传递函数，用虚变量 $j\omega$ 替代拉氏域的宗量 s ，便得到振动系统的频率特性。

m 点激励的 n 自由度振动系统动力学模型的运动微分方程可表示为

$$M[\ddot{x}] + C[\dot{x}] + K[x] = E[\dot{u}] + F[u] \quad (1)$$

式中，质量矩阵 M 、阻尼矩阵 C 和刚度矩阵 K 均为 $n \times n$ 阶；与激励位置阻尼和刚度相关的系数矩阵 E 、 F 为 $n \times m$ 阶； \ddot{x} 、 \dot{x} 和 x 分别为响应点加速度、速度和位移； \dot{u} 和 u 分别为激励点速度和位移。

对式(1)进行拉氏变换，有

$$[Ms^2 + Cs + K]X(s) = [Es + F]U(s) \quad (2)$$

则传递函数为

$$H(s) = \frac{U(s)}{X(s)} = [[Ms^2 + Cs + K]^{-1} [Es + F]] \quad (3)$$

式中, $H(s) = \begin{bmatrix} H_{11}(s) & \cdots & H_{1n}(s) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1}(s) & \cdots & H_{nn}(s) \end{bmatrix}$ 。

系统频率特性为

$$H(j\omega) = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} [j\omega E + F] \quad (4)$$

幅频特性(实部: Re , 虚部: Im)为

$$R(\omega) = \sqrt{\text{Re}[H(j\omega)]^2 + \text{Im}[H(j\omega)]^2} \quad (5)$$

相频特性为

$$\phi(\omega) = \arctan \frac{\text{Re}[H(j\omega)]}{\text{Im}[H(j\omega)]} \quad (6)$$

有明确解析表达的特殊激励可直接利用上述理论进行推导得到传递函数, 而随机激励没有确定的函数解析表达式, 无法通过理论直接推导。但是, 上述传递函数的物理意义仍然适用于随机激励的振动系统^[8]。

通过傅里叶变换可以将时域加速度信号转换为频域, 同时考虑时域信号的自相关性、激励和响应信号的互相关性, 对自相关函数进行傅里叶积分, 成为自功率谱密度函数^[9], 即

$$S_{xx}(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (7)$$

对互相关函数进行傅里叶积分, 成为互功率谱密度函数, 即

$$S_{xy}(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (8)$$

x 点激励、 y 点响应的传递函数为

$$H_{xy}(j\omega) = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} = \frac{S_{xy}}{S_{xy}} \quad (9)$$

3.2 模态参数识别(高速工况)

模态参数识别是通过试验方法获取系统的实测传递函数, 使用式(4)~式(6)对传递函数通过一定方法进行拟合来获取模态参数。模态参数识别方法按系统复杂程度可分为单模态识别(SDOF)和多模态识别(MDOF)。如果各阶模态的聚集点相隔较远, 可用 SDOF 方法进行各阶模态的识别。对应 SDOF 和 MDOF 的曲线拟合方法分别为摄取峰值法和最小二乘迭代法(LS)^[10]。鉴于横向 2 阶和横向 3 阶、纵向 1 阶和纵向 2 阶模态存在耦合, 本文中采用相对准确的 LS 模态识别法。

使用 LS 模态识别法需要定义实测传递函数和拟合的传递函数之间误差 ε , 即

$$\varepsilon = |H(j\omega) - \tilde{H}(j\omega)| \quad (10)$$

式中, $H(j\omega)$ 为实测传递函数; $\tilde{H}(j\omega)$ 为拟合传递函数。为使得误差 ε 最小, 可使未知数 q 的导数为 0, 即

$$\delta\varepsilon/\delta q = 0 \quad (11)$$

式中, q 可以为阻尼比、固有频率等参数。形成一系列的方程组是非线性的, 需要迭代求解。

图 8~图 10 所示是使用最小二乘迭代法识别的高速工况下叠片联轴器空心轴位置的横向、垂向和纵向模态结果。可见, 每个方向均识别出 3 阶模态, 且位于不同频段。表 1 所示给出了高速工况下各方向的固有频率、模态阻尼比和振型系数共 3 种模态参数的数值结果。

表 1 高速工况下位置(b)的模态参数结果

Tab. 1 Modal parameter results of position (b) under high-speed conditions

测试方向	模态阶数	固有频率/Hz	阻尼比/%	振型系数
横向	1	281	0.26	1.149
	2	438	0.45	4.555
	3	472	0.73	10.58
垂向	1	173	0.34	0.093
	2	201	0.18	0.115
	3	216	0.29	0.086
纵向	1	174	0.38	0.090
	2	198	0.27	0.063
	3	448	0.17	0.047

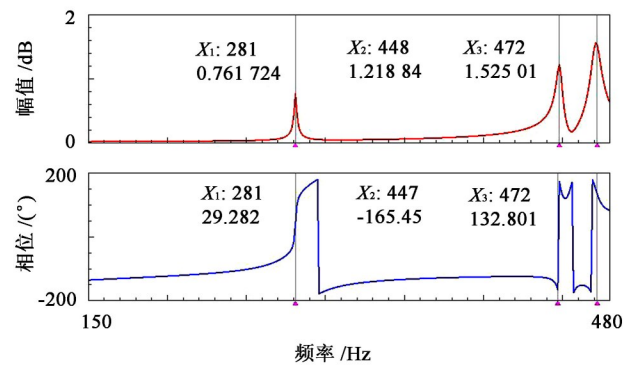


图 8 高速工况下位置(b)的横向模态参数识别

Fig. 8 Identification of transverse modal parameters of position (b) under high-speed conditions

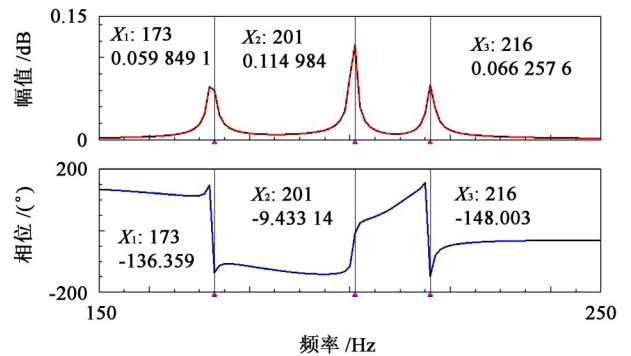


图 9 高速工况下位置(b)的垂向模态参数识别

Fig. 9 Vertical modal parameter identification of position (b) under high-speed working conditions

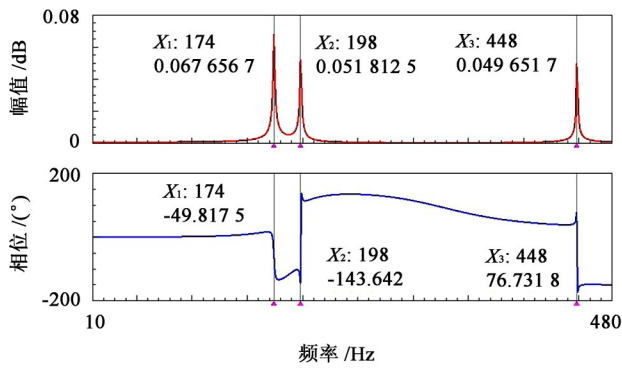


图10 高速工况下位置(b)的纵向模态参数识别

Fig. 10 Longitudinal modal parameter identification of position (b) under high-speed working conditions

3.3 振动传递特性分析(高速工况)

在永磁同步电机和轮对之间安装挠性联轴器,除了可以传递转矩之外还有一定的隔振效果。可以采用振级落差来评定各种实际振动系统的隔振性能。振级落差若为负值且距离横轴越远,隔振效果越好;若为正值,则没有隔振效果。振级落差^[11]的定义为

$$L_a = 20 \log \left| \frac{\ddot{x}}{\ddot{u}} \right| \quad (12)$$

式中, \ddot{x} 为平均响应信号; \ddot{u} 为平均激励信号。

图11所示为高速工况下位置(b)、位置(c)、位置(e)的横向加速度振级落差频域走势图。可见,低于212 Hz时,位置(c)的振级落差普遍低于位置(e),而高于212 Hz时则相反。在区域A中出现两次峰值,振级落差大小分别有位置(e)>位置(b)>位置(c)和位置(b)>位置(e)>位置(c),说明振动在传力盘处有了明显衰减,但受到转向架振动和电机运转的影响,在电机处减振作用有限。区域B是共振区,所以,3个位置的振级落差相差不大。区域C中,相比于位置(b)的振级落差,位置(c)减小了14.30 dB,位置(e)减小了18.19 dB。区域D中,传力盘处振级落差高于轴身,但电机处较小。

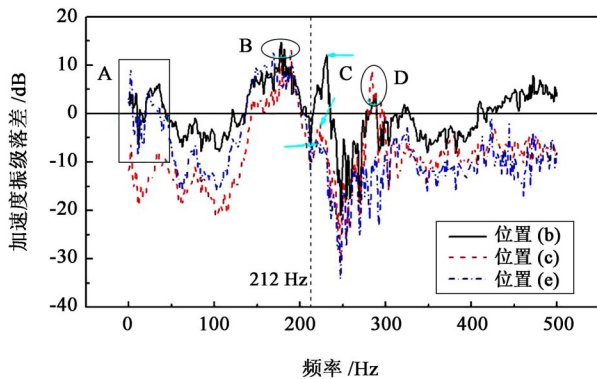


图11 横向加速度振级落差走势

Fig. 11 Trend of lateral acceleration vibration level drop

图12所示为高速工况下位置(b)、位置(c)、位置(e)的垂向加速度振级落差曲线。总体来看,叠片联轴器对各位置的振动衰减是有效的。在区域B中,振级落差大小有位置(b)>位置(e)>位置(c),而在区域A、C、D中,振级落差从大到小为位置(e)>位置(b)>位置(c)。由此可见,使用叠片联轴器可以在一定程度上减小电机传力盘的垂向振动,但对电机处的模态频率位置的垂向振动影响较小。

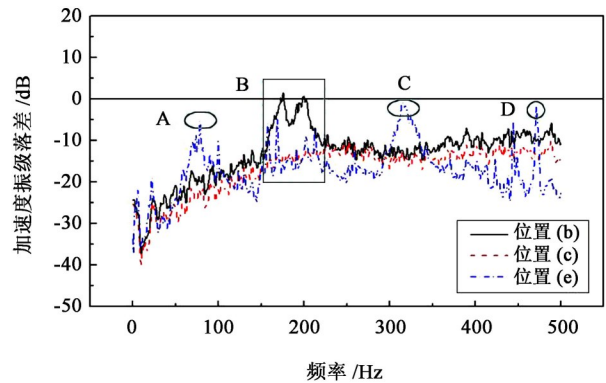


图12 垂向加速度振级落差走势

Fig. 12 Trend of vertical acceleration vibration level drop

图13所示为高速工况下位置(b)、位置(c)和位置(e)的纵向加速度振级落差曲线。可以发现,在A、B、C、D这4个区域内的振级落差大小均有位置(e)>位置(b)>位置(c)。其中,区域B为轴身和电机处的共振区。使用叠片联轴器可以减小电机传力盘处的纵向振级落差,但对电机处的纵向振动影响不明显。车轮与联轴器连接处的纵向加速度相对小,在区域C中,位置(c)的纵向振动加速度大于位置(a)是合理的。

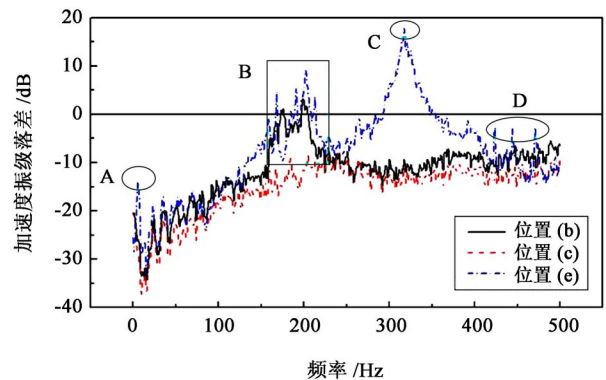


图13 纵向加速度振级落差走势

Fig. 13 Trend of longitudinal acceleration vibration level drop

3.4 振动特征参量统计分析

除了振级落差之外,还可以在时域和频域内对振动加速度变化进行全局分析。本文中选择了振动冲击范围和均方根(RMS)振动衰减率两个特征参量进行统计分析,研究了叠片联轴器及安装位置的横向、

垂向和纵向的振动参量与运行速度的关系。

3.4.1 加速度振动冲击范围

图 14 所示为不同速度等级下叠片联轴器各位置横向振动冲击范围变化情况。其中，位置(a)随速度等级的提高，有缓慢上升趋势，说明联轴器系统的横向激励在整个速度范围是稳定的。位置(b)的振动冲击范围存在不确定性，在 90 km/h 和 130 km/h 两个速度等级发生了突变。比较位置(c)、位置(d)和位置(e)发现，速度小于 110 km/h 时，两者间的振动隔离效果最好。

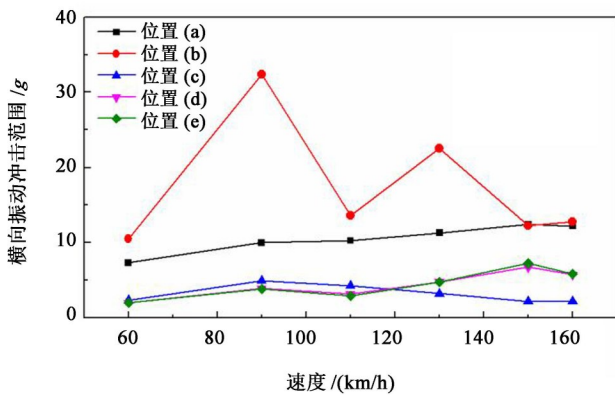


图 14 不同速度等级下横向振动冲击范围

Fig. 14 Shock range of transverse vibration at different speed levels

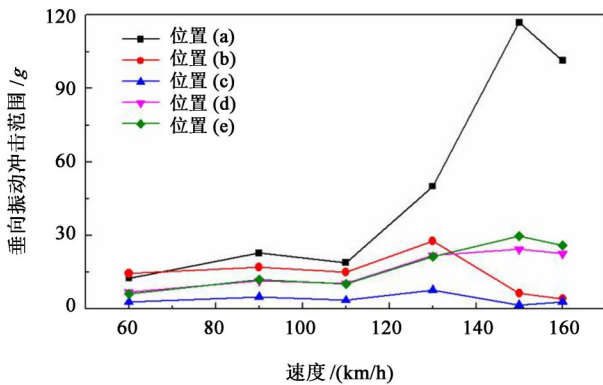


图 15 不同速度等级下垂向振动冲击范围

Fig. 15 Shock range of vertical vibration at different velocity levels

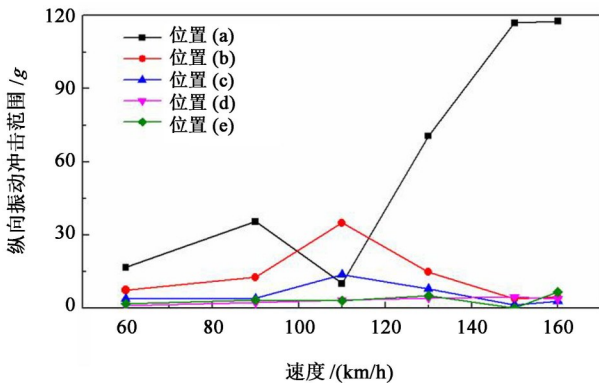


图 16 不同速度等级下纵向振动冲击范围

Fig. 16 Shock range of longitudinal vibration at different speed levels

图 15、图 16 所示分别为垂向振动和纵向振动冲击范围随速度变化情况。可见，位置(a)的冲击范围随速度增加呈总体上升趋势。而振动经过叠片联轴器之后，位置(c)的冲击范围得到了有效的衰减。当速度低于 110 km/h 时，位置(d)、位置(e)垂向振动冲击范围变化较小，超过 110 km/h 后，有缓慢上升趋势。位置(d)、位置(e)的纵向冲击范围在整个运行速度范围内均小于其他位置。

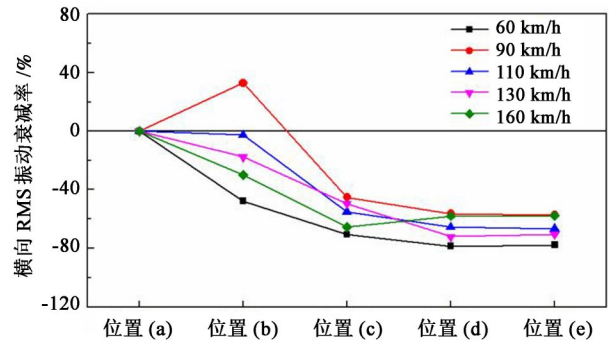


图 17 不同位置横向 RMS 振动衰减率

Fig. 17 Transverse RMS vibration attenuation rate at different positions

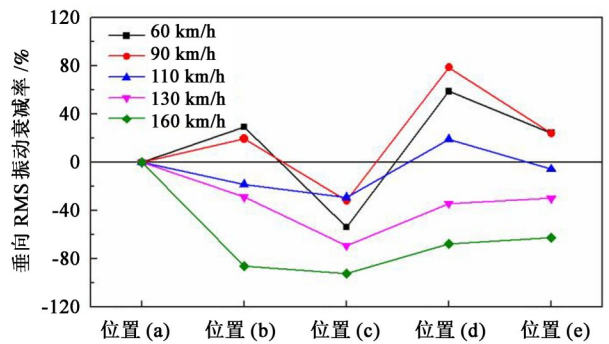


图 18 不同位置垂向 RMS 振动衰减率

Fig. 18 Vertical RMS vibration attenuation rate at different positions

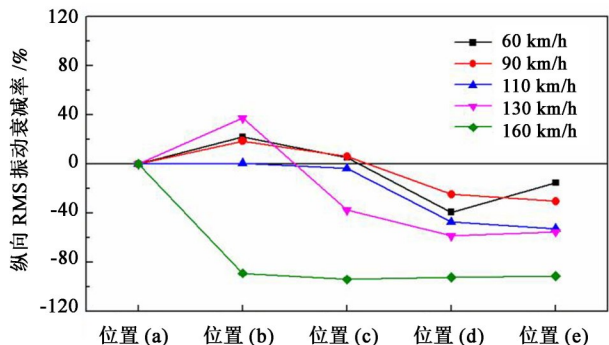


图 19 不同位置纵向 RMS 振动衰减率

Fig. 19 Longitudinal RMS vibration attenuation rate at different positions

3.4.2 加速度 RMS 值振动衰减率

图 17~图 19 所示为每个速度等级下，振动经过联轴器每个位置 3 个方向的 RMS 值衰减率变化规律。其中，横向振动的衰减率基本呈下降趋势，且振动传递到位置(d)和位置(e)时，衰减率集中在 -78%~-55% 范围内波动。垂向振动衰减率则是先

下降,途经位置(c)转折上升,最后趋于平稳,当速度较低时,位置(b)、位置(c)、位置(d)的衰减率为正值,说明垂向振动的激励是由转向架和轮对共同作用。纵向振动时,除位置(b)外的其他位置振动衰减率基本是下降的,且速度等级越高,下降幅度越大。

4 结论

介绍了永磁直驱机车在小环试验线上的振动测试,对采集的叠片联轴器以及安装位置上的横向、垂向和纵向加速度信号进行处理,分析了联轴器的振动传递特性。分析内容有益于永磁直驱机车叠片联轴器的应用和优化设计。

(1) 使用最小二乘迭代法对高速工况下叠片联轴器的横向、垂向和纵向振动进行工作模态分析,每个方向各得到了3阶模态参数。

(2) 根据振级落差定义对高速工况下叠片联轴器的进行隔振分析,位置(c)的三向振动隔离效果最好,而位置(e)的横向隔振效果最好,垂向其次,纵向最差。

(3) 在不同速度等级下,位置(b)横向振动冲击范围数值有较大波动,速度110 km/h不仅是位置(c)、位置(d)和位置(e)之间横向隔振变化的转折点,还是位置(d)、位置(e)垂向振动冲击范围的拐点。

(4) 横向和纵向的加速度RMS值振动衰减率从位置(a)变化至位置(e)总体呈下降趋势,垂向振动激励源应该同时包含转向架和轮对。纵向振动衰减率随速度等级提高,下降速率加快。

参 考 文 献

- [1] 刘立东.铁路机车直驱牵引高效永磁电机关键技术研究[J].现代制造技术与装备,2018(6):63.
LIU Lidong. Research on key technologies of high-efficiency permanent magnet motors for direct drive traction of railway locomotives [J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2018(6):63.
- [2] 原志强,聂敏.大功率永磁直驱客运机车的研制[J].机车电传动,2019(1):40-44.
YUAN Zhiqiang, NIE Min. Development of high-power permanent magnet direct-drive passenger locomotive [J]. Locomotive Electric Drive, 2019(1):40-44.
- [3] 邓广琳,赵蕴斌,宋铎,等.接触状态对膜片组件强度及刚度的影响[J].舰船科学技术,2010,32(8):157-161.
DENG Guanglin, ZHAO YunBin, SONG Duo, et al. The influence of contact state on the strength and stiffness of diaphragm module [J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(8):157-161.
- [4] ZAHARIA R, DUBINA D. Stiffness of joints in bolted connected cold-formed steel trusses [J]. Journal of Constructional Steel Research, 2005, 62(3):240-249.
- [5] 梁友涛,张志和,杨冰,等.叠片联轴器在不同载荷形式作用下的非线性特性研究[J].机械传动,2019,43(10):34-39.
LIANG Youtao, ZHANG Zhihe, YANG Bing, et al. Research on non-linear characteristics of laminated couplings under different load forms [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(10):34-39.
- [6] 刘鹏,原志强,贾流桐.大功率永磁直驱系统技术研究及应用[J].机车电传动,2019(6):62-65.
LIU Peng, YUAN Zhiqiang, JIA Liutang. Research and application of high-power permanent magnet direct drive system technology [J]. Locomotive Electric Drive, 2019(6):62-65.
- [7] VAUGHAN R G, SCOTT N L, WHITE D R. The theory of bandpass sampling [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 1991, 39(9):1973-1984.
- [8] 丁文镜.减振理论[M].2版.北京:清华大学出版社,2014:76-81.
DING Wenjing. Vibration reduction theory [M]. 2nd ed. Beijing: Tsinghua University Press, 2014:76-81.
- [9] 朱石坚,楼京俊,何其伟,等.振动理论与隔振技术[M].北京:国防工业出版社,2008:5-6.
ZHU Shijian, LOU Jingjun, HE Qiwei, et al. Vibration theory and vibration isolation technology [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008:5-6.
- [10] 曹树谦,张文德,萧龙翔.振动结构模态分析[M].天津:天津大学出版社,2014:124-129.
CAO Shuqian, ZHANG Wende, XIAO Longxiang. Modal analysis of vibrating structure [M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2014:124-129.
- [11] 温华兵,仲启东.高弹性联轴器结构振动传递特性试验研究[J].江苏科技大学学报(自然科学版),2015,29(3):251-255.
WEN Huabing, ZONG Qidong. Experimental research on vibration transmission characteristics of highly elastic coupling structure [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2015, 29(3):251-255.

收稿日期:2020-06-01 修回日期:2020-10-14

基金项目:中车公司重点项目(2019CYB142)

作者简介:张志和(1969—),男,山西大同人,教授级高工,从事轨道交通车辆转向架技术研究。

