

文章编号: 1001-8360(2019)10-0038-09

# 高速列车牵引传动系统机电耦合振动及其影响因素分析

赵心颖<sup>1</sup>, 杨中平<sup>1</sup>, 林 飞<sup>1</sup>, 李翔飞<sup>2</sup>, 张志强<sup>2</sup>, 焦京海<sup>2</sup>

(1. 北京交通大学 电气工程学院, 北京 100044; 2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 青岛 266000)

**摘 要:** 高速列车牵引传动系统是一个典型的机电耦合系统, 由于驱动装置存在弹性, 各部件间会因系统不稳定因素产生沿旋转方向的振动。主要针对高速列车牵引传动系统机电耦合振动现象及其影响因素进行分析, 首先用双惯量模型表示传动装置, 分析了机械结构的谐振频率, 建立了高速列车传动系统模型, 对系统稳定性以及参数影响度进行了分析, 着重分析了速度控制器和电流环参数对稳定性的影响; 然后在双惯量模型分析的基础上, 建立了考虑齿轮箱弹性悬挂的扭转-弯曲耦合振动模型, 将系统的电气振荡转化为机械振动, 分析了系统电气参数对振动的影响; 在小功率实验平台上, 模拟再现了机电耦合振动现象, 验证了本文的结论。

**关键词:** 牵引传动系统; 双惯量模型; 扭转-弯曲耦合振动; 谐振频率

**中图分类号:** U264.3 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1001-8360.2019.10.006

## Study on Electromechanical Coupling Vibration of Traction Drive System of High-speed Train and Its Influence Factor

ZHAO Xinying<sup>1</sup>, YANG Zhongping<sup>1</sup>, LIN Fei<sup>1</sup>, LI Xiangfei<sup>2</sup>, ZHANG Zhiqiang<sup>2</sup>, JIAO Jinghai<sup>2</sup>

(1. School of Electrical Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;

2. CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266000, China)

**Abstract:** Traction drive system of high-speed train is a typical electromechanical coupling system. The systems are prone to vibrate along the direction of rotation due to their elasticity. In this paper, the electromechanical coupling vibration of the traction drive system and its influence factor were analyzed. Firstly, the mechanical structure of the drive system in high-speed train was simplified into a two-mass model. The traction drive system model of high-speed train was established to analyze resonant frequency, system stability and influence parameters, where the influence of the parameters of speed controller and electric current loop on stability was particularly analyzed. Secondly, based on the analysis of the two-mass model, the torsion-bending coupled vibration model considering the elastic suspension of the gear box was established, which transformed system electrical oscillation into mechanical vibration, and analyzed the influence of the electrical parameters of the system on the vibration. Finally, a 1.1 kW electromechanical coupling vibration experimental platform was established to represent the shaft torsional vibration and prove the effect of influence factors.

**Key words:** traction drive system; two-mass model; torsion-bending coupled vibration; resonant frequency

在高速列车运行过程中, 牵引传动系统电气部分将把接触网传递过来的单相交流电, 转换为适合牵引电机的可变频率和幅值的三相交流电, 从而驱动电机转动, 而机械部分是负责将电机转矩通过齿轮箱、联轴

节等弹性环节传递到轮对, 最终牵引列车稳定运行<sup>[1]</sup>。

高速列车传动装置工作环境恶劣, 工作时承受较大的冲击。在运行过程中, 各个部件会因为弹性形变而产生不同程度的瞬时转速起伏, 形成沿旋转方向的来回扭动, 从而产生轴系扭转振动。在高速列车运行过程中, 各部件振动等现象普遍存在, 会增加轴的疲劳损伤, 降低其使用寿命<sup>[2-4]</sup>。

收稿日期: 2016-07-09; 修回日期: 2017-10-02

作者简介: 赵心颖 (1993—), 女, 湖南岳阳人, 硕士研究生。

E-mail: 14121518@bjtu.edu.cn

目前,仅从机械结构和轮轨耦合两方面对传动装置振动进行研究<sup>[5-6]</sup>,但随着 PWM 逆变器的使用,电气激励对振动的影响也逐渐受到了关注。荷兰学者 Winterling 等<sup>[7-9]</sup>简单分析了电机的谐波转矩特性以及两者的耦合关系,但未进行实验验证。文献<sup>[10-11]</sup>建立了转向架和车体系统模型,研究了电机转矩脉动作用下的架悬式驱动装置振动。文献<sup>[12-13]</sup>用双惯量模型对电机-负载系统进行建模,发现负荷冲击或者阶跃输入会造成系统产生固有频率下的振动。但大多数对于电气控制和振动机理方面的研究较浅,并且没有考虑驱动装置各部件的振动情况。

为了便于分析,通常将轴系振动分成弯曲振动和扭转振动,弯曲振动的表现形式是垂向和横向振动,而扭转振动主要是角速度和角加速度的波动。实际上二者是相互耦合的<sup>[14-15]</sup>,对扭转-弯曲振动之间的耦合关系进行深入研究是研究机电耦合振动必不可少的一环。

本文从电气与机械耦合关系出发,建立了高速列车传动系统模型,从谐振频率和根轨迹的角度解释了产生机电耦合振动的根源,对机电耦合振动现象及电气量影响作用进行了深入分析,将系统的电气振荡转化为机械振动,且进行了仿真和实验验证。

## 1 牵引传动系统扭转振动分析

### 1.1 双惯量模型

为了对传动系统稳定性进行深入分析,本节首先将机械结构简化为主动和从动装置结构组成的双惯量模型,如图 1 所示<sup>[16]</sup>。

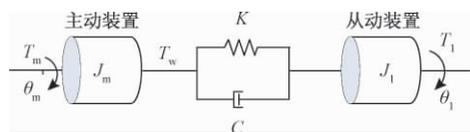


图 1 驱动系统简化轴系模型

电机转矩  $T_m$  作为输入激励,根据胡克定律和力学分析可建立驱动微分方程组<sup>[17]</sup>

$$\begin{cases} J_m \ddot{\theta}_m + C(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) + K(\theta_m - \theta_1) = T_m \\ J_1 \ddot{\theta}_1 - C(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_1) - K(\theta_m - \theta_1) = -T_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中: $J_m$ 、 $J_1$  为电机侧、负载侧转动惯量; $C$  为阻尼系数; $K$  为扭转刚度; $\theta_m$ 、 $\theta_1$  分别为主动、从动装置的角度位移; $T_1$  为负载转矩。

对式(1)进行拉普拉斯变换,可得双惯量系统传递函数模型为

$$G_m(s) = \frac{\omega_m(s)}{T_m(s)} = \frac{1}{(J_m + J_1)s} \cdot \frac{1 + \frac{2\xi_z}{\omega_z}s + \frac{1}{\omega_z^2}s^2}{1 + \frac{2\xi_p}{\omega_p}s + \frac{1}{\omega_p^2}s^2}$$

$$G_1(s) = \frac{\omega_1(s)}{T_m(s)} = \frac{1}{(J_m + J_1)s} \frac{Cs + K}{\frac{J_m J_1}{J_m + J_1} s^2 + Cs + K} \quad (2)$$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{K(J_m + J_1)}{J_m J_1}} \quad \omega_z = \sqrt{\frac{K}{J_1}} \quad (3)$$

式中: $\omega_p$ 、 $\omega_z$  为谐振、抗谐振频率; $\xi_p$ 、 $\xi_z$  为谐振、抗谐振阻尼。

电机输出转速、负载转速与电机转矩的传递函数如图 2 所示,其由惯性环节和二阶振荡环节组成,二阶振荡环节在复平面中引入了一对共轭复根极点,频率值为  $\omega_p$ 。

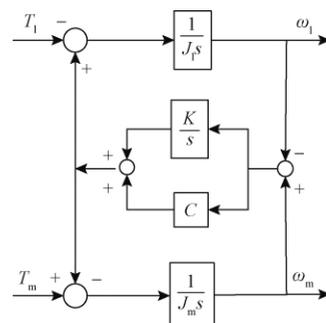


图 2 双惯量系统传递函数模型

阻尼系数  $\xi_p$  一般很小,因此可以忽略。由图 3 所示波特图可得,该模型存在一个谐振频率点和一个抗谐振频率点。谐振频率主要由刚度  $K$  和转动惯量  $J_1$  决定: $K$  越大, $\omega_p$  越大; $J_1$  越大, $\omega_p$  越小。

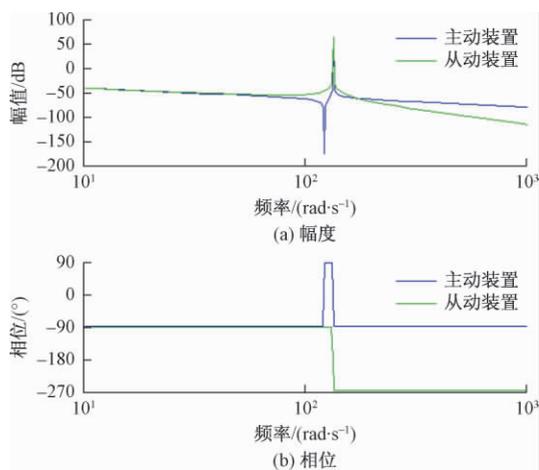


图 3 双惯量波特图分析结果

式(2)对应的传递函数系统增益在谐振频率点(约 21.3 Hz)处急剧增加,而式(3)中负载转速相位在谐振点处也会发生大幅度变化。若系统带宽包含谐振频率,外界干扰可能会导致驱动装置产生振动。

### 1.2 系统稳定性分析

高速列车牵引传动系统实际采用电机矢量控制,

其电流环响应速度很快,因此可将电流环简化成时间常数为  $\tau$  的一阶惯性环节,包含机电耦合因素的控制框图见图 4。

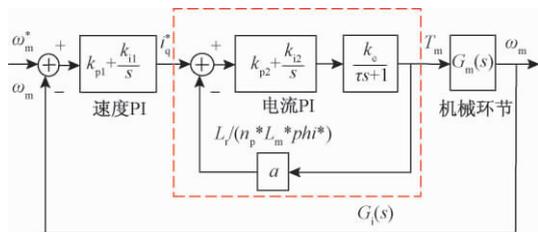


图 4 牵引传动系统理论模型

系统开环传递函数为  $G(s)$ ,由机械结构  $G_m(s)$ 、电能变换环节  $G_1(s)$ 和速度调节 3 部分组成,即

$$G(s) = G_1(s)(k_{p1} + \frac{k_{i1}}{s})G_m(s) \quad (4)$$

式中:  $G_1(s) = \frac{k_e k_{p2} s + k_e k_{i2}}{\tau s^2 + (a k_e k_{p2} + 1)s + a k_e k_{i2}}$

系统共存在 6 个极点和 4 个零点,为研究系统参数影响度和稳定性,将传递函数化为标准形式

$$K_g \frac{\prod_{i=1}^4 |s - z_i|}{\prod_{j=1}^6 |s - p_j|} = 1 \quad (5)$$

式中:根轨迹增益  $K_g = \frac{k_e k_{p2} k_{p1}}{J_m \tau}$

绘制根轨迹,见图 5。根据图 5 可得, $G_1(s)$ 对应一个远离坐标原点的负实轴极点, $G_m(s)$ 则对应共轭复数根零点和极点,将其放大,如图 6 所示,根轨迹起始于开环极点,终止于开环零点。

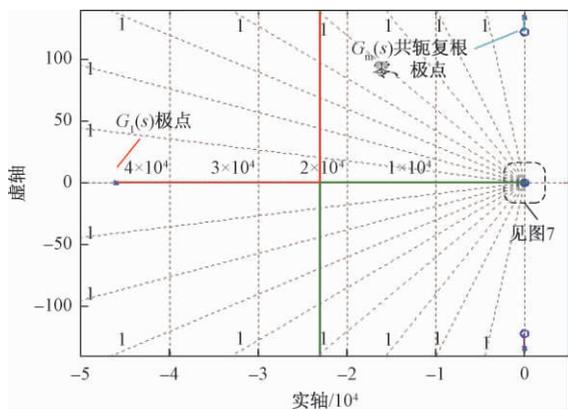


图 5 系统根轨迹

传动系统存在一对欠阻尼的共轭复数极点,,其振荡形式是衰减的正弦振荡,频率为  $\omega_p$ 。

将图 5 中实轴附近根轨迹放大,如图 7 所示。

$G_1(s)$ 带来的两个极点中,一个远离虚轴(图 5),另一个与零点  $-k_{i2}/k_{p2}$ 重合,因此  $G_1(s)$ 中的两个极点

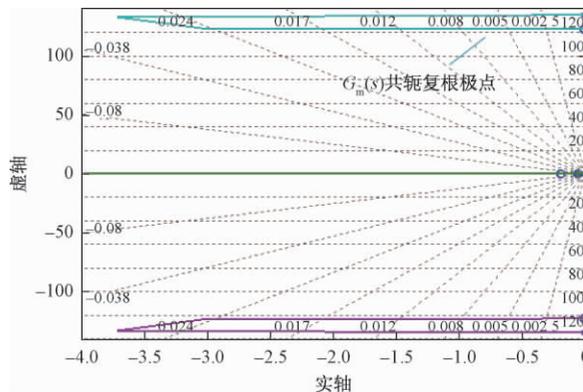


图 6 系统根轨迹

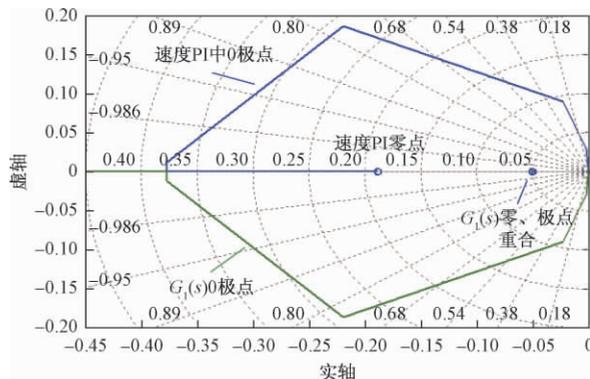


图 7 系统部分根轨迹

在之后的分析中忽略不计。而速度调节器存在一个 0 极点和一个零点为  $(-k_{i1} / k_{p1}, 0)$ ,速度 PI 带来的开环极点 0,以该零点为终点形成根轨迹,而  $G_1(s)$ 带来的 0 极点与图 5 中远离虚轴的负实数零点重合然后朝着实轴正、负方向移动。

由此可得,该系统的稳定性主要与机械环节所对应的 3 个极点和速度调节器对应的 1 个极点的根轨迹相关。

根据对  $K_g$  影响参数的分析,系统稳定性主要跟速度 PI 参数  $k_{p1}$ 、电流 PI 参数  $k_{p2}$ 、电机转动惯量  $J_m$  相关,而在实际列车中,电机转动惯量是固定的,负载转动惯量  $J_l$  会发生变化,因此本文主要观察  $k_{p1}$ 、 $k_{p2}$ 、 $J_l$  对系统稳定性的影响情况,见图 8。随着速度环  $k_{p1}$ (图 8 中)(由 8 依次递减至 5)或电流环  $k_{p2}$ (图 9 中)的减小(由 100 依次递减至 70), $\omega_p$  不变,共轭极点向右平移,其主导地位更强,系统稳定裕度变低,根据参数的变化规律,相比  $k_{p2}$  而言, $k_{p1}$  对系统稳定性的影响作用更大。

同理,由图 10 可得,随着  $J_l$  的减小, $\omega_p$  变大,共轭极点靠近虚轴,稳定裕度越低。

### 1.3 机电耦合仿真分析

本文在 MATLAB 的 Simulink 上搭建了牵引传

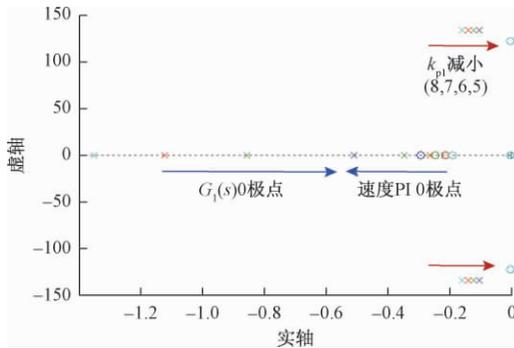


图 8  $k_{p1}$  变化零极点影响图

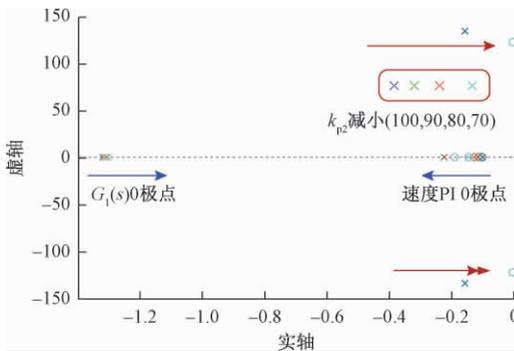


图 9  $k_{p2}$  变化零极点影响图

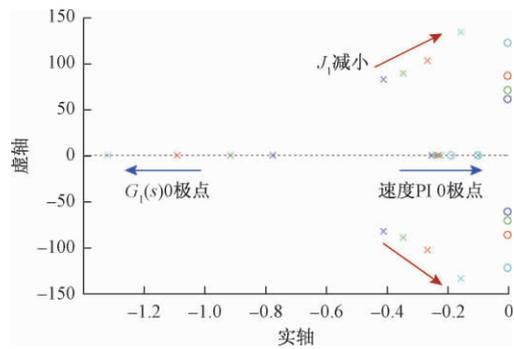


图 10  $J_1$  变化零极点影响图

动系统模型,该模型采用 CRH2A 动车组实际参数模拟列车运行状况,其中逆变器直流侧输入电压额定值为 3 000 V,电流额定值为 432 A,异步电机控制选用矢量控制方式。

设置负载转矩为 500 N·m,系统转速指令 100 km/h,0~4 s 加速过程相当于转速指令阶跃过程,当速度稳定后,第 6 s 设置负载转矩阶跃从 500 N·m减小到100 N·m。

转速和转矩都出现了明显的弱阻尼谐振现象,见图 11,谐振频率为 21.3 Hz,振动时间约为 0.5 s。

电机和负载的转速偏差是反映机电耦合振动的重要参数。研究扭转振动现象的同时,对比不同电气参数  $k_{p1}$ 、 $k_{p2}$  和机械参数  $J_1$  对扭转振动的影响如图 12、图 13 所示。

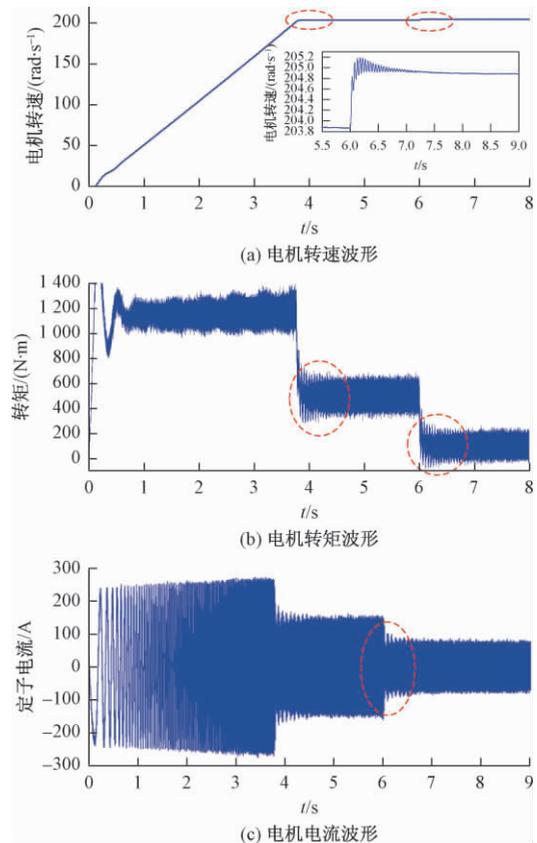


图 11 电机转速及转矩仿真波形

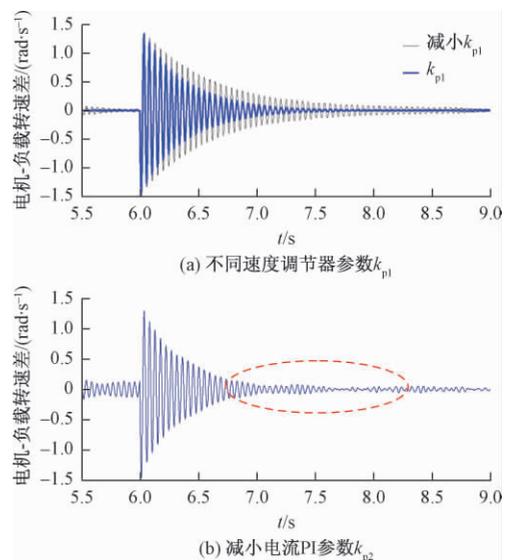
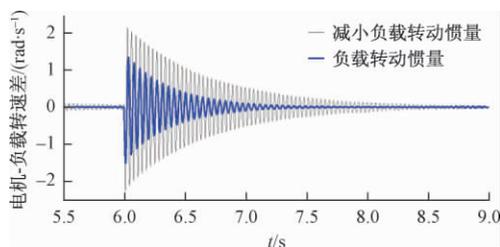


图 12 电机-负载转速差

由图 12(a)可得,速度环  $k_{p1}$  值减小 25%,系统振动加剧,持续时间变长。图 12(b)中,电流环调节参数  $k_{p2}$  减小的影响较小,但其仍会使稳定性变差。

设置  $J_1$  减小 25%,振动持续时间和转速差振幅均会增大,稳定性变差;而结合 1.1 节分析同样可得随着刚度  $K$  的减小,振动更严重。

综上,当系统存在不稳定因素时,会造成机械系统

图 13 不同负载转动惯量  $J_1$  时转速差对比

电机-负载转速差、转角差、转速转矩振动等现象,在电气控制系统中体现为速度调节器输出振荡、输出电流振荡等,影响扭转振动强弱的电气参数主要是速度控制器参数  $k_{p1}$ ,机械参数  $J_1$  对扭转振动也有一定的影响。

## 2 牵引传动系统扭转-弯曲耦合振动分析

第 1 节将机械环节简化成电机-负载双惯量模型,对传动系统稳定性和参数影响度进行了分析。在实测过程中,各个装置横向、纵向和垂向振动的测量反映的是系统的弯曲振动特性。因此本节进一步建立了考虑齿轮箱弹性悬挂的扭转-弯曲振动模型,将系统的电气振荡转化为机械振动,通过理论建模和机电耦合仿真对联轴节、齿轮箱和车轮各个装置的振动进行分析,同时验证电气参数对振动的影响作用。

### 2.1 扭转-弯曲耦合振动模型

高速列车驱动装置主要包括电机、联轴节、齿轮箱、车轴、轮对以及悬挂装置等部分,如图 14 所示<sup>[18]</sup>。

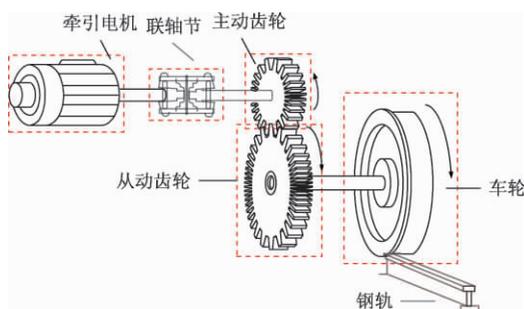


图 14 转向架驱动装置结构划分

图 15 为齿轮箱的截面示意图。当小齿轮以  $\omega_1$  顺时针方向转动时,大齿轮和小齿轮圆周切面会产生方向相反、大小一样的一对力  $F_1$  和  $F'_1$ 。由于小齿轮和齿轮箱间存在物理连接,在齿轮箱上也产生同一方向的运动趋势。但由于齿轮箱通过吊鼻弹性悬挂在构架上,会出现以车轴为中心,以车轴到悬挂点为半径的振动,而将该振动形式分解到  $x$ 、 $y$  轴,就表现为齿轮箱的横向和垂向振动<sup>[19-20]</sup>。

以 CRH2A 型车架悬式牵引传动系统结构为例,通过合理的简化,可将图 14 所示的结构等效为如图

16 所示<sup>[20]</sup> 的模型。图 16 中各部分参数的含义见表 1。

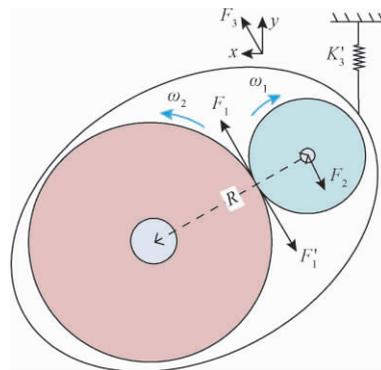


图 15 齿轮箱截面示意图

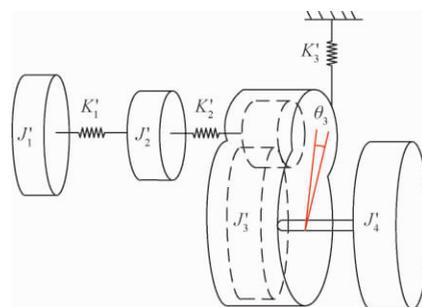


图 16 考虑扭转-弯曲耦合振动模型

表 1 模型扭转刚度列表

参数	含义
$J'_1$	电机转子+电机半轴转动惯量
$J'_2$	电机半轴+联轴节+主动齿轮半轴转动惯量
$J'_3$	主动齿轮半轴+车轴半轴+齿轮箱等效转动惯量
$J'_4$	车轴半轴+轮等效到主动侧转动惯量
$K'_1$	电机轴扭转刚度
$K'_2$	主动齿轮轴扭转刚度
$K'_3$	齿轮箱支撑刚度

设  $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_3$ 、 $\theta_4$  和  $\theta_5$  分别为电机转子、联轴节、小齿轮、齿轮箱以及车轮和大齿轮转动的角度,齿轮传动比为  $n$ ,则可用大齿轮和齿轮箱的角速度表示小齿轮的角速度波动情况,即

$$\dot{\theta}_3 = n\dot{\theta}_5 + (n+1)\dot{\theta}_4 \quad (6)$$

选取各部位的转动角度为状态变量,系统状态方程表达式为

$$\begin{cases} J'_1 \ddot{\theta}_1 + K'_1(\theta_1 - \theta_2) = 0 \\ J'_2 \ddot{\theta}_2 + K'_2(\theta_2 - \theta_3) - K'_1(\theta_1 - \theta_2) = 0 \\ J'_3 \ddot{\theta}_4 + K'_3 L^2 \theta_4 - K'_2(n+1)(\theta_2 - \theta_3) = 0 \\ J'_4 \ddot{\theta}_5 - nK'_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

将式(6)代入式(7)可得扭转-弯曲振动模型,然后将该机械模型加入到图 4 所示的传动系统电机控制模

型中, 可得系统幅频特性如图 17 所示。计算耦合振动的固有频率, 其频率值见表 2。

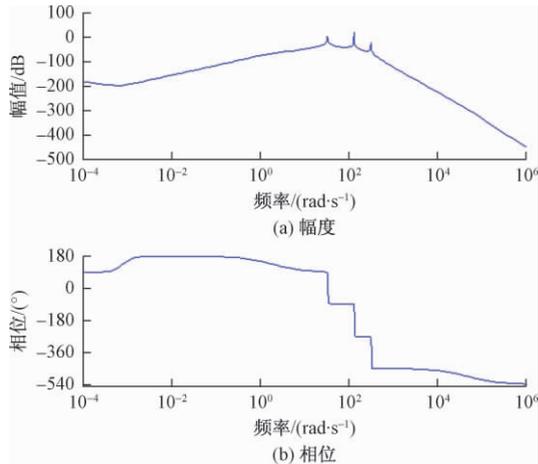


图 17 扭转-弯曲振动模型波特图

表 2 驱动系统扭转-弯曲固有振动频率

编号	频率/(rad·s <sup>-1</sup> )	峰值/dB	频率/Hz
$\omega_{1bend}$	34.50	2.12	5.49
$\omega_{2bend}$	152.00	16.20	24.20
$\omega_{3bend}$	329.00	-20.60	52.39

由结果可发现, 加入扭转-弯曲振动模型后, 速度控制系统存在 3 个谐振频率点, 其中以  $\omega_{2bend} = 24.2$  Hz 对应的谐振峰值最高, 与双惯量系统中谐振频率 21.3 Hz 接近,  $\omega_{1bend}$  次之,  $\omega_{3bend} = 52.39$  Hz 对应的谐振峰值为负, 该频率的振动分量很弱。

### 2.2 机电耦合仿真分析

设置仿真条件与 2.1 节相同, 在速度达到稳定时刻(约 14 s 时), 电机转矩出现频率约为 24 Hz 的脉动, 如图 18 所示。

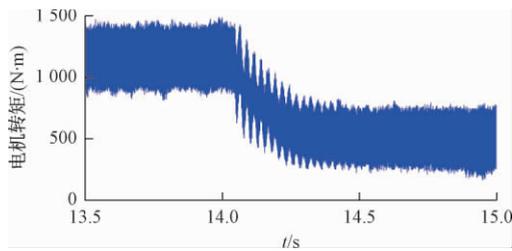


图 18 电机转矩波形

当速度达到稳定(20 s 时), 令负载转矩发生阶跃, 同时调节  $k_{p1}$ , 观察驱动装置各个组成装置的角加速度见图 19。

由图 19 振动结果可得, 轴系各个装置在外界产生扰动等不稳定情况下时, 都产生了不同程度的振动。其中振动最强烈的是齿轮箱, 次之是车轮, 然后是联轴节。3 者的角加速度振动幅值分别为 25、12、3 rad/s<sup>2</sup>。

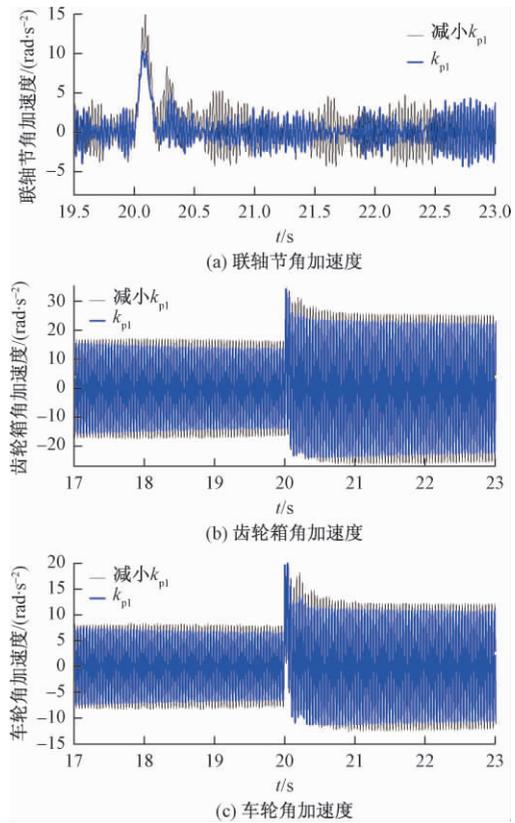


图 19 负载扰动时驱动装置振动情况

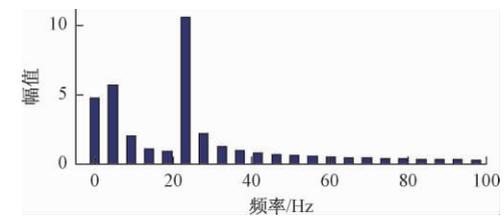


图 20 角加速度 FFT 分析

由图 20 可知, 振动频谱中主要包含两个谐振频率, 其中约 24 Hz 的频率分量最高, 约 5 Hz 的频率分量次之, 与表 2 中的结果一致。

同时, 由图 19 可得, 设置  $k_{p1}$  减小 25% 时, 各个部件的振动都有所加剧, 联轴节振动角加速度幅值增加了约 4 rad/s<sup>2</sup>, 齿轮箱约 2.5 rad/s<sup>2</sup>, 车轮约 2 rad/s<sup>2</sup>, 稳定性变差。

调节电流环参数  $k_{p2}$  的大小, 但其对振动影响非常微弱, 以齿轮箱为例, 设置  $k_{p2}$  减小 25% 时的角加速度对比结果如图 21 所示。

### 3 实验结果及分析

在实验室设计搭建了 1.1 kW 小功率机电耦合振动实验平台, 主电路图如图 22 所示, 两台逆变器分别驱动两台异步电机。两电机中间加入齿轮传动装置, 并在齿轮传动装置的垂向加装振动加速度传感器, 用

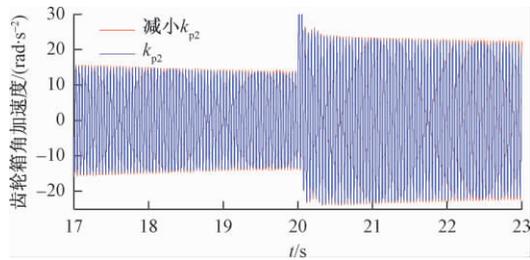


图 21 调节  $k_{p2}$  时齿轮箱角加速度对比

于测量其振动状态。在齿轮箱和台架中加装了10 mm 厚的弹性材料(橡胶)。

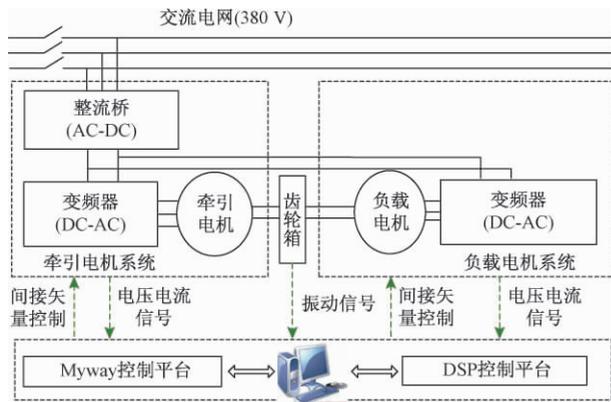


图 22 实验平台搭建框图

由于齿轮箱的传动比为 4:3,在牵引侧选用 4 极电机,负载侧采用 6 极电机,电机和齿轮箱的连接采用梅花形联轴节,见图 23。

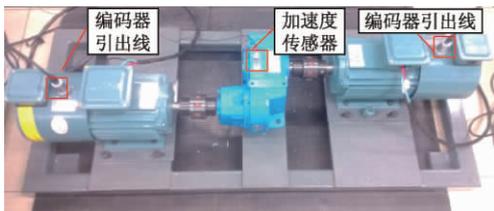


图 23 实验装置图

设置转速指令在第 30 s 时由 200 rad/min 速阶跃至 800 rad/min,负载转矩为 5 N·m,振动加速度波形如图 24 所示,振动加速度有明显增加,对其进行短时傅里叶分析,振动频谱分析如图 25 所示。

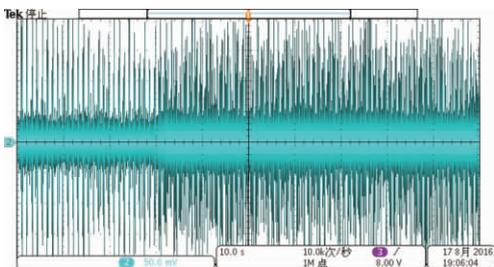


图 24 振动加速度波形

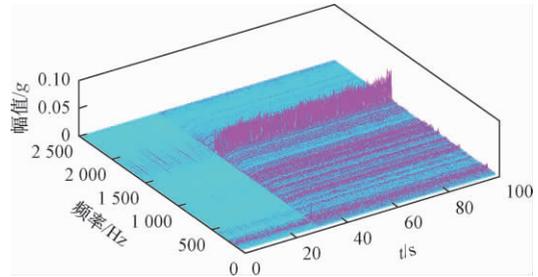


图 25 齿轮箱振动频谱分析

由图 25 可得,系统存在一个不随速度变化的固有频率,即为装置谐振频率,约为 180 Hz。提取180 Hz 附近的频谱结果,观察该频率对应的幅值变化,如图 26 所示。

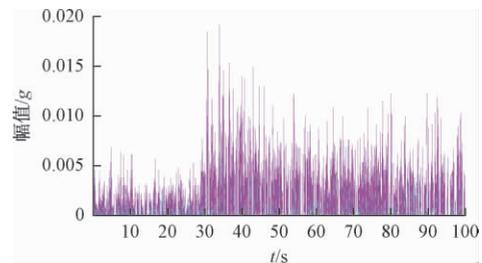


图 26 180 Hz 附近振动频谱( $k_{p1} = 0.02$ )

由图 26 可得,当系统产生阶跃时,谐振频率的振动明显加剧,振动峰值增加至了 0.019 1g,在第 35 s 到 50 s 时,振动峰值由前 30 s 的 0.006 8g 增加至了 0.015 9g,增加了 1.34 倍,之后振动加速度缓慢减弱,保持在 0.012 3g 左右,现象与理论仿真分析一致。

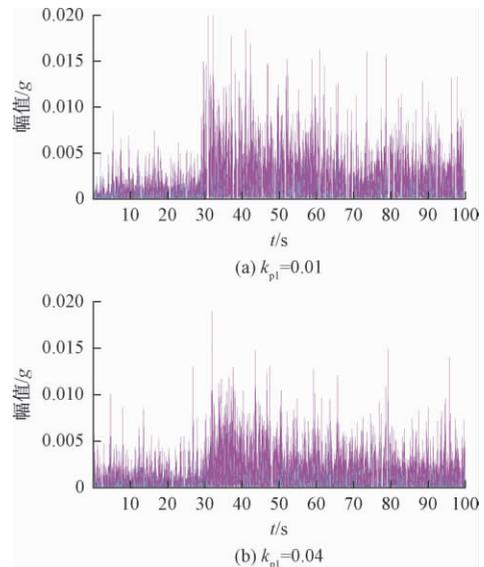


图 27 调节  $k_{p1}$  时 180 Hz 附近振动频谱

调节速度环参数  $k_{p1}$  的大小,各振动峰值对比结果如图 27 和表 3 所示。

表 3 不同参数振动幅值对比

$k_{p1}$ 值	35~50 s 振动峰值/g	50~70 s 振动峰值/g
0.01	0.018 4	0.016 3
0.02	0.015 9	0.012 3
0.04	0.015 0	0.012 8

如图 27(a)所示,减小  $k_{p1}=0.01$  时,在 30 s 时的振动峰值,约为 0.02g,相比  $k_{p1}=0.02$  时的振动峰值增加了 15.72%,而 50~70 s 时增加了 32.52%;而  $k_{p1}$  增加至 0.04,振动有明显的衰弱,振动峰值较  $k_{p1}=0.02$  时衰减了 5.66%,之后大部分时间均低于 0.01g。由此可得, $k_{p1}$  减小则齿轮箱振动越剧烈,振动衰减越缓慢。

#### 4 结论

本文主要针对高速列车传动系统机电耦合振动进行了分析。建立了传动系统振动模型,对其振动现象和参数影响度进行了分析,本文主要得到以下结论:

(1)机械结构产生的一对共轭极点是造成传动系统扭转振动的根源。转速、负载扰动等会造成系统出现谐振频率分量的振动。

(2)考虑齿轮箱弹性悬挂建立了 CRH2A 动车组传动系统模型,系统主要存在 3 个谐振频率,其中以齿轮箱的振动情况最为剧烈,振动频率主要约为 24.2 Hz,5.49 Hz 分量次之。

(3)影响振动的电气参数主要是速度控制器参数  $k_{p1}$ 、电流 PI 参数  $k_{p2}$ 。 $k_{p1}$  或  $k_{p2}$  越小,系统稳定性变差,振动更剧烈,其中  $k_{p1}$  影响作用最大, $k_{p2}$  影响比较微弱。

(4)在 1.1 kW 小功率机电耦合振动实验平台上模拟再现了机电耦合振动现象,齿轮箱上测得的 180 Hz 的谐振频率分量最为明显,当电机转速指令发生阶跃时,齿轮装置会产生剧烈的振动,其谐振频率的振动分量加倍。另外,速度调节参数  $k_{p1}$  越小,振动越剧烈,与理论、仿真结果一致。

#### 参考文献:

[1] 杨中平. 漫话高速列车[M]. 2 版. 北京: 中国铁道出版社, 2013.

[2] 鲍文, 杨昆. 汽轮发电机组轴系扭振研究综述[J]. 汽轮机技术, 1998, 40(4): 193-203.  
BAO Wen, YANG Kun. Research on Torsional Vibration of Shaft System of Turbo-generator Set[J]. Turbine Technology, 1998, 40(4): 193-203.

[3] 于金朋, 张卫华, 孙帮成, 等. 高速车体结构参数对车体模态频率的影响分析[J]. 铁道学报, 2015, 37(9): 32-37.  
YU Jinpeng, ZHANG Weihua, SUN Bangcheng, et al. Analysis on Effect of Structure Parameters of High-speed Car

Body on Modal Frequencies[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(9): 32-37.

[4] 杨明, 龙江, 唐思宇, 等. 永磁交流伺服系统定位末端抖动抑制[J]. 电机与控制学报, 2015, 19(6): 102-108.  
YANG Ming, LONG Jiang, TANG Siyu, et al. Suppression of Positioning Vibration for PMSM Servo System[J]. Electric Machines and Control, 2015, 19(6): 102-108.

[5] 崔利通. 高速列车牵引传动系统振动特性分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2014.

[6] 吴永芳. 架悬式驱动系统振动稳定性分析[J]. 铁道学报, 1992, 14(2): 1-8.  
WU Yongfang. Vibration Stability Analysis of Suspension Drive System[J]. Journal of the China Railway Society, 1992, 14(2): 1-8.

[7] WINTERLING M W, TUINMAN E, DELEROI W. Attenuation of Ripple Torques in Inverter Supplied Traction Drives[C]//Proceedings of IET Conference on Power Electronics and Variable Speed Drives. London: IET, 1998: 364-369.

[8] WINTERLING M W, TUINMAN E, DELEROI W. Fault Analysis of Electromechanical Traction Drives[C]// Proceedings of IET International Conference on Power Electronics and Variable Speed Drives. London: IET, 1997: 248-252.

[9] WINTERLING M W, TUINMAN E, DELEROI W. Simulation of Drive Line Dynamics of Light-rail Vehicles[C]// Proceedings of IET International Conference on Simulation. London: IET, 1998: 79-84.

[10] 赵怀耘. 轮对空心轴架悬机车驱动系统动力学研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.

[11] 陈哲明. 高速列车驱动制动力学及其控制研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.

[12] 王永奇. 永磁同步电机伺服系统扭转振动抑制的研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2013.

[13] 杨明, 胡浩, 徐殿国. 永磁交流伺服系统机械谐振成因及其抑制[J]. 电机与控制学报, 2012, 16(1): 79-84.  
YANG Ming, HU Hao, XU Dianguo. Cause and Suppression of Mechanical Resonance in PMSM Servo System[J]. Electric Machines and Control, 2012, 16(1): 79-84.

[14] 何成兵. 汽轮发电机组轴系弯扭耦合振动研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2003.

[15] 黄冠华, 王兴宇, 梅桂明, 等. 内外激励下高速列车齿轮箱箱体动态响应分析[J]. 机械工程学报, 2015, 51(12): 95-100.  
HUANG Guanhua, WANG Xingyu, MEI Guiming, et al. Dynamic Response Analysis of Gearbox Housing System Subjected to Internal and External Excitation in High-speed Train [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(12): 95-100.

- [16] KRZYSZTOF S. Vibration Suppression in a Two-mass Drive System Using PI Speed Controller and Additional Feedbacks Comparative Study [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2007, 54(2):1193-1206.
- [17] MA C B. Polynomial-Method-Based Design of Low-Order Controllers for Two-Mass Systems [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2013, 60(3): 969-978.
- [18] 黄冠华,周宁,张卫华,等. 动态激励下高速列车齿轮传动系统振动特性分析[J]. 铁道学报,2014,36(12):20-26.  
HUANG Guanhua, ZHOU Ning, ZHANG Weihua, et al. Vibration Characteristics of Gear Transmission System of High-speed Train under Dynamic Excitation[J]. Journal of the China Railway Society, 2014, 36(12):20-26.
- [19] 李翔飞. 高速列车牵引电机-转向架轴系扭振研究[D]. 北京:北京交通大学, 2015.
- [20] 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.  
LIU Wensheng, LI Wen. Simulation Analysis on Vibration Characteristics of Traction Motor Transmission Device[J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35(8):44-47.

(责任编辑 江 峰)