

文章编号: 1001-8360(2011)11-0016-07

机车黏着极限态驱动装置结构共振研究

姚 远, 张红军, 罗世辉

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

摘 要: 机车处于轮轨黏着极限状态运行时, 轮轨黏着饱和及负斜率特性使得驱动轮对出现复杂的动力学现象。为了研究机车驱动装置受到轮轨动态激励的响应, 首先研究黏着极限状态轮轨的黏滑特点及其引起轮对的动力学问题, 然后建立机车的多体动力学模型, 仿真驱动装置各结构部件的振动及其振动主频率, 得出避免机车驱动装置结构发生共振的参数匹配原则。结果表明: 机车处于黏着极限状态运行时, 轮轨间黏滑状态会产生驱动轮对的纵向振动和驱动装置的自激振动等典型动态特征; 驱动装置自激振动会激发基于结构固有频率的振动, 且各结构振动会相互影响。因此, 需合理选取牵引电机吊挂关节的刚度, 避免基于电机点头振动固有频率及各结构部件固有频率的振动。特别是, 若牵引电机转子旋转、轮对扭转振动和轮对纵向振动的固有频率一致, 将引起驱动装置结构产生共振。

关键词: 机车; 驱动系统动力学; 黏滑振动; 自激振动; 黏着极限

中图分类号: U260.11 **文献标志码:** A doi:10.3969/j.issn.1001-8360.2011.11.003

Analysis on Resonance of Locomotive Drive System under Wheel-rail Saturated Adhesion

YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LUO Shi-hui

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

Abstract: The saturation and negative slope characteristics of wheel-rail adhesion cause complex dynamic phenomena to occur with the driving wheel set of the locomotive running in the state of wheel-rail adhesion limit. In order to study the dynamic responses of the driving system to dynamic wheel-rail excitation, the stick-slip characteristics of the state of adhesion limit between wheel and rail and the resultant dynamic problems of the wheel set are studied, the multi-body dynamic model of the locomotive is established to simulate vibrations of the components of the driving system and their main frequencies, and the structure parameters matching principles of the driving system are summarized to avoid resonance. The results show as follows: When the locomotive runs in saturated wheel-rail adhesion, the wheel-rail stick-slip state causes longitudinal vibration to the driving wheel set and self-excited vibration to the driving gear; self-excited vibrations of the driving gear frequency of parts excite vibration based on the natural frequency of the structure and also interactions among components. Therefore, it needs to select the motor hanging rubber stiffness reasonably to avoid resonances of the structure of the driving gear. Special attention should be paid to the situation when the nod frequency of the motor is close to the natural frequencies of the torsional and longitudinal vibrations of wheel set and the rotation vibrations of the rotor.

Key words: locomotive; dynamics of driving system; stick-slip vibration; self-excited vibration; adhesion limit between wheel and rail

收稿日期: 2010-07-08; 修回日期: 2011-03-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075339); 中央高校基本科研业务费专项资金(SWJTU11BR050); 牵引动力国家重点实验室自主研究课题(2011TPL_T01)

作者简介: 姚远(1983—), 男, 安徽宿松人, 讲师, 博士。

E-mail: yyuan8848@163.com

目前我国重载货运列车的牵引总量已达 2 万 t, 单机牵引功率达 9 600 kW 的机车已投入使用。虽然机车牵引力大幅度提高, 但机车在低速运行时其牵引力的发挥受到轮轨黏着的限制, 轨面黏着条件降低时也会导致轮轨黏着力不足, 使机车产生复杂的动力学问题^[1-4], 而机车的黏着性能直接取决于机车的驱动装置。对于机车驱动装置的理论研究, 国内外主要集中在机车驱动系统动力学研究, 包括机车黏滑振动及稳定性^[5-7]、传动系统的自激振动^[8-9]和具有高黏着性车轮的机车的设计^[10]等, 而对驱动装置自身振动特点研究甚少。本文建立机车多体动力学模型, 根据黏着极限时轮轨黏滑振动特点, 研究驱动轮对处于黏着极限状态的机车驱动装置各元件的振动频率及其相互影响规律, 归纳出避免机车驱动装置结构发生共振的参数匹配原则, 其研究结论对机车驱动装置设计起到积极作用。

1 黏着极限态机车的振动特点

1.1 驱动装置的自激振动

由于轨道不平顺引起的激扰及轮对横向蛇行运动, 机车驱动轮对左右两侧车轮除承受纵向牵引力之外还承担交替变化的纵向切向力^[11]如图 1, 轮轨滑动率很容易超过轮轨黏着峰值所对应的临界滑动率, 导致轮轨黏滑状态的变化。轮轨黏滑状态可分为稳定状态和不稳定状态。当轮轨接触处于黏着状态时为稳定状态, 如在惰行工况时; 当机车驱动力矩增加或轨面黏着条件降低时, 由于滑动摩擦系数小于静摩擦系数, 并与轮轨接触斑滑动速度负相关, 轮轨黏滑特性曲线呈负斜率, 轮轨间出现了较大的相对滑动量, 轮轨黏着处于不稳定状态^[12-14]。将运行中的机车作为一个动态系统, 驱动工况下轮轨相对滑动程度定义为滑动率^[1,3]。滑动率为一个振动的动态变化量。在黏着极限状态下, 机车纵向滑动率(以下简称滑动率)极易超过轮轨黏着峰值对应的临界滑动率, 则轮轨界面发生黏-滑状态的循环改变, 称为黏滑振动。

轮轨黏滑不稳定导致机车驱动系统的自激振动。机车驱动系统自激振动的一个特点就是会激发基于系统固有频率的振动^[8-9]。

图 2 显示了轮轨黏滑稳定性的变化。图 2 中, a 为黏着状态, b 为黏滑振动状态, c 为全滑动状态; 标注为 a' 的矩形为正在向黏滑振动过渡的不典型黏着状态; s 为滑动率, 为了便于描述, 以其绝对值表示; s_c 为开始出现滑动时的临界滑动率; s_0 为各种状态下的平均滑动率, 其值在不同黏着状态下是不同的; s_d 为滑动率随时间振动的幅值; μ 为切向力系数。

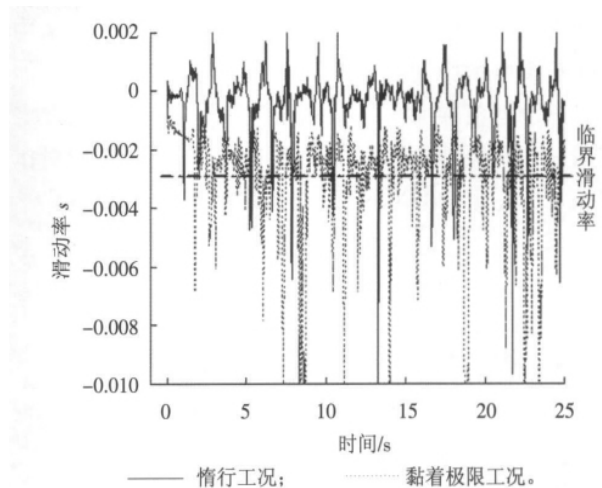


图 1 惰行工况和黏着极限状态下机车纵向滑动率的比较

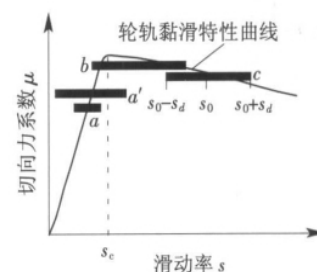


图 2 轮轨黏滑稳定性变化

图 3 为机车在 a 、 b 、 c 黏着状态下的自激振动。 a 状态下, 系统未发生自激振动; 对于 b 状态, 图 2 所示的黏滑特性曲线负斜率特征导致的不稳定振动使系统振动能量增加, s_d 增大, 直到滑动率 s 在部分时刻小于 s_c 时, 即处于黏滑振动状态, 系统振动能量达到平衡, s_d 不再增大而滑动率维持等幅振动; c 状态下的平均滑动率 s_0 大于 b 状态的 s_0 , 黏滑特性曲线负斜率引起的系统输入能量值较大, 更快地由全滑动状态进入到黏滑振动状态。

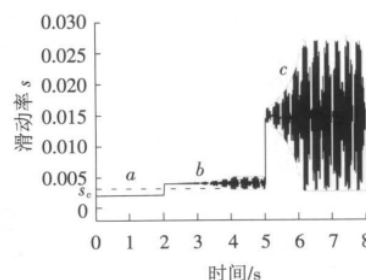


图 3 机车在不同黏着条件下的自激振动

对于实际运行的机车, s_0 不可能为一定值; 受到结构的限制, s_d 也不可能无限增大。当轨面黏着条件变差或者牵引电机力矩增大时, 驱动轮对由黏着状态经黏滑态变为全滑动状态。轮对的黏滑态或全滑动状态都是自激振动的一种形式, 会激发驱动系统基于其

自身固有频率的振动。具体表现在机车驱动装置结构的主振动频率为其自身的固有振动频率且振动幅值加大且振动幅值加大。图 4 为仿真所得机车驱动轮对空转时其扭转振动的加速度频谱曲线^[9]。图 4 中轮对扭转振动的主振动频率为轮对扭转的固有振动频率。

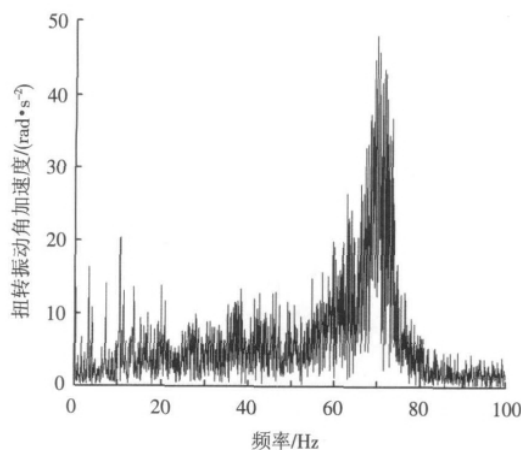


图 4 空转时轮对扭转振动加速度频谱曲线

1.2 轮对的纵向振动

图 5 显示了轮轨黏滑态轮对的纵向振动机理。图中,点 1 和点 2 分别为黏滑曲线 OA 段及 AB 段中的

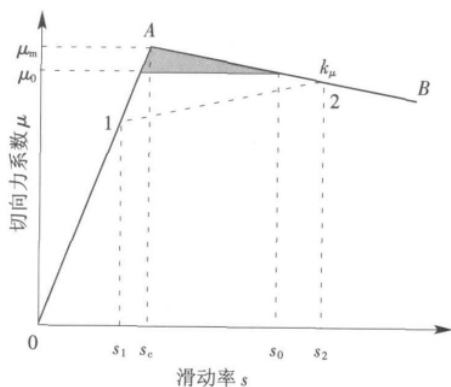


图 5 轮对纵向振动机理

任意点, s_1 和 s_2 分别为 1、2 点的滑动率, k_μ 为 AB 段的斜率, μ_0 为轮对平均纵向牵引力对应的切向力系数, μ_m 为轮轨黏着最大切向力系数。若忽略传动系统阻尼和惯性力的影响,当滑动率位于 OA 段时,正的黏着阻尼使系统能量减小,旋转振动角加速度为负值;滑动率位于 AB 段时,旋转振动角加速度为正。当振动过程中轮对的纵向切向力系数大于平均牵引力对应的纵向切向力系数 μ_0 时,对应图中阴影部分的滑动率,轮对纵向振动加速度为正值;切向力系数小于 μ_0 时,纵向振动加速度为负值。轮对黏滑过程中,最小和最大滑动率分别位于平均滑动率 s_0 两侧,且最小值小于纵向切向力系数峰值 μ_m 对应的滑动率 s_c 。当轮对滑动率为 $s_1 \rightarrow s_2 \rightarrow s_1$ 的一个周期内,轮对角速度先减小后增大再

减小;而轮对的纵向振动速度为减小→增大→减小→增大→减小。轮对纵向振动加速度波动频率为轮对旋转角加速度频率的 2 倍。

图 6 为轮对纵向振动加速度频谱曲线。图中,12 Hz 为轮对的纵向振动固有频率,38 Hz 为轮对旋转振动固有频率。轮对纵向振动频率中包含了轮对旋转振动固有频率及其整数倍频率,且其中 2 倍数频率对应的振动能量最大。但在实际机车结构中,由于一系定位阻尼作用,高倍频的轮对纵向振动幅值被衰减。当轮对处于黏滑振动状态时,其旋转振动与纵向振动由轮轨纵向切向力产生耦合作用;当轮对处于全滑动状态时,轮轨黏着负斜率特性导致轮对的纵向自激振动^[4]。

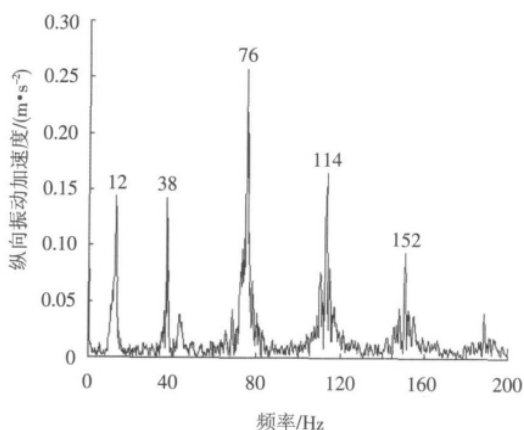


图 6 轮对纵向振动加速度频谱曲线

2 大功率机车驱动装置及模型介绍

模型针对最高运行速度为 120 km/h、总功率为 9 600 kW 的 2C₀ 六轴大功率货运交流传动电力机车。其驱动装置采用牵引电机抱轴式悬挂,一端通过滚动轴承抱轴箱悬挂在车轴上,另一端由装有弹性元件的吊杆吊挂在构架横梁上。驱动系统由交流牵引电动机、圆弧端齿联接弹性联轴器、传动齿轮、抱轴箱和齿

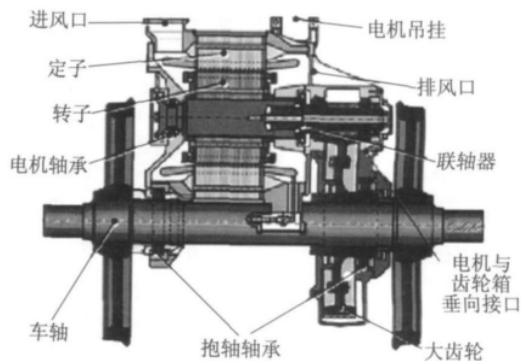


图 7 主动齿轮轴承两端式轴悬驱动装置

轮箱等部件组成,如图 7 所示。这种驱动装置最大的

特征在于主动齿轮两侧采用轴承支撑,与悬臂式或两端式的传动结构相比,这种结构减少了轴承的径向载荷,提高了轴承的使用寿命。为了避免电机转子轴的过定位以及便于安装工艺,电机转子轴与小齿轮轴之间通过挠性联轴节联接,挠性联轴节可产生一定的弯曲变形来补偿结构的安装误差。利用 SIMPACK 软件建立机车的动力学模型,齿轮啮合副利用 14 号约束模拟。图 8 为驱动装置动力学模型拓扑图。通过轮轨切向力计算的接口程序,将动摩擦系数作为接触斑滑动速度的函数,整车动力学模型可模拟轮轨黏滑的负斜率特性^[1-3],且利用 SIMULINK 软件,能对机车电力牵引传动系统进行精确的仿真。

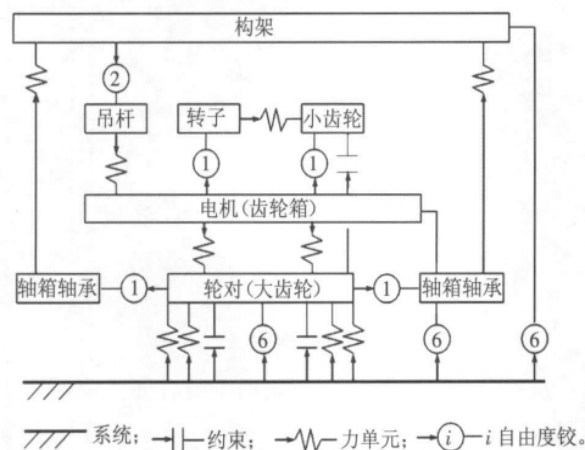


图 8 机车驱动装置动力学模型拓扑图

3 机车驱动装置振动频率分析

对上述大功率机车模型实施恰当的黏着控制策略^[15-16],可使机车处于黏着极限态运行。对于机车驱动装置的振动,主要分析的频率区间为 10~90 Hz,不考虑轮对横向蛇行频率以及车体悬挂系统引起的 10 Hz 以内的振动频率。对于驱动装置,主要考察其部件的旋转振动及轮对和构架的纵向振动,其中旋转振动包括轮对旋转振动、轮对扭转振动、电机点头振动以及电机转子的旋转振动。关键的结构参数为电机吊挂刚度、轮对纵向定位刚度、轮对扭转刚度、联轴节扭转刚度及机车牵引杆的纵向刚度。

在机车通过曲线及直线运行情景下,分别计算机车处于惰行、驱动工况或轮轨黏着极限状态下其驱动装置各部件及轮对的振动主频率。如表 1 所示。

图 9~图 14 分别为轮轨黏着极限状态和机车惰行工况下驱动装置各部件振动加速度的频谱图。

表 1 不同情景下驱动装置及轮对的振动主频率 Hz

振动自由度	曲线通过			直线运行		
	惰行	驱动	黏着极限	惰行	驱动	黏着极限
轮对纵向	12	12	12、62	12	12	12、62
构架纵向	24	24	24、62	24	24	24、62
电机点头	62	62	26、62	62	62	26、62
轮对扭转	—	82、62	82、62	—	82、62	82、62
轮对旋转	62	62	26、62	62	62	26、62
转子旋转	—	26	26	—	26	26

注:符号“—”表示无主频率或主频率不明显。

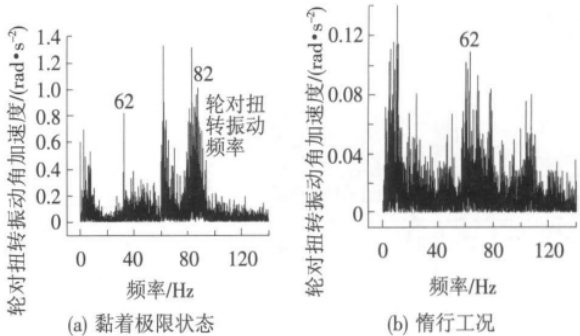


图 9 轮对扭转振动

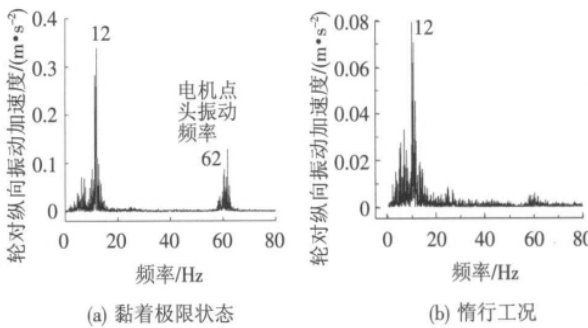


图 10 轮对纵向振动

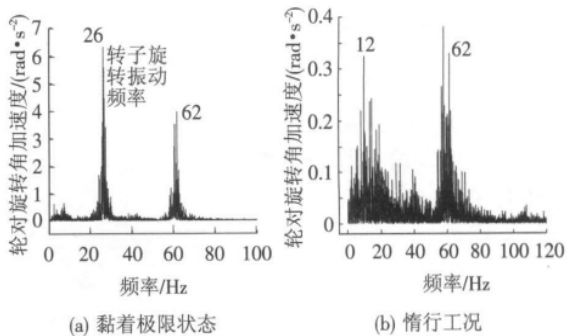


图 11 轮对旋转振动

根据比较不同工况下结构振动的主频率和振动幅值,可以归纳出如下 3 条:

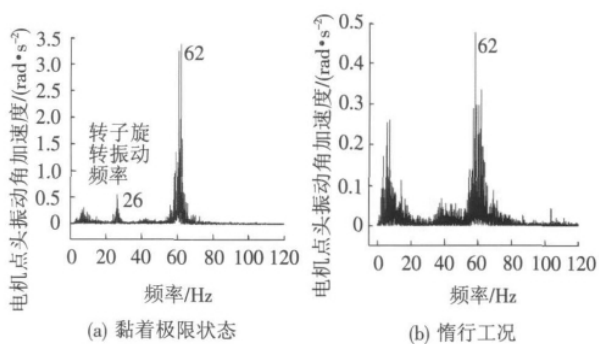


图 12 电机点头振动

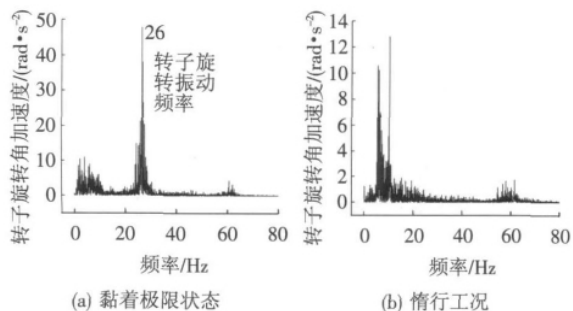


图 13 转子旋转振动

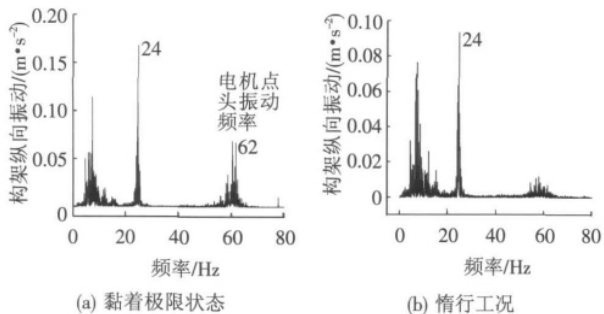


图 14 构架纵向振动

(1) 机车在轮轨黏着极限状态下运行时, 轮对纵向振动、轮对扭转振动及轮对旋转振动的主频率中包含了电机点头的固有振动频率(62 Hz);

(2) 电机施加驱动力矩时, 电机转子旋转振动和轮对的旋转振动的主频率包含了联轴器扭转刚度引起的电机转子旋转的固有振动频率(26 Hz);

(3) 在轮轨黏着极限状态下, 机车驱动装置各部件的振动幅值远大于其在惰行工况下运行的值。

4 机车驱动装置共振分析

4.1 驱动装置各部件主振动频率相互关系

计算分析表明: 机车在轮轨黏着极限态运行时, 驱动装置各部件的振动主频率出现了电机绕车轴的点头振动频率。若电机的点头振动频率与各部件固有的振动频率一致, 将出现结构共振现象。图 15 表示各部件

主振动频率之间的关系。直箭头表示该部件的固有振动频率会出现在所指部件的振动主频率之中。例如: 电机点头振动频率会出现在轮对的旋转振动、轮对的扭转振动、轮对的纵向振动和构架的纵向振动的主频率中; 转子旋转振动会影响到轮对旋转振动、电机点头振动的主频率。弯箭头表示各部件自身的固有振动频率, 当同一部件有 2 个箭头所指时, 应注意避免其出现共振现象。由图 15 可见, 电机点头振动对其他部件的振动主频率影响最大, 因此电机吊挂刚度的选取要兼顾对其它结构部件振动的影响。图中虚线表示其所指频率对共振不敏感。

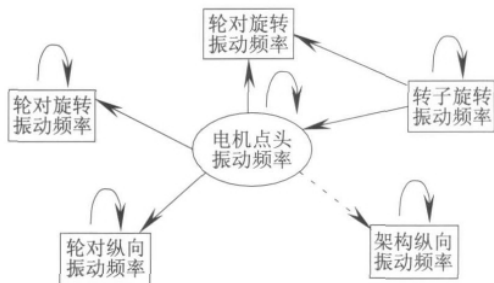


图 15 驱动装置各结构部件主振动频率的关系

4.2 驱动结构共振敏感度分析

从第 4.1 节黏着极限态驱动系统各部件主振动频率对应关系图可看出, 电机点头振动频率的选取很为关键, 若选取不合适, 则会导致结构共振。有些结构共振的后果严重, 但对于有些部件, 即使满足共振条件, 其振动幅值却较低或对结构没有影响。因此对黏着极限态下驱动系统各部件共振进行敏感度分析。

4.2.1 电机点头振动与转子旋转的固有振动一致

改变电机吊挂关节刚度, 使电机点头振动频率与转子旋转振动频率一致, 电机点头振动和转子旋转振动加速度频谱见图 16 和图 17。二者振动主频率均为 26 Hz, 且振动幅度很大。共振给驱动装置造成的破坏巨大。

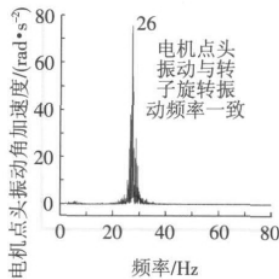


图 16 电机点头振动

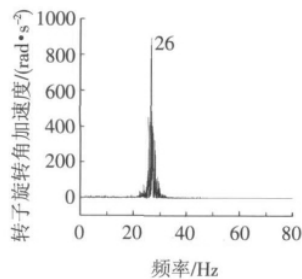


图 17 转子旋转振动

4.2.2 电机点头振动与轮对纵向振动固有频率一致

改变电机吊挂关节刚度, 使电机点头振动频率与轮对纵向振动频率一致, 共振与非共振时构架纵向振

动频谱见图 18。图中实线表示非共振情况,虚线表示通过改变电机点头振动频率引起轮对纵向共振。非共振时,轮对纵向振动主频率包括轮对纵向振动固有频率及电机点头振动固有频率,分别为 12 Hz 和 62 Hz;共振时,二者分别为 12 Hz 和 24 Hz,电机点头振动固有频率与轮对纵向振动固有频率一致,且轮对的 2 倍数频率振动幅值明显。从图 18 中对 2 种情况的比较可见,共振对轮对纵向振动影响较大,即共振敏感度较高。

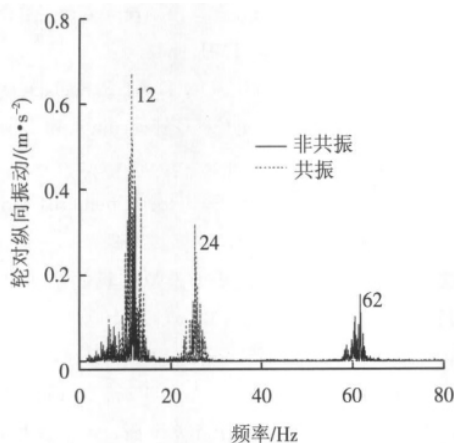


图 18 机车构架纵向振动加速度

4.2.3 电机点头振动与轮对扭转振动频率一致

改变电机吊挂关节刚度,使电机点头振动频率与轮对扭转振动频率一致。电机点头振动频率以及共振与非共振时轮对扭转振动频谱见图 19。图中实线表示

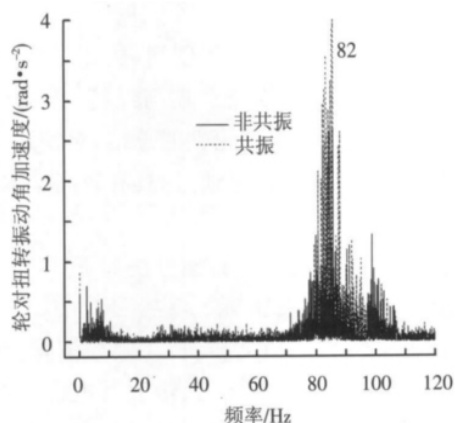


图 19 轮对扭转振动加速度

非共振情况,虚线表示引起轮对扭转共振。非共振时,轮对扭转振动主频率包括轮对扭转振动固有频率及电机点头振动固有频率,分别为 82 Hz 和 62 Hz;共振时,构架纵向振动主频率只有 82 Hz,电机点头振动固有频率与转对扭转振动固有频率一致。从 2 种情况下的振动幅值比较可知,共振对轮对扭转振动影响较大,共振引起的轮对扭转振动加速度幅值为非共振幅值的

4 倍左右,即共振敏感度较高。

5 结论

本文研究了机车黏着极限态运行时轮轨的黏滑状态以及其引起轮对的典型动态特征;分析机车处于驱动、惰行和黏着极限态运行状态时,其驱动装置各部件的振动主频率及其相互关系。得出结论如下:

(1) 机车在黏着极限态运行时,轮对的蛇行运动使左右侧车轮易进入交替的黏-滑状态。轮轨黏滑态会引起轮对的纵向振动、驱动装置的自激振动等典型动态特征。

(2) 机车处于驱动工况及黏着极限态运行时,驱动装置自激振动会激发具有结构固有振动频率的振动,且各结构振动会相互影响。

(3) 需要合理选取电机吊挂关节刚度,避免电机点头振动固有频率与各结构部件的固有频率一致,特别是与电机转子旋转、轮对扭转振动和轮对的纵向振动固有频率一致,引起驱动装置结构产生共振。

参考文献:

- [1] 姚远. 机车黏着极限态动态特征研究[D]. 成都:西南交通大学,2010.
- [2] YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LI Ye-ming. The Dynamics Study of Locomotive under Saturated Adhesion[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(8):1321-1338.
- [3] 姚远,张红军,罗赞,等. 粘滑振动理论及其在铁路机车中的应用[J]. 机械工程学报,2010,46(24):75-82.
YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LUO Yun, et al. The Theory of Stick-slip Vibration and Its Application in Locomotive[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010,46(24):75-82.
- [4] 姚远,张红军,罗赞,等. 机车打滑时轮对纵向振动研究[J]. 机械工程学报,2009,45(4):56-60.
YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LUO Yun, et al. Longitudinal Vibration Analysis of Wheel Set on Locomotive under Slippage[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009,45(6):56-60.
- [5] 吴永芳. 架悬式驱动系统振动稳定性分析[J]. 铁道学报,1992,14(6):1-7.
WU Yong-fang. Stability Analysis of the Vibration of the Frame-mounted Motor Driving System[J]. Journal of the China Railway Society, 1992,14(6):1-7.
- [6] 姚远,张红军,罗赞. 机车传动系统扭转与轮对纵向耦合振动稳定性分析[J]. 交通运输工程学报,2009,9(1):13-17.
YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LUO Yun. Torsional-longitudinal Coupling Vibration Analysis of Drive System on Locomotive[J]. Journal of Traffic and Transportation

- Engineering, 2009, 9(1):13-17.
- [7] MULLER S, KOGEL R. Numerical Simulation of Roll-slip Oscillations in Locomotive Drives[J]. Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik, 2001, 81(S): 61-64.
- [8] HIROTSU T, KASAI S, TAKAI H. Self-excited Vibration During Slippage of Parallel Cardan Drives for Electric Railcars[J]. JSME International Journal, 1987, 30(266): 1304-1310.
- [9] 姚远, 张红军, 陈康. 机车打滑时传动系统的自激扭转振动[J]. 西南交通大学学报(自然科学版), 2008, 43(6): 762-766.
- YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, CHEN Kang. Self-excited Torsional Vibrations of Drive System on Locomotive under Slippage[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2008, 43(6): 762-766.
- [10] 孙翔. 高黏着利用机车的系统设计[J]. 西南交通大学学报, 1994, 29(3): 235-247.
- SUN Xiang. The Locomotive System Design of High Adhesion Performance[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1994, 29(3): 235-247.
- [11] SUN K, UK H, HAK K, et al. Re-adhesion Control with Estimated Adhesion Force Coefficient for Wheeled Robot Using Fuzzy Logic[C]// Proceedings of the 30th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. Pusan: IEEE, 2004: 2530-2535.
- [12] KOANSOK B, KEIJI K, TSUNAMITSU N. An Experimental Investigation of Transient Traction Characteristics in Rolling-sliding Wheel/rail Contacts under Dry-wet Conditions[J]. Wear, 2007, 263(1-6): 169-179.
- [13] POLACK O. Influence of Locomotive Tractive Effort on the Forces between Wheel and Rail[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(S): 7-22.
- [14] ERTZ M, KNOTHE M. Thermal Stresses and Shake-down in Wheel/rail Contact[J]. Archive of Applied Mechanics, 2003, 72(10): 1521-1533.
- [15] MEI T X, YU J H, WILSON D A. Wheelset Dynamics and Wheel Slip Detection[C]// Proceedings of 2006 International Symposium on Speed-up and Service technology for Railway and Maglev System. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2006: 229-235.
- [16] 姚远, 张红军, 罗赞, 等. 基于虚拟样机的机车粘着控制研究[J]. 铁道学报, 2010, 32(6): 96-100.
- YAO Yuan, ZHANG Hong-jun, LUO Yun, et al. Adhesion Control of Locomotive Based on Virtual Prototype [J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(6): 96-100.

(责任编辑 武晓明)

欢迎订阅 2012 年《铁道学报》

《铁道学报》是中国铁道学会主办的综合性学术期刊,是中文核心期刊。该刊 1979 年创刊,从 2011 年开始由双月刊改为月刊, A4 开本, 104 页。每月 15 日出版,国内外公开发行人。主要刊登铁路运输与经济、铁道机车车辆、铁道通信信号、铁路工程等学科的科研成果论文,在运输生产和工程实践中具有理论性的总结,对铁路科技进步具有重要参考价值的综述评论、研究与探讨等。论文均经资深专家、学科带头人评审通过,具有较高学术水平。适合从事铁路工作的中、高级科技人员阅读参考。

2012 年的征订工作已经开始,欢迎有志于铁道科技进步的单位和读者积极订阅。订阅办法如下:

1. 从全国各地邮局订阅。邮发代号 2—308。定价:18 元/册,全年 12 册,共 216 元。
2. 直接向本刊编辑部订购(全年均可)。定价:18 元/册,全年 12 期,共 216 元(含邮资)。邮局汇款:北京复兴路 10 号中国铁道学会《铁道学报》编辑部,邮编:100844。请在汇款单附言处注明刊名、份数及电话。银行汇款:工商银行北京铁道支行,账号:057130—82,户名:中国铁道学会。请在汇单用途栏注明“学报”字样及订户名称及电话。款到后即回寄发票,并按时寄送本刊。订户也可在铁道学报网站(<http://www.tdx.org>)填报订阅单。编辑部电话:(010)51847451,(010)51892393。铁路电话:(021) 47451,(021)92393。
3. 订户也可到所在省、市、自治区铁道学会联系本刊的订购事宜。
4. 国外订户可向中国国际图书贸易总公司(北京 399 信箱,邮编:100044)订阅,代号:BM287; Tel: 0086-10-68433184; Fax: 0086-10-68420340; E-mail: BK@mail.cibtc.com.cn
5. 本刊编辑部负责补充订阅及残缺杂志的补寄与调换。

本刊编辑部