

# 磁浮车辆道岔梁耦合系统悬浮稳定性研究\*

李忠继<sup>1</sup> 陈志贤<sup>2</sup> 董浩<sup>3†</sup>

(1. 中车时代新材料科技股份有限公司, 株洲 412000)

(2. 中铁二院工程集团有限责任公司, 成都 610031) (3. 成都大学, 成都 610106)

**摘要** 运用非线性系统振动分叉理论,对磁浮车辆道岔梁耦合系统悬浮稳定性开展了研究,建立了悬浮电磁铁模型、悬浮控制器模型、车辆系统模型、道岔梁模型,构建了车岔耦合模型系统.详细分析了磁浮车辆在道岔梁上的动态悬浮行为,仿真再现了稳态悬浮、系统自激振动和悬浮吸死三种悬浮状态,利用演算法计算了不同悬浮控制参数下车岔系统悬浮振动的分叉特性.研究了道岔质量和固有频率与悬浮控制参数稳定域的关系.结果显示:控制参数 $k_p$ 的悬浮稳定域存在上下限值.下限之下为车辆悬浮系统低频自激振动,上限之上为车岔耦合自激振动.研究了道岔质量和固有频率与悬浮控制参数稳定域的关系,当道岔固有频率与悬浮频率相近时,悬浮控制参数稳定域上限值最小,稳定域下限值不受影响.通过改变道岔质量可以扩大悬浮稳定域,使系统避免车岔耦合自激振动.

**关键词** 磁悬浮, 车岔耦合, 非线性振动, 悬浮稳定域

**中图分类号**:O322;U237

**文献标志码**:A

## 引言

中低速磁悬浮系统采用电磁悬浮技术(EMS),悬浮控制系统主要包括悬浮电磁铁、悬浮控制器、间隙和加速度传感器.悬浮电磁铁安装于车辆悬浮架上,悬浮架环抱轨道结构,电磁铁处于F轨下面.当悬浮电磁铁通电后可与F轨之间产生吸力,托举悬浮架和车体浮起.电磁铁悬浮力主要决定于其通电电流.为了保证悬浮架悬浮高度稳定,悬浮控制器根据传感器反馈的间隙和加速度信号通过一定的控制方法实时调节悬浮电磁铁电流.然而由于悬浮电磁力与控制电流间的非线性关系及滞后问题,悬浮系统很容易发生悬浮失稳振动,特别是在柔性较大的道岔梁上.我国的中车株机磁浮试验线<sup>[1]</sup>、长沙中低速磁浮机场线<sup>[2]</sup>以及日本的HSST系统<sup>[3]</sup>、韩国的UTM系统<sup>[4]</sup>在调试初期均出现了剧烈的车岔耦合振动.然而随着磁浮交通的进一步工

程化,从数百米的试验线走向数十公里的工程线,其轨道弹性、基础结构条件将变得更为复杂,开展中低速磁浮耦合振动研究,探明非线性振动分叉特性是解决上述问题,推进磁浮工程化的关键.

国内外学者对中低速磁浮耦合振动问题开展了大量研究<sup>[5]</sup>.文献[6,7]建立了磁浮列车-桥梁耦合系统最小动力学模型,探讨了自激振动激励,分析了影响耦合系统稳定性的主要因素.从控制器优化的角度提出了避免自激振动的控制策略,并进行了试验验证.文献[8]针对中低速磁浮交通的轨排自激振动问题,建立了包含一体化电磁铁的悬浮模块的动力学模型,分析了耦合系统失稳发生自激振动的原因.文献[9,10]考虑了控制回路中的反馈时滞问题,研究了时滞对磁悬浮系统线性稳定性和动力学行为的影响,发现当时滞大于某一临界值时将引起Hopf分岔现象,得到了具有时滞的磁悬浮系统的稳定条件.通过构造中心流形,文献[11,

2021-06-14 收到第1稿,2021-08-09 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金(11802041),中国博士后科学基金(2020M683367),省部共建交通工程结构力学行为与系统安全国家重点实验室开放课题(KF2021-13)

† 通信作者 E-mail:fusiji@my.swjtu.edu.cn

12]分析了EMS磁浮列车系统的Hopf分岔,研究了车轨耦合系统对应的轨道固有频率稳定范围.采用串级控制悬浮控制器,给出控制器参数与特征频率的关系.以上研究对车轨系统振动进行了丰富的研究探索,得到了车轨系统的普遍规律,但是道岔梁结构在轨道结构中具有较强的特殊性,现有文献对相对较大的参数变化范围内车辆道岔系统悬浮振动稳定性特征,以及道岔梁参数对稳定性影响规律方面研究尚不完善.

本文旨在基于前人的研究,开展中低速磁浮车辆道岔系统悬浮振动稳定性研究.首先建立车岔耦合系统模型,慎重考虑悬浮电磁铁非线性电动力特性、双级悬浮控制方法和道岔梁弹性.详细分析了磁浮车辆在道岔梁上的动态悬浮行为,仿真再现稳态悬浮、系统自激振动和悬浮吸死.运用非线性系统振动分叉理论,利用演算法计算不同悬浮控制参数下车岔系统悬浮振动的分叉特性.对道岔质量和固有频率与悬浮控制参数稳定域的关系开展研究.为车岔失稳振动控制,道岔梁设计提供理论建议.

## 1 稳定性研究方法

悬浮稳定性研究主要目的是确定车岔耦合系统悬浮振动分叉特征以及稳定域,常用的稳定性研究方法可以分为线性方法和非线性方法.线性方法是将车岔耦合系统模型线性化,通过求解系统的根轨迹来判断车岔系统的悬浮稳定性.非线性方法是通过求解悬浮振动的周期解随相关参数的变化关系,进而得到车岔系统的悬浮振动分叉图.然后以分叉图为依据研究车岔耦合系统的悬浮稳定性.由于悬浮电磁铁电动力特性为电流和间隙的二次非线性函数,悬浮振动变化幅值相对较大.线性方法仅能对平衡点附近的稳定性特征作出评价.对于较大的参数变化范围,较大振动幅度的稳定性情况,无法进行全面评价,故本文采用非线性稳定性分析方法.

对于多自由度复杂非线性系统,演算法是一种很方便的非线性稳定性分析方法.通过演算法可以得到较为满意的悬浮振动分叉图,可以研究任意参数范围悬浮振动的分叉特性,而且对拟周期解和倍周期解有较好的包容性.

演算法的基本思想是对磁浮车岔系统施加起伏命令,在起伏后系统运动状态将趋于吸引子.通

过不断演算不同参数下的吸引子,也即悬浮振动的极限环或平衡点,得到车岔系统悬浮振动的分叉图.其一般计算步骤如下:

(1) 构建车岔系统非线性动力学模型;

(2) 设置一定的初始磁轨间隙和目标悬浮高度,本文设置初始间隙为16mm,目标悬浮间隙为9mm,计算从参数研究范围的下限值开始,并以一定步长增加.计算车岔系统在不同的参数下,起伏指令后悬浮振动的时间历程及其庞加莱截面.

(3) 绘制悬浮振动庞加莱截面与计算参数的关系,即悬浮振动分叉图.

## 2 车岔系统动力学模型

### 2.1 磁浮车岔系统

车岔耦合动力系统由道岔梁和磁浮车辆组成,中低速磁浮道岔通常采用三段折线结构.磁浮车岔耦合振动主要发生在最长的主梁上.主梁一般为钢结构梁,并通过两个或三个台车支撑于基础上.磁浮车辆主要包含了三个动力学环节,分别是悬浮电磁铁的电动力环节、悬浮控制系统的动力环节和车辆悬挂系统的动力环节.本文对道岔主梁、悬浮电磁铁、悬浮控制器、车辆系统开展动力学建模,详细考虑各环节的非线性特征,构建车岔系统悬浮动力学模型,如图1所示, $m_c$ 为车体, $m$ 为悬浮架,整车共计5个悬浮架, $F_e$ 为悬浮力, $m_b$ 为道岔梁.

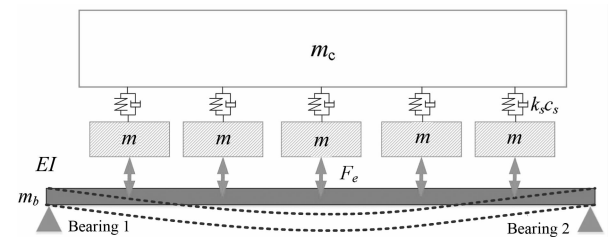


图1 磁浮车辆道岔动力学模型简图  
Fig. 1 Maglev vehicle and switch dynamical model

### 2.2 悬浮电磁铁模型

悬浮电磁铁是悬浮系统的执行部件.悬浮电磁铁通电后,F轨感应产生磁场,悬浮电磁铁和F轨相互吸引,产生悬浮力.假定单个悬浮电磁铁线圈匝数为 $N$ , $A$ 为磁极面积, $\mu_0$ 为真空磁导率. $I$ 为电磁悬浮电流, $z$ 表示悬浮间隙.电磁力 $F_e$ 可以表示为

$$F_e = k_A (I/z)^2 \quad (1)$$

其中, $k$ 为电磁悬浮力常数, $k_A = (u_0 N^2 A)/4$ .

根据悬浮电磁铁电动力特性,悬浮电磁铁线圈内的输入电压和线圈电流关系可表示为

$$U = RI + 2k(I/z)' \quad (2)$$

其中, $R$ 为线圈电阻。

### 2.3 悬浮控制模型

中低速磁浮控制器采用两级控制,如图2所示。第一级为PID悬浮控制器,第二级为电流环控制器。PID悬浮控制器主要负责采集间隙传感器和加速度传感器信号,并积分得到速度信号,通过PID算法控制悬浮电磁铁电压和电磁力,保证悬浮间隙大小不变。电流环控制器作用是使电磁铁电流能够快速跟踪控制电流,补偿电感造成的系统延迟。

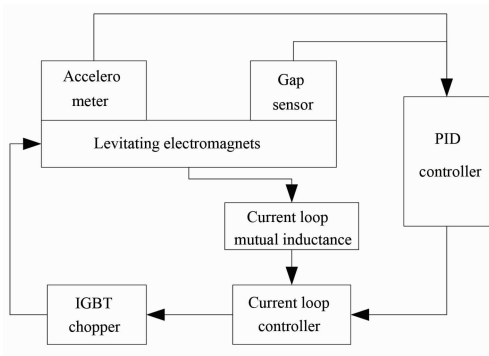


图2 悬浮控制结构

Fig. 2 Flow chart of suspension control

PID悬浮控制器采用以下控制算法对控制输出信号进行调节:

$$U_c = k_p z + k_d \dot{z} + k_i \int (z - z_0) dt \quad (3)$$

式中, $k_p$ 为悬浮间隙反馈系数, $k_d$ 为悬浮间隙变化速度反馈参数, $k_i$ 为电磁铁间隙变化积分反馈系数, $U_c$ 为PID控制器的输出电压, $z_0$ 为期望悬浮间隙。电流环控制器采用的控制算法如下:

$$U = k_{c1}(U_c - k_{c2}I) \quad (4)$$

式中, $U$ 为控制器的输出电压, $k_{c1}$ 为电压反馈系数, $k_{c2}$ 为电流反馈系数。

### 2.4 道岔梁模型

道岔梁主动梁长度为19.6m,考虑两个台车支撑,列车通过时以弯曲为主。为简化研究,本文将道岔主动梁考虑成欧拉梁,通过以下方程描述轨道梁的运动:

$$EI \frac{\partial^4 z(x,t)}{\partial x^4} + \rho_g \ddot{z}(x,t) = F_e(x,t) + F_{vi}(x,t) \quad (5)$$

式中, $EI$ 为道岔梁的抗弯刚度; $z(x,t)$ 为道岔梁的动挠度; $\rho_g$ 为轨道的密度; $F_e(x,t)$ 为悬浮电磁铁对轨道的作用力, $F_{vi}(x,t)$ 为支座对道岔的作用力。为便于数值仿真,采用模态叠加法,将道岔梁方程转化为一阶微分方程组。假设其解为

$$z(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} Z_n(x) q_n(t) \quad (6)$$

式中, $Z_n(x)$ 是给定边界条件下的固有频率 $p_n$ 所对应的正则振型函数, $q_n(x)$ 为相应位置的时间函数,即正则坐标(广义坐标)。道岔梁的固有频率为

$$p_n = \frac{(n\pi)^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (7)$$

式中, $n=1,2,3,\dots$ 。道岔梁的振型函数为

$$Z_n(x) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{n\pi x}{l} \quad (8)$$

则道岔梁的微分方程可以写为:

$$\ddot{q}_n + \dot{q}_n C_n + q_n K_n = F_{v1} y(n,x) + F_{v2} y(n,x) - F_e y(n,x) \quad (9)$$

式中, $K_n$ 为模态刚度: $K_n = EI(n\pi/l)^4/\rho A$ ; $C_n$ 为模态阻尼。

## 3 车岔系统耦合模型

综合悬浮电磁铁、控制器及道岔梁的微分方程,构建车岔耦合系统模型。考虑道岔梁前三阶模态 $q_1, q_2, q_3$ ,以及刚体浮沉 $z_b$ 和点头运动 $\alpha$ ,车体竖向运动 $z_m$ ,悬浮间隙 $z_c$ ,以及电流与间隙比值 $\frac{I}{z}$ ,共计8个自由度,定义如下状态变量:

$$\left[ q_1, \dot{q}_1, q_2, \dot{q}_2, q_3, \dot{q}_3, z_b, \dot{z}_b, \alpha, \dot{\alpha}, z_m, \dot{z}_m, z_c, \dot{z}_c, \frac{I}{z}, \left(\frac{I}{z}\right)' \right]$$

为便于表示将以上变量用 $X = [x_1, x_2, \dots, x_{16}]$

表示,则车岔悬浮系统微分方程可写成

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_1 K_1 - x_2 C_1 - F_{sp1} - P_1 \\ \dot{x}_3 &= x_4 \\ \dot{x}_4 &= x_3 K_2 - x_4 C_2 - F_{sp2} - P_2 \\ \dot{x}_5 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= x_5 K_3 - x_6 C_3 - F_{sp3} - P_3 \\ \dot{x}_7 &= x_8 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned}
\dot{x}_8 &= \frac{1}{m_b} (F_{v1} + F_{v2} - F_e - F_r - m_b g) \\
\dot{x}_9 &= x_{10} \\
\dot{x}_{10} &= \frac{1}{I_b} \left[ \frac{l}{2} (F_{v1} - F_{v2}) - \left( \frac{l}{2} - s \right) (F_e + F_r) \right] \\
\dot{x}_{11} &= x_{12} \\
\dot{x}_{12} &= \frac{1}{m} \left[ -m g + F_e + F_r - k_s (x_{11} - x_{13}) - \right. \\
&\quad \left. c_s (x_{12} - x_{14}) \right] \\
\dot{x}_{13} &= x_{14} \\
\dot{x}_{14} &= \frac{1}{m_c} \left[ -m_c g + N_m k_s (x_{11} - x_{13}) - \right. \\
&\quad \left. N_m c_s (x_{12} - x_{14}) \right] \\
\dot{x}_{15} &= x_{16} \\
\dot{x}_{16} &= \frac{k_p k_{c1}}{2 k_A} (x_{12} - Z_{s4}) + \frac{k_i k_{c1}}{2 k_A} (x_{11} - Z_{s3} + d_{c0}) + \\
&\quad \frac{k_d k_{c1}}{2 k_A m} \left[ -m g + P_m - k_s (x_{11} - x_{13}) - c_s (x_{12} - \right. \\
&\quad \left. x_{14}) \right] + \frac{k_d k_{c1}}{2 k_A} \left( \frac{R}{k_{c1}} + k_{c2} \right) \left[ x_{16} (x_{11} - Z_{s3}) + \right. \\
&\quad \left. x_{15} (x_{12} - Z_{s4}) \right]
\end{aligned}$$

其中,支座力  $F_{v1}$  和  $F_{v2}$ ,按式(11)计算:

$$\begin{aligned}
F_{v1} &= - (Z_{s1} + x_7 + \frac{l}{2} x_9) k_{sp} - \\
&\quad (\dot{Z}_{s1} + x_8 + \frac{l}{2} x_{10}) c_{sp} \\
F_{v2} &= - (Z_{s2} + x_7 + \frac{l}{2} x_9) k_{sp} - \\
&\quad (\dot{Z}_{s2} + x_8 - \frac{l}{2} x_{10}) c_{sp}
\end{aligned} \quad (11)$$

支座力模态力,按式(12)计算:

$$F_{spn} = F_{v1} Z(n, 0) + F_{v2} Z(n, 19) \quad (12)$$

悬浮气隙按式(13)计算:

$$d_c = Z_{s3} + x_7 + \frac{l}{2} x_9 - x_{11} \quad (13)$$

悬浮气隙变化速度按式(14)计算,

$$v_c = \dot{Z}_{s3} + x_8 + \frac{l}{2} x_{10} - x_{12} \quad (14)$$

接触力  $F_r$  为分段非线性力,当悬浮失效时,电磁铁下落,支撑块与轨道产生接触力,按照式(15)计算:

$$F_r = (d_c - 0.020) k_{mg} + v_c c_{mg} d_c > 0.04 \quad (15)$$

当悬浮间隙等于零,电磁铁和轨道吸死,其物理

接触力按照式(16)计算:

$$F_r = d_c k_{mg} + v_c c_{mg} d_c < 0 \quad (16)$$

其他情况下,有

$$F_r = 0 \quad (17)$$

电磁悬浮按照式(18)计算:

$$F_e = k_A x_{15}^2 \quad (18)$$

悬浮电磁铁悬浮力和接触力作用位置为跨中,则悬浮力和接触力的模态力可以表示为

$$P_n = (F_e + F_r) Z(n, 9.8) \quad (19)$$

表1 主要计算参数

Table 1 Calculation parameters

Symbol	Parameter and unit	Value
$m_c$	Mass of carbody (kg)	20000
$k_s$	Secondary suspension stiffness (N/m)	0.1e6
$c_s$	Secondary suspension damper (N/m)	5000
$m$	Mass of maglev frame (kg)	500
$k_{mg}$	Stiffness of wheel (MN/m)	20
$c_{mg}$	Damper of wheel (kN/m)	10
$R$	Damper of coil ( $\Omega$ )	4.4
$k_A$	Coefficient of electromagnetic levitation force	0.002
$k_{c1}$	Control parameters of current loop	4.4
$k_{c2}$	Control parameters of current loop	0.8
$E$	Elastic modulus (Pa)	$2.10 \times 10^{11}$
$I$	Moment of inertia ( $m^4$ )	$1.66 \times 10^{-1}$
$A$	Net section area ( $m^2$ )	0.135
$\rho$	Density ( $kg/m^3$ )	$7.8 \times 10^3$
$l$	Length of active beam (m)	19.6
$k_{sp}$	Stiffness of bearing (MN/m)	200
$c_{sp}$	Damper of bearing (kNs/m)	10
$C_n$	Modal damping ratio	0.05

## 4 结果及分析

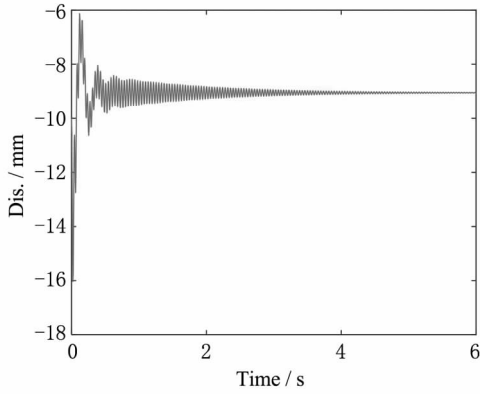
### 4.1 动态悬浮行为

基于所构建的车岔耦合系统模型,开展车岔悬浮系统仿真分析.在系统其他参数一定的情况下,悬浮控制参数决定了车岔系统悬浮动态行为.分别取三组控制参数,计算系统的动态响应:G1: $k_d = 15, k_p = 300$ ;G2: $k_d = 15, k_p = 467$ ;G3: $k_d = 15, k_p = 497$ .仿真中初始状态悬浮电磁铁在F轨面下16mm,即气隙为16mm,目标悬浮气隙为9mm,将轨面设置为0,向下为负.图3~图5分别为G1~G3三组控制参数下悬浮架的竖向悬浮振动时间历程和相图.从计算结果可见,在三组控制参数下,悬浮架存在三种动态

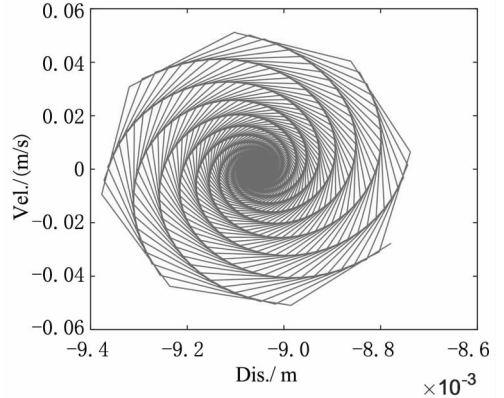
行为.

控制参数取 G1,悬浮架向上浮起,气隙从16mm快速调整至9mm,调整过程中伴有振荡,但从相图可

见悬浮架振动最终收敛于目标气隙的平衡点.系统处于稳定状态.



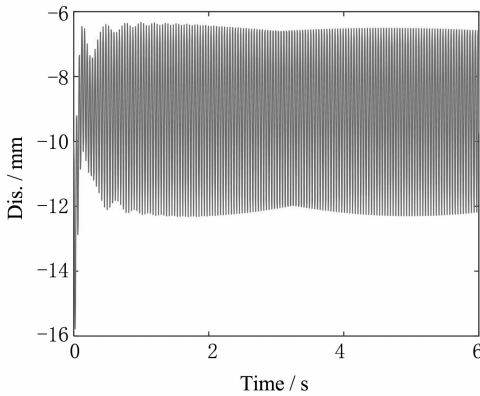
(a) 时间历程  
(a) Time domain



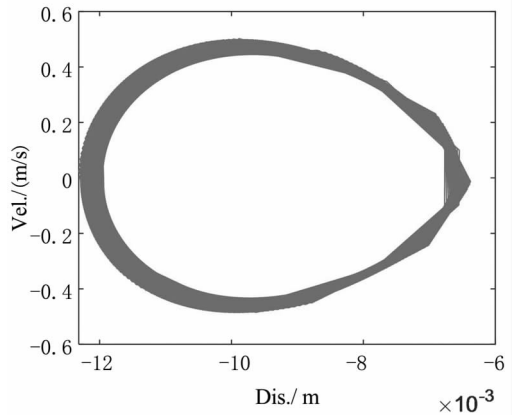
(b) 相轨线  
(b) Phase trajectory

图3 G1 控制参数悬浮架动态响应

Fig.3 Dynamical response for maglev frame with G1



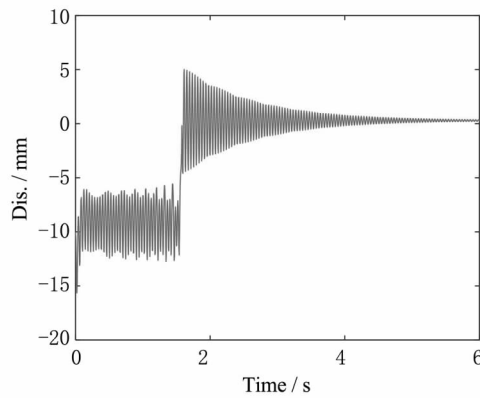
(a) 时间历程  
(a) Time domain



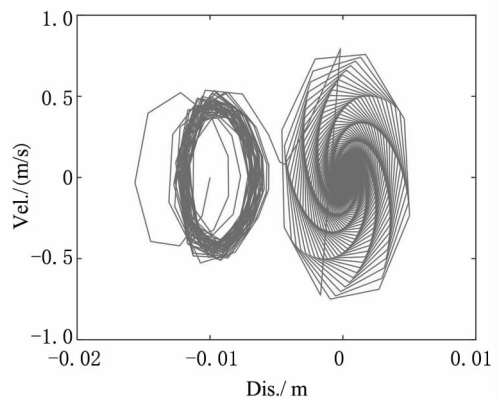
(b) 相轨线  
(b) Phase trajectory

图4 G2 控制参数悬浮架动态响应

Fig.4 Dynamical response for maglev frame with G2



(a) 时间历程  
(a) Time domain



(b) 相轨线  
(b) Phase trajectory

图5 G3 控制参数悬浮架动态响应

Fig.5 Dynamical response for maglev frame with G3

控制参数取 G2,悬浮架向上浮起,气隙从16mm

向9mm 调整,但悬浮架振动并不收敛,而是发生了

既不减小也不放大的周期振动,从相图可见悬浮架振动最终收敛于目标悬浮间隙上下 5mm 左右的极限环。值得指出的是,尽管在非线性系统动力学理论中认为周期解是一种稳定态。但对于磁悬浮系统,稳定的周期解意味着持续不收敛的周期振动,对乘坐舒适度、车辆及轨道结构都具有极大危害,是工程中所不能接受的,该周期解即为工程中遇到的车岔耦合振动。

控制参数取 G3,悬浮气隙从 16mm 向 9mm 调整,并围绕 9mm 位置开始周期振动,但是周期振动不断放大,最终悬浮电磁铁向上与 F 轨吸死。从相图可见系统从一个不稳定的周期解跃迁到另外一个平衡点,该平衡点为吸死状态。吸死即意味着悬浮失效。

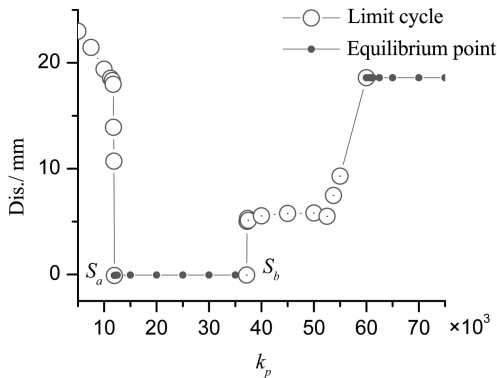


图6 悬浮架振动- $k_p$ 分岔图

Fig.6 Bifurcation diagram of maglev vibration

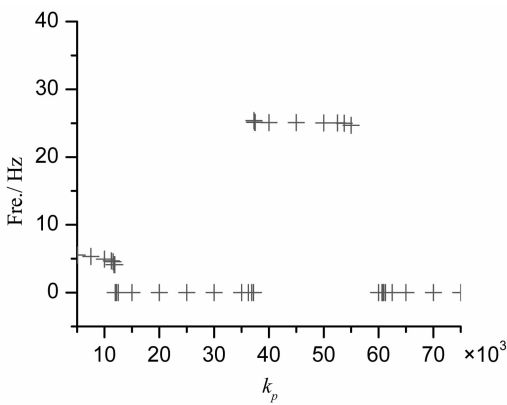


图7 悬浮架振动- $k_p$ 频率图

Fig.7 Frequency diagram of maglev vibration

## 4.2 悬浮振动分岔

由悬浮振动动态特征分析可知,随着控制参数的变化,车岔悬浮系统动态悬浮行为存在稳定悬浮、周期自激振动和吸死三种行为。悬浮振动具有 Hopf 分岔特性,即在控制参数变化过程中,系统由稳定的

平衡位置发展出极限环。悬浮控制参数  $k_p$  对悬浮振动行为影响显著<sup>[11]</sup>,也是悬浮控制系统最常调节的控制参数,本节重点对悬浮振动分岔特性随着  $k_p$  的变化趋势进行研究。图 6 分别计算了随着控制参数  $k_p$  变化车岔系统的振动分岔图。研究主要参数对车岔振动稳定性的影响规律。图 6 为  $k_d$  取 1500 时,变化比例参数  $k_p$ ,得到的车轨悬浮系统的分岔图,图 7 为分岔图中各振动对应的频率,平衡点振动频率在图中表示为 0。可见比例参数  $k_p \in (5000, 11953.13)$ ,系统呈现极限环周期振动,随着控制参数增大,极限环幅值逐步减小。从频率图可知该范围内的振动为 5Hz 左右的低频振动,该振动与道岔梁振动频率相去较远,为悬浮系统单独的自激振动。当  $k_p \in (11953.13, 37187.5)$ ,系统振动可收敛至平衡点,振幅为 0,即为稳定悬浮态。当  $k_p \in (37187.5, 60000)$ ,系统再次出现自激振动,频率为 25Hz,与道岔梁频率一致。在该范围内自激振动被道岔梁固有频率吸引,车岔间以道岔固有频率进行周期自激振动。当  $k_p \in (60000, 75000)$ ,悬浮电磁铁与轨道吸死,处于一个新的平衡点位置。悬浮振动收敛于平衡点时,即  $k_p \in (11953.13, 37187.5)$  时,系统处于稳定状态,将  $k_p$  的稳定域下限值表示为  $S_a$ ,  $k_p$  的稳定域上限值表示为  $S_b$ 。

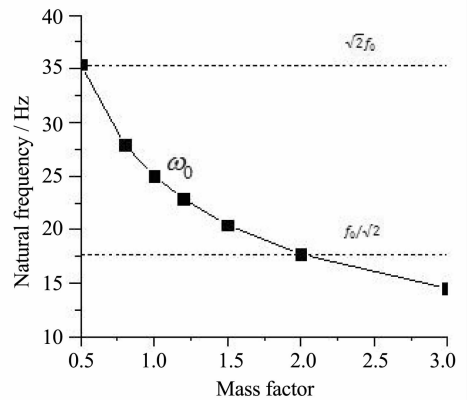


图8 道岔一阶弯曲频率

Fig.8 First bend frequency of the switch

进一步研究道岔参数特别是道岔固有频率对控制参数悬浮稳定域的影响规律。通过改变道岔线密度,也即调整道岔质量的方式来改变道岔固有频率。选取质量系数变化范围为 0.5 ~ 3。不同质量参数下道岔的一阶弯曲频率变化如图 8。可见道岔一阶模态频率随着质量参数的增大而逐渐减小,当质量系数为 0.5 时,一阶弯曲频率为 35.4Hz。质量系数为 1

时,一阶弯曲频率 $f_0$ 为25Hz,当质量系数为3时,一阶弯曲频率为14.5Hz.另外图中给出了的 $\sqrt{2}f_0$ 和 $f_0/\sqrt{2}$ ,即 $f_0$ 的共振区间.

计算不同质量参数下,车岔振动的分叉图,求得不同质量参数下的稳定域上下限.由分叉图可得不同质量参数下的悬浮控制稳定域,如图9所示.由稳定域关系图可知当质量系数取1时,控制参数稳定域最小.质量系数减小或者增大都可以使稳定域增大.且减小质量的效果比增大质量还更为明显,当质量系数取0.5时,稳定域上限与刚性轨道梁稳定域极为接近.对照图8中质量系数与一阶弯曲频率关系可知,当质量系数取1时,道岔梁无载固有频率为25Hz,该频率是控制系统的固有频率.因此在该条件下发生了严重的车岔耦合振动,通过改变道岔质量,间接地改变了道岔梁的固有频率,当道岔梁固有频率跳出耦合区间之后,系统耦合振动几乎消除,与刚性道岔梁表现出差不多的稳定性能.因此通过增加或降低道岔质量来改变道岔固有频率,从而避开耦合区,抑制车岔振动,是一种有效的措施.

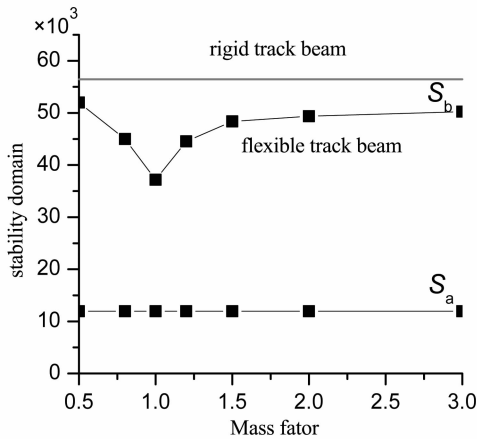


图9 不同质量系数下控制参数稳定域

Fig.9 Stable field of control parameters of different mass

## 5 结论

本文系统开展了中低速磁浮车岔耦合系统悬浮稳定性研究,建立了悬浮电磁铁模型、悬浮控制器模型、车辆系统模型、道岔梁模型,构建了车岔耦合模型系统.

1)数值仿真分析了磁浮车辆在道岔梁上的动态悬浮行为,再现了稳态悬浮、系统自激振动和悬浮吸死三种状态.

2)利用演算法计算了悬浮控制参数 $k_p$ 下车岔系

统悬浮振动的分叉特性.控制参数 $k_p$ 的悬浮稳定域存在上下限值.下限之下为车辆悬浮系统低频自激振动,上限之外为车岔耦合自激振动.

3)研究了道岔质量和固有频率与悬浮控制参数稳定域的关系,当道岔固有频率与悬浮频率相近时,悬浮控制参数稳定域上限值最小,稳定域下限值不受影响.通过改变道岔质量可以扩大悬浮稳定域,使系统避免车岔耦合自激振动.

## 参 考 文 献

- 1 罗华军,吴志会,佟来生,等.中低速磁浮通车岔耦合振动研究.电力机车与城轨车辆,2018,41(1):5~8 (Luo H J, Wu Z H, Tong L S, et al. Research on vehicle and turnout coupling vibration for mid-low speed maglev. *Electric Locomotives and Mass Transit Vehicles*, 2018, 41(1):5~8 (in Chinese))
- 2 柴小鹏,汪正兴,王波,等.磁浮工程道岔梁的TLMD减振技术研究.世界桥梁,2017(2):60~65 (Chai X P, Wang Z X, Wang B. Study of TLMD vibration mitigation technique for switch beams in maglev project. *World bridges*, 2017(2):60~65 (in Chinese))
- 3 Masada E, Kitamoto M, Kato J, et al. Present status of maglev development in Japan and hsst-03 project. *International Conference on Maglev Transport: Now & for the Future*, 1984
- 4 Kim K J, Han B J, Han H S, et al. Coupled vibration analysis of Maglev vehicle-guideway while standing still or moving at low speeds. *Vehicle System Dynamics*, 2015, 53(4):587~601
- 5 Zhou D, Hansen C H, Jie L, et al. Review of coupled vibration problems in EMS maglev vehicles. *International Journal of Acoustics & Vibration*, 2010, 15(1):10~23
- 6 Wang L, Li J, Zhou D, et al. An experimental validated control strategy of maglev vehicle-bridge self-excited vibration. *Applied Sciences*, 2017, 7(1):38
- 7 李金辉. EMS型磁浮列车—桥梁耦合振动控制技术研究.长沙:国防科学技术大学,2015 (Li J H. The vibration control technology of EMS maglev vehicle-bridge coupled system. Changsha: *National University of Defense Technology*, 2015 (in Chinese))
- 8 周丹峰,李杰,余佩倡,等.磁浮交通轨排耦合自激振动分析及自适应控制方法.自动化学报,2019,45(12):2328~2343 (Zhou D F, Li J, Yu P C, et al. Analysis

- and adaptive control of the track induced self-excited vibration for the maglev transport. *Acta Auto Matica Sinica*, 2019, 45(12):2328 ~ 2343 (in Chinese))
- 9 王洪坡, 李杰, 张钜. 速度时滞反馈控制下磁浮系统的稳定性与Hopf分岔(英文). *自动化学报*, 2007, 8:47 ~ 52 (Wang H P, Li J, Zhang K. Stability and hopf bifurcation of the maglev system with delayed speed feedback control. *Acta Auto Matica Sinica*, 2007, 8:47 ~ 52 (in Chinese))
- 10 王洪坡. EMS型低速磁浮列车/轨道系统的动力相互作用问题研究. 长沙:国防科学技术大学, 2007 (Wang H P. Vehicle-guideway dynamic interaction of the EMS low speed maglev vehicle. Changsha: *National University of Defense Technology*, 2007 (in Chinese))
- 11 施晓红. 常导高速磁浮列车车轨耦合非线性动力学问题研究. 长沙:国防科学技术大学研究生院, 2005 (Shi X H. Research on the guideway-vehicle coupling nonlinear dynamic problems of the EMS high-speed maglev. Changsha: *National University of Defense Technology*, 2005 (in Chinese))
- 12 施晓红, 余龙华, 常文森. EMS磁浮列车车/轨耦合系统的分岔现象研究. *力学学报*, 2004, 36(5):634 ~ 640 (Shi X H, Yu L H, Chang W S. The bifurcation analysis of the EMS maglev vehicle-coupled-guideway system. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2004, 36(5):634 ~ 640 (in Chinese))

## STUDY ON LEVITATION STABILITY OF MAGLEV VEHICLE TURNOUT BEAM COUPLING SYSTEM\*

Li Zhongji<sup>1</sup> Chen Zhixian<sup>2</sup> Dong Hao<sup>3</sup>

(1. *Institute of Science and Technology*) (2. *China Railway Eryuan Engineering Group Co. Ltd, Chengdu 610031, China*)

(3. *Chengdu University, Chengdu 610106, China*)

**Abstract** Based on the bifurcation theory, the levitation stability of maglev vehicle turnout beam coupling system is studied. The magnetic levitation electromagnet model, levitation controller model, vehicle system model and turnout beam model are established, and the vehicle turnout coupling model system is constructed. The dynamic levitation behavior of maglev vehicle on turnout beam is analyzed in detail. Three levitation states, i. e., steady levitation, self-excited vibration and levitation sucking, are simulated and reproduced. The bifurcation characteristics of levitation vibration of vehicle-turnout coupling system with different levitation control parameters are calculated by using the brute-force method. The relationship between the mass and natural frequency of turnout and the stability region of suspension control parameters is studied. The results show that there are upper and lower limits for the stability region of the control parameter  $k_p$ . As  $k_p$  is less than the lower limit, there is the low-frequency self-excited vibration of the vehicle suspension system. As  $k_p$  is greater than the upper limit is the coupled self-excited vibration of the turnout. When the natural frequency of turnout is close to suspension frequency, the upper limit value of stability region of suspension control parameters is the smallest, and the lower limit value of stability region is not affected. By changing the mass of turnout, the levitation stability region can be expanded, and the coupling self-excited vibration of turnout can be avoided.

**Key words** magnetic levitation, train turnout coupling, nonlinear vibration, levitation stability region

Received 14 June 2021, revised 9 August 2021.

\* The project supported by National Natural Science Foundation of China(11802041), China Postdoctoral Science Foundation (2020M683367), The open project of State Key Laboratory of Mechanical Behavior and System Safety of Traffic Engineering Structures (KF2021-13).

† Corresponding author E-mail: fusiji@my.swjtu.edu.cn