

磁浮车辆/轨道系统动力学(II) ——建模与仿真*

赵春发 翟婉明

(西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031)

摘要:评述了磁浮车辆/轨道系统动力学建模、数值求解及动力响应分析与动力性能评价等方面的研究进展。随着磁浮列车技术逐步成熟,磁浮车辆/轨道系统动力学建模越来越细致,动力学仿真主要开展了车/桥垂向耦合作用研究、车辆曲线通过性能研究和车辆/轨道系统随机振动响应研究。为了更为真实地模拟磁浮列车系统动力响应,今后需要建立考虑磁转向架结构、悬浮导向控制系统、直线电动机和空气动力作用的耦合大系统动力学模型,寻找高效求解磁浮大系统非线性时变微分方程的数值方法,开展磁浮列车系统动力学参数优化研究、磁浮列车纵向动力学研究以及动力学仿真试验验证,并确立一套磁浮列车系统动力学性能评价标准。

关键词:磁浮车辆 高架梁 耦合动力学 反馈控制 数值仿真

中图分类号:U266 U237

0 前言

磁浮车辆/轨道系统是机-电-土木结构耦合作用的复杂动力系统,对此类复杂系统开展动力学研究,已远远超出了理论解析的范畴,必须要借助于计算机进行数值仿真。数值仿真不仅可以用较小的投入获得复杂问题的数值解,从而减少对大量昂贵试验的依赖;数值仿真还能够迅速地开展参数化研究,实现对早期系统设计方案的论证、最终产品动力性能的校核与优化设计。对磁浮列车而言,动力学仿真可以模拟现有磁浮试验线上发生的典型动力响应,寻找其不利于工程应用的动力作用原因与改进技术措施;还可以对目前无法开展的动力学试验进行动力响应预测及其性能评估,从而缩短磁浮列车研发周期,节约研发成本,提高磁浮列车整体设计水平。

实现磁浮车辆/轨道系统动力学数值仿真,其关键有:建立合理的数学模型,充分反映磁浮车辆/轨道耦合作用的物理本质。选择有效的数值算法,使其适用于磁浮列车系统机-电-土木结构强非线性耦合作用分析。确定磁浮车辆/轨道系统基本参数,模型参数准确与否直接影响仿真结果的精度与可靠性。数值仿真的试验验证,只有将典型动力学测试结果与仿真分析结果进行细致的对比,才能逐步完善动力学模型与仿真软件,提高仿真分析的

准确性和实用性。

20 世纪 70 年代以来,伴随着磁浮列车技术的发展,磁浮车辆/轨道动力学研究从未间断。基于国内外 30 余年来常导(EMS)磁浮车辆/轨道系统动力学研究工作,本系列文章之一重点评述了磁/轨相互作用与磁浮系统稳定性研究,作为其第二部分,拟进一步对磁浮车辆/轨道系统动力学建模、数值仿真与分析以及动力学性能评价等方面进行评述。

1 动力学建模

1.1 磁浮车辆模型

磁浮车辆结构可分为上部结构与下部结构,其上部车厢结构与传统铁路客车的基本相同,下部磁走行部则与轮轨车辆的完全不同。因此,磁浮车辆动力学建模的关键在于下部结构建模。

20 世纪 90 年代之前,磁浮列车技术研究还属于系统概念设计阶段,因此,早期磁浮车辆动力学建模一般不考虑车辆的具体结构,车辆往往简化为移动常力(集中力或分布力)或移动质量块(一级或两级悬架)^[1-7],较为复杂的磁浮车辆模型不多。例如,K. Popp^[8,9]以德国 TR05 磁浮车为原型建立了考虑车辆两级悬架和 8 个主动悬浮力的 13 自由度车辆垂向模型(图 1);M. Nagai 和 M. Iguchi^[10]考虑两转向架和分布电磁力,建立了 4 自由度车辆垂向模型;赵春发和翟婉明等^[11]以 TR06 为原型,建立了 10 自由度车辆垂向模型(图 2)。显然,上述磁浮车辆模型用于初步研究车/桥耦合作用基本规律是合适的,当需要较为准确地模拟磁浮车辆的动力响应时,磁转

* 国家自然科学基金(50405028)、教育部创新团队计划、四川省应用基础研究计划(02GY029040)和西南交通大学科技发展基金(2003A14)资助项目。20040930 收到初稿,20050319 收到修改稿

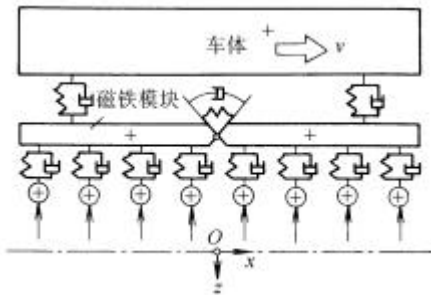


图 1 TR05 磁浮车辆模型

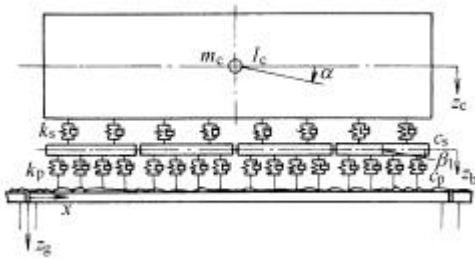


图 2 TR06 磁浮车辆模型

向架结构及其悬浮导向控制必须要加以考虑。

20 世纪 90 年代以后，德、日常导磁浮列车技术逐步成熟，磁浮车辆结构也基本定型。图 3、4 分别为日本 HSST-100S^[12, 13] 低速磁浮车辆和德国 TR08^[14, 15] 高速磁浮车辆结构示意图。基于这些磁浮车辆结构，各种详细的磁浮车辆动力学模型得以建立，如赵春发^[16]、曾佑文等^[17, 18]以青城山 CFC 磁浮车(与 HSST-100S 结构相似)为对象，在详细分析磁转向架结构特点的基础上，建立了 35 自由度常导磁浮车辆空间模型(图 5)，该模型考虑了车体、磁铁模块除纵向运动之外的其他 5 自由度。W. M. Zhai 等^[19]还针对 TR08 磁浮车辆系统，考虑 TR08 车辆各部件刚体运动，如分离式摇枕的沉浮、横移、侧滚运动，C 形悬浮框的沉浮、横移、侧滚、摇头和点头运动，建立了 133 自由度 TR08 磁浮车辆空间模型。上述车辆模型在转向架建模方面均十分细

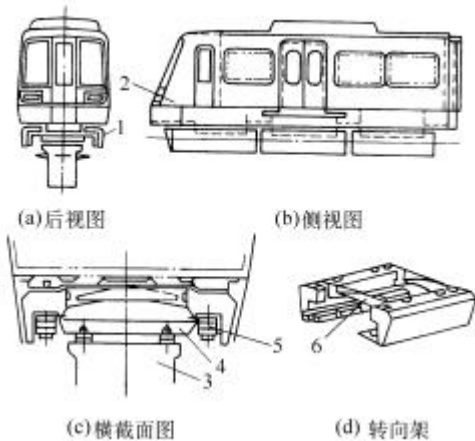


图 3 HSST-100S 磁浮车辆结构示意图

1. 模块 2. 车体 3. 基础梁 4. 钢枕 5. 电磁铁 6. 防侧滚梁

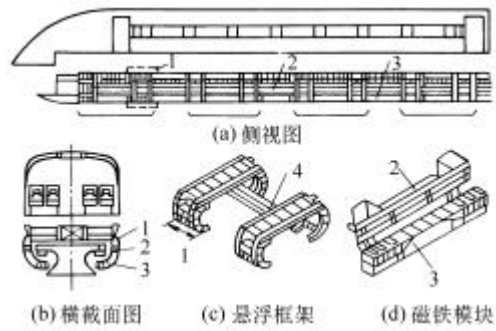


图 4 TR08 磁浮车辆结构示意图

1. 悬浮框 2. 导向磁铁 3. 悬浮磁铁 4. 纵向连接梁

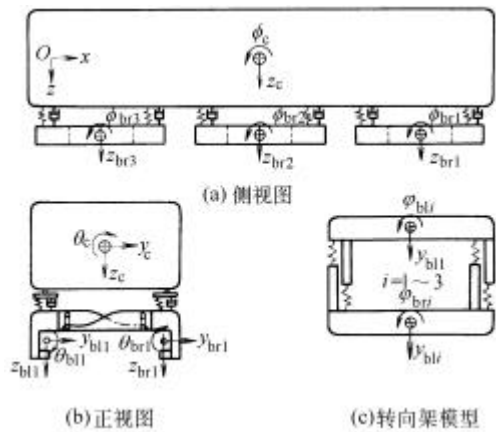


图 5 青城山低速磁浮车辆空间模型

致，这对准确地模拟磁浮车辆动力学行为尤为重要，而凭借目前发达的计算机能力，其动力学仿真也是完全可行的。

需要注意的是，磁浮车辆结构(特别是转向架)大量采用了铝合金材料，这使得某些部件的弹性变形有可能与其刚体位移量级相当，因此，在磁浮车辆建模时至少应将这些部件视为弹性体。但是，弹性车辆模型的自由度较刚性车辆模型的大得多，这就需要在计算精度与计算效率两者之间进行权衡，适当地引入弹性体单元，或采用有限元法和模态凝聚技术离散弹性结构，建立刚 - 弹性磁浮车辆模型。这是磁浮车辆建模未来的发展趋势。

1.2 磁浮轨道模型

1.2.1 轨道梁模型

在德国 Emsland 磁浮试验线上^[20, 21]，高架轨道梁主要采用了 25 m 单跨混凝土梁和 50 m 双跨钢结构梁；低置线路采用 6.2 m 混凝土板梁；高速道岔采用 8 跨钢结构梁，总长 150 m；低速道岔采用 5 跨钢结构梁，总长 77.5 m。我国上海磁浮线主要采用了 50 m 双跨混凝土复合梁^[15, 22]，其横截面如图 6。由图 6 可见，高速磁浮轨道的功能件与基础梁固结在一起，完全可以作为一个整体建立 Bernoulli-Euler (B-E)梁模型或有限元模型。

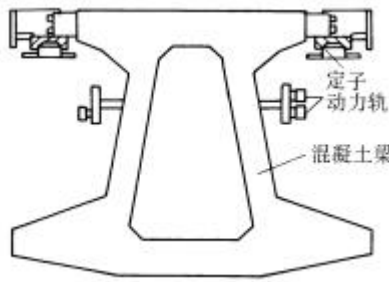


图 6 上海磁浮轨道梁截面图

低速磁浮轨道与高速磁浮轨道区别很大，如日本名古屋试验线^[23]、成都青城山磁浮示范线^[24]、国防科技大学校内试验线^[25]主要采用 12 m 和 16 m 的混凝土梁，间距 1.2 m 的钢枕通过预埋件与梁体联接，导轨则通过螺柱与轨枕两端联接(图 7)。由上可见，低速磁浮轨道明显地分为钢轨、轨枕和支承梁三层结构，类似于轮轨铁路桥上无碴轨道结构^[26]。此外，大跨度桥上磁浮线路，磁浮轨道与桥梁形成梁上梁结构，其动力学建模更为复杂。

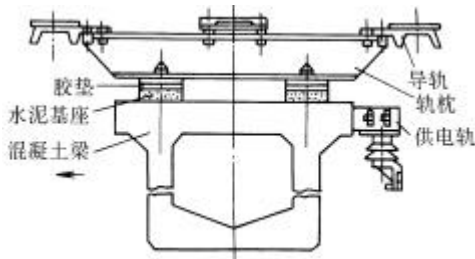


图 7 低速磁浮轨道断面图

已有常导磁浮车辆/轨道系统动力学研究中，W. S. Chiu 等^[1]、H. H. Richardson 等^[2]、C. C. Smith 等^[3]、K. Popp 等^[8,9]、Y. Cai 等^[27-29]、赵春发等^[11,16,30]都采用了单层 B—E 梁模型，显然，这种模型更适用于高速磁浮高架线路。但 B—E 梁只适于求解弹性梁一维振动，若考虑弹性梁垂向、横向和扭转等多维振动时，需要建立有限元模型。赵春发等^[19]假设磁浮梁的垂向、横向和扭转运动相互独立，分别建立三个 B-E 梁模型求解梁的三维振动，这在支承梁振动不大时适合于工程应用。在低速磁浮轨道多层支承模型方面，谢云德等^[31]针对国防科技大学室内磁浮试验线建立了钢轨 - 轨枕连续弹性离散点支承模型，而考虑钢轨 - 轨枕 - 支承梁三层结构的低速磁浮轨道模型尚未见报告。

1.2.2 轨道不平顺模型

磁浮线路几何不平顺是激励车辆和轨道振动的主要外部干扰。目前磁浮列车还没有商业运营的长大干线，无法通过大量线路实测得到实用的磁浮轨道谱。因此，根据磁浮线路构造特点及其不平顺管理要求，合理的估计磁浮线路不平顺基本形式是以

往和近期磁浮线路不平顺建模的基本思路。

磁浮线路不平顺的分类与轮轨线路的^[32,33]大致相同，但产生的原因及具体的不平顺形式不一样。概括来说，磁浮线路不平顺由支承梁、桥墩、导轨和功能件的制造误差与安装误差以及地基沉陷等组成，其中影响旅客乘坐舒适性的长波不平顺主要来自支承梁弹性变形及其安装误差，以及桥墩错位和地基沉降。

早期磁浮线路不平顺建模中，P. K. Sinha^[7]、K. Popp^[34]、M. Miyamoto^[35]借用了其他地面线路谱模拟磁浮线路随机不平顺，如公路谱、铁路轨道谱的基本形式

$$S(W) = \frac{A}{(W^n + D)} \quad \text{m}^2 \cdot \text{m/rad} \quad (1)$$

式中 W ——空间波数
 n ——频率特征参数
 A ——粗糙度系数
 D ——修正系数

式中，当 $n=2$ 、 $A=1.5 \times 10^{-6}$ m 时相当机场路面谱， $A=1.5 \times 10^{-7}$ m 相当传统高速铁路轨道谱^[7,27]。式(1)适用于地面车辆 300 km/h 速度以下的仿真计算，考虑到磁浮车辆小间隙悬浮运行对线路精度的严格要求(如上海磁浮线混凝土筒支梁挠度比限值 1/4 800，功能件制造安装精度在 ± 1 mm 以内)，以传统高速铁路轨道谱作为磁浮线路谱并不合理。因此，D. A. Hullender^[36]、J. E. Snyder III 和 D. N. Wormley^[37]、J. K. Hedrick 等^[38]对高架线路随机不平顺功率谱进行了理论推导，指出其不平顺功率谱曲线具有明显的分段特性。而 A. Furukawa 等^[39]对日本宫崎试验线和山梨试验线轨道随机不平顺理论分析和试验研究结果也证实了这一结论。因此，在近期磁浮车辆随机振动仿真研究中，H. Tsunashima 等^[40,41]、赵春发和翟婉明^[42,43]采用图 8 所示磁浮线路不平顺模型，图 8 中各分段功率谱函数采用了式(1)的基本形式。

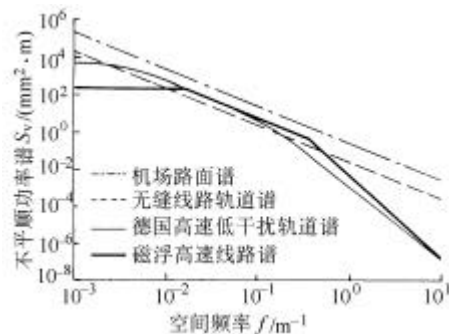


图 8 磁浮线路垂向不平顺功率谱

磁浮线路波长 3 m 以下不平顺主要由功能件制造、安装精度决定，它影响悬浮、导向和推进系统

的安全运行,一般较传统地面车辆线路的要小得多。而长波不平顺主要影响磁浮车辆运行平稳性,需要严格控制。图 8 中磁浮线路随机不平顺功率谱按波长大于 60 m、小于 3 m 和 3~60 m 之间分段表述,将其与机场跑道谱、无缝线路轨道谱和德国高速低干扰谱的比较可见:磁浮线路谱反映了其短波不平顺较小、长波不平顺被严格控制的特性,很好地吻合了实际磁浮线路特征。

1.3 磁浮车辆/轨道耦合模型

在磁浮车辆/轨道耦合模型中,联系车辆模型与轨道模型的是磁/轨作用模型,磁/轨作用模型的真实程度将直接决定系统仿真结果的准确性。本系列文章之一已详细分析了一、二维静态磁/轨作用模型和主动磁/轨作用模型,故本节不再单独介绍磁/轨作用模型,而是侧重讨论磁/轨作用模型在磁浮车辆/轨道耦合作用模型中的应用。

1.3.1 非耦合和部分耦合模型

当电磁力等效为移动常力或被动弹簧-阻尼力,即没有专门的磁/轨作用模型时,磁浮车辆/轨道之间实质上是非耦合作用或部分耦合作用(忽略动态电磁力的耦合作用)。非耦合模型易于开展车辆和轨道子系统固有动力特性分析(如频率与模态分析)。部分耦合模型可用于初步研究磁浮车辆/轨道系统动力学基本规律。

然而,依据部分耦合模型的动力学研究结果表明:磁浮车辆与高架桥之间存在强烈的耦合作用。因此,建立更为真实的磁/轨作用模型,用于准确地模拟磁浮车辆/轨道耦合系统动力响应十分必要。

1.3.2 耦合作用模型

磁浮车辆/轨道耦合模型按磁/轨作用模型是否完备,可分为简单车/轨耦合模型和复杂车/轨/控制器耦合模型。前者只考虑悬浮导向控制基本规律,如谢云德等^[44]、武建军和郑晓静等^[45,46]、赵春发^[30]建立的磁浮车辆/轨道耦合模型。后者则将控制系统模型(含滤波器、观测器和控制器)与车辆、轨道模型联合起来组成完整的磁浮车辆/轨道/控制器耦合模型。如李云钢^[47]、赵春发和翟婉明^[48]在低速 EMS 磁浮车辆起浮动态响应仿真研究中,建立了单铁/轨道/控制器耦合模型。

显然,磁浮车辆/轨道/控制器耦合模型是模拟磁浮列车动力响应最为理想的模型。但控制系统数学模型的阶数为 8~10 阶,而低速 EMS 磁浮车具有 12(HSST-100S)或 20(HSST-100L)个悬浮控制器,TR08 高速磁浮车具有 32 个悬浮控制器和 24 个导向控制器,无疑,这将加强磁浮系统非线性耦合作用,

大幅增加系统自由度,大大降低仿真计算速度。由此可见,完整的耦合作用模型虽然提高了系统动力学仿真精度,但也显著地降低了计算速度与效率,因此,可以根据各自的研究目的采用不同复杂程度的磁浮车辆/轨道耦合作用模型。

1.4 磁浮列车大系统动力学模型

磁浮列车系统是一个复杂的有源动力系统,除了磁浮车/桥耦合作用主要问题外,气动力、直线电动机作用力对列车动力性能的影响均不可忽视。而开展这些研究工作,需要在磁浮车辆/轨道耦合模型中引入气动力作用模型和直线电动机作用模型,最终建立磁浮列车大系统动力学模型。

磁浮列车空气动力学研究以全尺度列车或实验室尺度列车模型试验和 CFD(Computational fluid dynamics)模型分析为主,J. L. Peters^[49]、J. A. Schetz^[50]对 20 世纪此方面的研究进行了述评。但大部分已有空气动力学研究结果还不能直接应用于磁浮车辆/轨道动力学仿真分析,将复杂的 CFD 模型引入磁浮车辆/轨道耦合模型也不现实。因此,如果试验数据和 CFD 分析结果作相应的数据分析,获得磁浮列车气动力的简化理论模型,那么磁浮列车大系统动力学仿真可以顺利地展开。如 D. B. Charchas^[51]依据 NASA 高速列车空气动力学试验数据,提出如下气动力计算模型

$$F_A = T_1 j \quad (2)$$

$$T_A = T_2 G + d \times T_2 j \quad (3)$$

式中 j , G ——气动力与力矩测试数据

$$G^T = (C_R, C_P, C_Y)$$

$$j^T = (-C_D, C_S, -C_L)$$

T_1, T_2 ——变换矩阵

d ——测试力中心与车辆质心位置矢量

C_D, C_S, C_L ——阻力、侧力和升力系数

C_R, C_P, C_Y ——侧滚、俯仰和摇头力矩系数

直线电动机提供磁浮列车牵引力的同时,还会产生横向力和法向力,为了考虑它们对磁浮车辆/轨道动力作用的影响,T. Koseki 和 E. Masada 等^[52,53]建立了计算 LIM(Linear induced motor)电动机三维力的电磁场模型。刘少克和罗昆^[54]则利用直线电动机静态测试架,分析了 LIM 直线电动机法向力与电流、频率和悬浮气隙之间的关系。借鉴这些研究工作,可以建立适合磁浮车辆/轨道系统动力学仿真的电动机作用力模型。

无论是磁浮空气动力学研究,还是直线电动机作用力分析,目前很少有针对磁浮车辆/轨道系统动力学的研究。因此,建立相应的气动力模型和电动机作用模型还需要开展新的针对性研究工作。

2 动力学方程与数值求解

2.1 动力学微分方程

假设磁浮车辆各部件为刚体，依据牛顿第二定律，磁浮车辆系统动力学方程为

$$m_v \ddot{X}_v + c_v \dot{X}_v + k_v X_v = F_m(X_v, X_c, Q) \quad (4)$$

式中 $F_m = (f_{m1}, f_{m2}, \dots, f_{mn})$

$$f_{mk} = \frac{m_0 (Ni_k)^2 S}{2c_k^2} \quad k = 1, 2, L, n$$

m_v ——车辆系统质量矩阵

c_v ——车辆系统阻尼矩阵

k_v ——车辆系统刚度矩阵

X_v ——车辆系统状态矢量

X_c ——控制系统状态矢量

Q ——轨道梁广义位移矢量

F_m ——车辆受到的外部力矢量

i_k ——第 k 个磁极的线圈电流

c_k ——第 k 个磁极处悬浮气隙

μ_0 ——空气磁导率

N ——电磁铁线圈匝数

S ——磁极有效面积

B-E 梁动挠度的求解一般采用模态叠加法，利用模态的正交特性，其动力学方程为

$$\ddot{q}_j + 2x_j w_j \dot{q}_j + w_j^2 q_j = F_j(X_v, X_c, j_j) \quad (5)$$

式中 q_j ——第 j 阶广义位移

j_j ——第 j 阶振动模态

w_j ——第 j 阶固有频率

x_j ——第 j 阶相对阻尼

F_j ——第 j 阶广义力

常导磁浮列车悬浮和导向控制系统基本相同，若只考虑控制基本规律，电磁铁控制电流方程为

$$i_c = k_0 \zeta + k_1 \dot{\zeta} + k_2 \ddot{\zeta} \quad (6)$$

式中 i_c ——电磁铁控制电流

k_0 ——气隙反馈系数

k_1 ——气隙速度反馈系数

k_2 ——气隙加速度反馈系数

如果考虑基于状态观测器的反馈控制，控制系统状态空间方程为

$$\begin{cases} \dot{X}_c = AX_c + BU \\ Y_o = CX_c \end{cases} \quad (7)$$

式中 A ——系统矩阵

B ——输入矩阵

C ——输出矩阵

U ——输入状态矢量

Y_o ——控制电流或电压

式(4)、(5)和式(6)或(7)组成了磁浮车辆/轨道耦合系统动力学方程。其中，将式(4)和(5)降为一阶微分方程，并与式(7)联立，便可得到磁浮车辆/轨道/控制器系统动力学微分方程

$$m(t, X) \dot{X} = F(t, X) \quad (8)$$

式中 m ——与状态相关的时变质量矩阵

F ——与状态相关的非线性时变函数

2.2 数值求解方法

由式(4)、(5)可见，如果电磁力等效为移动常力或弹簧-阻尼力，磁浮车辆/轨道系统动力学方程演变为常微分方程组，采用经典的 Runge-Kutta、Newmark 等方法可方便地进行数值求解。若采用 W. M. Zhai^[55]提出的新型快速显式积分法，则积分过程无需求解高阶线性代数方程组，不仅计算速度快，而且计算精度高。

对于式(4)~(6)组成的耦合系统动力学方程，因为电磁力的非线性表达式和式(6)中的二阶微分项，使得动力学方程演变为二阶非线性微分方程组，其数值求解变得复杂。一般有两种简化处理，其一(如武建军^[56])忽略式(6)中的二次项，采用 Runge-Kutta 法求解；其二(如赵春发^[30])采用参考文献[55]中新型快速显式积分法，将式(6)中的加速度项用前一步的计算结果替代，这一处理对计算结果的精度影响不大。

式(8)属于隐式变系数微分方程组，其数值求解属国际性难题。W. Kortüm^[57]指出，由 Gear 发展的基于回代差分公式的多步积分法适于求解此类问题，更为有效的数值求解需要探索新的计算方法。

3 动力学性能评价

目前还没有专门的磁浮列车系统动力性能评价标准，磁浮车辆动力学性能评价一般采用铁道车辆动力性能评价规范，如 ISO2631、UIC513、DIN45672-2 和 GB5595-1985 等。另外，1971 年美国制定了气垫悬浮车辆走行品质评价标准，简称 UTACV(Urban tracked air-cushion vehicle)规范，它也可以用于磁浮车辆动力性能评价。

3.1 Sperling 评价方法

Sperling 乘坐指标 W_z 用于衡量铁道车辆的乘坐质量与舒适程度^[32]。乘坐质量评价车辆本身，乘坐舒适性则根据机械振动对旅客的影响来评价车辆。 W_z 的表达式为

$$W_{z1} = 0.896 \sqrt{a^3 / f} \quad \text{乘坐质量} \quad (9)$$

$$W_{z2} = 0.896 \sqrt{a^3 F(f) / f} \quad \text{舒适度} \quad (10)$$

式中 a —— 加速度峰值(cm/s^2)

f —— 振动频率

$F(f)$ —— 频率修正系数

总的乘坐指数则采用下式计算

$$W_z = (W_{z1}^{10} + W_{z2}^{10} + L + W_{zn}^{10})^{1/10} \quad (11)$$

基于 Sperling 指标法, 1985 年我国颁布了国家标准 GB5599-1985^[58], 它规定了我国铁道客车运行平稳性按平稳性指标和最大振动加速度评定, 并简化为四个等级——“优”、“良好”、“合格”和“不合格”。

3.2 ISO2631 标准

ISO2631 是国际标准化组织制定的人体承受振动评价标准 2001 年独立发行了 ISO2631-4^[59]标准, 专门用于固定导轨运输系统(含磁浮列车与橡胶轮对车辆)乘客舒适性评价。ISO2631 采用疲劳时间 T 表述机械振动对人体的影响, 具体评价方法有三分之一倍频法和加权加速度评价法。三分之一倍频法计算每个三分之一倍频带内的加速度均方根幅值, 并由其确定疲劳时间, 其中最短的疲劳时间即为人体所能承受的强度。加权加速度评价法是将所有三分之一倍频中心频率处的振动加速度加权。加权加速度 a_w 表达式为

$$a_w = \sqrt{\sum_{i=1}^n (K_i a_i)^2} \quad (10)$$

式中 a_i —— 各频率组振动加速度(m/s^2)

K_i —— 频率加权系数

3.3 UTACV 走行品质规范

图 9 为 UTACV 车辆走行品质规范规定的车体垂、横向容许最大加速度功率谱曲线^[60,61]。UTACV 规范对车体 1~26 Hz 振动控制十分严格, 并规定车体质心垂向加速度不应超过 0.05 g 远小于德国 ICE 轮轨车辆限值 0.125 g。

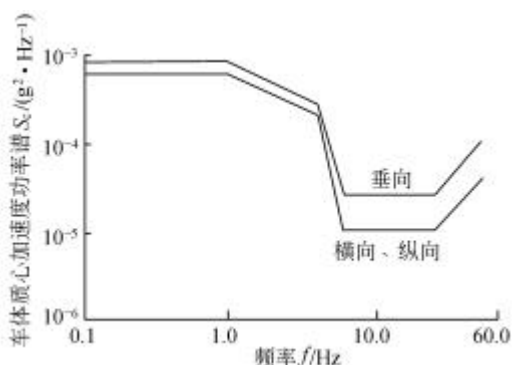


图 9 UTACV 车辆走行品质规范

除了上述车辆动力性能评价标准外, 磁浮列车动力性能评价标准还应包括轨道梁、控制系统以及牵引制动系统的动力性能评价标准。虽然德国(含上海磁浮列车)和日本已经制定了各自的试用规范, 如上海磁浮梁允许垂向挠跨比为单跨 1/4 000、两跨 1/4 800, 轨道梁基频 $f_1 > 1.1v/L$ (L 为跨距)^[15], 但目前还没有形成权威的标准体系, 而且可借用的已有同类标准很少。因此, 确定一套成熟的磁浮列车系统动力性能评价标准是目前的当务之急。

4 动力学仿真与分析

4.1 磁浮车辆/轨道垂向动力学

早期磁浮车辆/轨道系统动力学研究一般不考虑电磁力非线性特性与控制系统, 研究目的在于初步探寻车辆/高架桥垂向耦合作用基本规律, 为磁浮列车系统概念设计提供理论基础。如 W. S. Chiu 等^[1]、C. C. Smith 等^[3]、K. Popp 等^[5]、R. M. Katz 等^[62]研究了车/轨质量比 R_1 、梁的基频与车辆悬架频率比 R_2 、车辆一、二级悬架刚度比 R_3 、车辆通过一跨梁的时间与轨道梁基本周期比 R_4 等对系统动力性能的影响, 其基本结论有: 增加 R_1 , 车辆加速度增大, 高架桥冲击系数减小。 R_2 越接近 1, 车辆加速度越大; $R_4=0.5$ 或 1 时车/轨发生共振, $R_4=0.8$ 时简支梁冲击系数最大。 R_3 增加, 车体加速度增加很小; 增加车辆悬架阻尼, 当 $R_4 > 2.0$ (低速) 车辆加速度增加, $R_4 < 2.0$ 时车辆加速度减小。 增加轨道阻尼可明显减小轨道冲击系数等。又如 J. F. Wilson 和 S. B. Biggers^[63]以移动均匀分布力模拟高速、长大悬浮列车在连续单跨梁上的运行, 其数值计算表明列车越长, 车/桥共振速度 v_c 越大, 共振时的桥梁挠度幅值也越大, 但当列车长度大于两跨梁长度后挠度幅值增加不再明显; 对每种列车编组 $V_c = f_1 L v_c$ 比值基本不变, 如列车长度与桥梁跨距比为 1.0、1.5、2.0、2.5 时, 其比值分别为 0.50、0.35、0.27 和 0.22; 高速运行条件下, 跨中最大挠度出现在尾车即将或刚离开该跨时, 且列车足够长时桥梁最大冲击系数接近但不超过 2.0。20 世纪 90 年代初, 美国在 NMI (National maglev initial) 计划高速磁浮列车概念设计阶段, Y. Cai 等^[27-29]也开展了此类磁浮车/桥耦合作用研究。

针对德国 TR、日本 HSST、韩国 UTM、中国 CMS 和 CFC 等实际 EMS 磁浮列车系统, 一些学者开展了磁浮车辆/轨道系统动力学理论与试验研究。K. Popp^[8,9]、M. Nagai 和 M. Iguchi^[10]、A. Matsuura^[64]、曾佑文等^[17,18]、赵春发等^[11,16,30]运用

数值方法开展了磁浮车辆/轨道垂向动力学仿真研究，其研究结果为磁浮列车系统动力学优化及其评价提供了更为具体的理论依据与基本数据。如 M. Nagai和 M. Iguchi 指出连续分布悬浮力使得磁浮车辆对桥墩的动力作用较轮轨车辆的要小并且更平缓(图 10)。A. Matsuura 研究表明：磁浮车辆对中小跨距高架桥的动力作用小于轮轨高速车辆，但大跨距桥上刚好相反。翟婉明等^[65]详细地比较了德国 TR06 车辆和日本 JR300 高速轮轨车辆对桥梁的动力影响，指出：相同跨度桥梁上 TR06 车辆加速度要小于 JR300 车辆，跨距小于 22 m 时 TR06 车辆对桥梁的动力作用小于 JR300 车辆，大于 22 m 时则相反(图 11)。赵春发和翟婉明等^[11]还针对德国磁浮车辆 TR06 和 Emsland 磁浮线路，开展了高速磁浮车辆/轨道系统动力学研究，其研究表明：车速 400 km 以下车体加速度小于 0.03 g(图 12)；单跨混凝土梁(跨距 25 m)最大动挠度不超过 6 mm，钢结构两跨梁最大动挠度小于 11 mm，前者小于 1/4 000 挠跨比限值，后者最大挠跨比小于 1/2 000；当车辆运行速度 v 等于 620 km/h 和 650 km/h，即 $v/(f_1L)=1.06$ 和 1.09 时，磁浮车辆分别与单跨梁、两跨梁发生共振，此时系统动力响应大大超标。

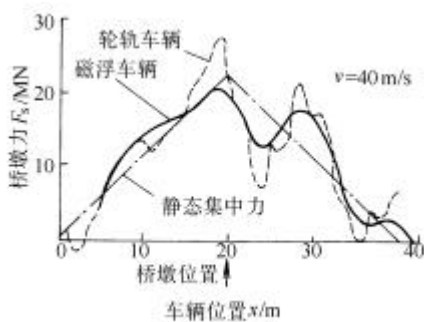


图 10 磁浮车辆与轮轨车辆对桥墩动力作用的比较

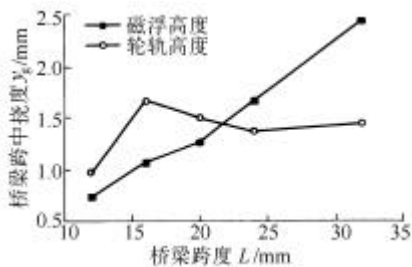


图 11 磁浮与轮轨车辆对桥梁动力作用的比较

上述磁浮车辆/轨道垂向动力学研究都没有考虑主动悬浮控制，究其原因，一是悬浮控制技术的保密性。二是第 2.2 节表明磁浮车/桥/控制器非线性耦合作用的数值求解十分困难，有时显得并不十分必要。赵春发和翟婉明^[19]考虑电流控制规律，在 Matlab 软件平台上开展了磁浮车辆/轨道/控制器系

统动力学研究，其仿真结果与试验结果能较好地吻合(图 13)。

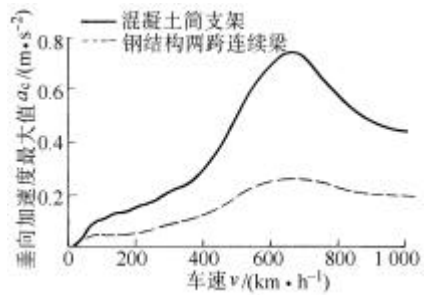


图 12 车速与 TR06 车体最大加速度关系曲线

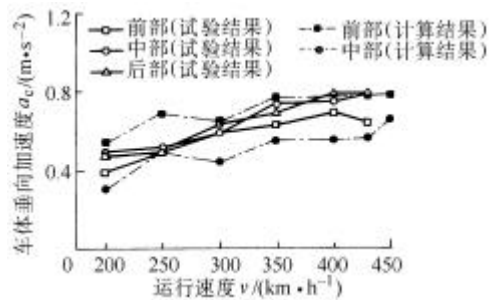


图 13 TR08 车体最大加速度仿真与实测结果比较

4.2 磁浮车辆/轨道横动力学

横向运动稳定性和横向动态响应是磁浮列车横向动力学的主要研究内容。虽然到目前为止各国磁浮试验线上还没有发生严重的车辆横向失稳现象，但低速 EMS 磁浮车辆没有专门的导向磁铁，这在直线运行时问题不大，但曲线通过时将受到考验；TR 高速磁浮车辆虽有专门的导向磁铁及其控制系统，但车速 250~300 km/h 时车辆横向摇摆明显，直接造成了列车横向平稳性的显著下降，这说明高速常导磁浮列车的横向动力学问题仍旧十分突出，需要加以研究。然而，已有磁浮列车横向动力学研究很少，而且主要是曲线通过性能研究。

日本 HSST-03 磁浮车^[66]转向架上装有四个联锁的横向油缸，电磁铁横向错位布置，这些措施是为了增强横向阻尼，提高左右悬浮模块在曲线上的协调能力。Y. Hosoda 等^[67]对该车在半径 250 m 曲线上的数值仿真表明，正弦型缓和曲线上车辆横向动力性能较螺旋线、余弦型缓和曲线更优；试验研究表明，同侧悬浮块具有相对摇头角，形成贴近曲线线路的折叠线(图 14)。但 HSST-03 磁浮车转向架质量较大，横向油缸设置也使得转向架结构复杂，故 HSST-100 取消了横向油缸，增加了防侧滚梁和钢索导向机构。

我国研制低速磁浮车辆过程中，蒋启龙^[68]、李云钢和常文森^[69]、张昆仑和蒋启龙^[70]对其导向方式开展了研究，从而为我国低速磁浮车横向动力学研

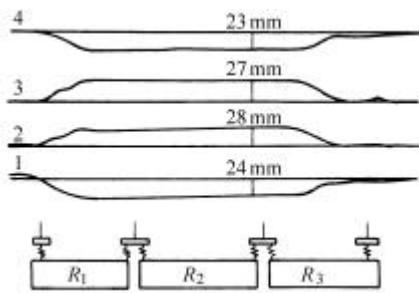


图 14 HSST-03 车体与模块之间相对位移($R=250\text{ m}$)

1. R_1 前端 2. R_1 后端 3. R_3 前端 4. R_3 后端

究提供了基础。卜继玲等^[71]对 CFC 低速磁浮车辆动态曲线通过进行了数值仿真,但其电磁升力和导向力的简化计算缺乏理论依据,也没有考虑主动悬浮控制。赵春发^[30]采用二维磁/轨作用模型,考虑悬浮与导向控制规律,比较了四种导向方式(磁铁横向不错位,被动导向。错位 5 mm,被动导向。错位 5 mm,横向速度反馈系数 $K_v=100\text{ V}\cdot\text{s/m}$ 。错位 5 mm, $K_v=200\text{ V}\cdot\text{s/m}$)磁浮车辆在正弦不平顺激励下的横向动态响应(图 15),图 15 表明:采用主动导向方式时,模块横向位移幅值较方式 1 分别减小了 13%和 31%。较方式 2 减小了 32%和 46%,由此可见,主动导向可显著改善车辆横向动力特性,且 K_v 越大车辆横向阻尼也越大。参考文献^[30]还开展了 CFC 低速磁浮车辆动态曲线通过仿真研究,计算结果表明三次抛物线型缓和曲线起始点上车辆垂向冲击极大,而采用超高圆顺改善型三次抛物线缓和曲线^[72]后垂向冲击大大降低;半径 300 m 超高 1° 曲线上车速 60 km/h 时,模块侧梁与轨道侧面最小间隙为 10.1 mm(额定间隙 20 mm),两者不易发生机械接触;但车速增大到 75 km/h 时最小间隙仅为 3.73 mm,两者极易发生机械碰撞(图 16)。半径 1 100 m 无超高曲线上,即使车速为 90 km/h 时模块侧梁与轨道侧面最小间隙仍有 12.7 mm(图 17),磁转向架可以顺畅通过,但车辆最大未平衡加速度为 0.57 m/s^2 ,车辆乘坐舒适性较差,因此,1 100 m 曲线上车辆通过速度不宜超过 90 km/h。

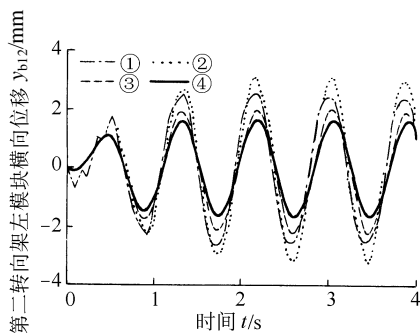


图 15 横向谐波不平顺时磁铁模块横向位移曲线

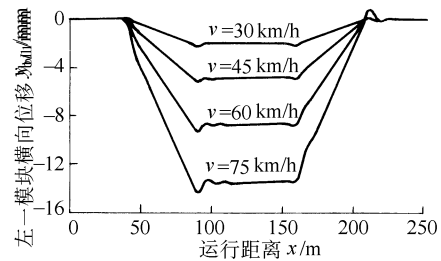


图 16 300 m 半径曲线上磁铁模块横向位移曲线

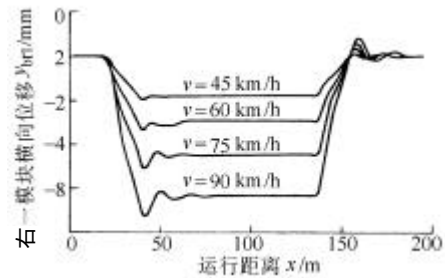


图 17 1 100 m 半径曲线上磁铁模块横向位移曲线

有关高速磁浮车辆曲线通过性能的研究至今未见公开发表的文献,但从 TR 车辆磁走行部件的改进历史来看,德国 TR04 采用的是磁轮,TR05 和 TR06 采用了模块和转向架结构,TR07 和 TR08 磁走行装置采用了链式结构,TR08 悬浮框纵向联结梁还可相对扭转。可见,德国在磁浮列车横向动力学及其曲线通过方面应该做过一些研究。

4.3 磁浮车辆/轨道系统随机振动

系统随机振动研究方法主要有传递函数法、统计线性化、协方差分析法和直接数值积分法等^[73]。传递函数法只能求解线性系统随机响应,统计线性化适合于弱非线性系统,对线性时变系统和非线性系统可采用协方差分析法^[34, 74]和数值积分法。磁浮车辆/轨道耦合动力系统是强非线性系统,采用数值积分法求解其随机振动响应是最为有效的方法,但因为缺乏磁浮线路实测谱,相应的理论分析与仿真研究很少,德、日两国则以现场测试分析为主。

由于早期计算机性能无法满足大规模数值计算的要求,求解磁浮车辆随机振动时往往采取各种简化措施。J. E. Snyder III 和 D. N. Wormley^[37]采用高架线路随机不平顺理论模型和车/轨部分耦合模型,数值求解高架桥上磁浮车辆的随机响应,并以 ISO2631 疲劳曲线评价其性能。M. Miyamoto^[35]考虑刚性轨道,并引入新干线轨道谱,比较分析了不同车辆结构下车体加速度功率谱,指出每车两转向架、转向架中心支承的车辆结构拥有更优的动力性能。另外, K. Popp^[34]、P. C. Müller 等^[75]提出了分析磁浮车辆/轨道系统随机响应的协方差分析方法,该方法引入激励成形滤波器,通过求解 Lyapunov 矩阵方

程得出协方差值,再由感觉成形滤波器输出评定车辆的乘坐舒适性。该方法虽可以求解非线性时变系统的随机振动问题,但滤波器的参数选取复杂,且无法得到系统响应功率谱和时域响应样本,在目前已不再使用。

20世纪90年代,计算机运算速度大大提高,采用数值积分法求解磁浮系统随机振动响应的时机已经成熟。H. Tsunashima等^[40, 41]采用三角级数法模拟线路随机不平顺时域样本,运用Runge-Kutter-Gill法求解机械控制永磁悬浮车辆的随机振动,并以UTACV标准评价车辆运行平稳性。赵春发和翟婉明等^[42, 43]则采用参考文献[76]提出的轨道不平顺模拟法和参考文献[55]提出的数值积分法,仿真分析了TR06磁浮车辆/轨道系统的随机振动响应。下表是TR06车辆的Sperling平稳性指标计算结果,它表明车速450 km/h以下磁浮车辆平稳性指标小于2.5,按我国GB5599-1985标准其运行品质属优级。

表 TR06 磁浮车辆 Sperling 平稳性指标值

车速 $v/(km \cdot h^{-1})$	300	350	400	450	500
地面线路	1.45	1.49	1.52	1.55	1.59
混凝土单跨梁	1.62	1.65	1.71	1.94	2.06
两跨梁 A ¹	1.57	1.59	1.62	1.80	1.91
两跨梁 B ²	1.91	1.98	2.07	2.38	2.53

注:1.梁的材料、截面与单跨梁相同。2.Emsland 钢结构两跨连续梁。

4.4 磁浮列车其他动力学研究

磁浮列车动力学问题除横向、垂向动力学外,还有纵向动力学、空气动力学和直线电动机动力学等,目前这些研究工作很少。而完整地考虑磁浮车辆、轨道、直线电动机和外部空气流场等耦合作用的大系统动力学研究还是一片空白。

磁浮列车高速运行产生的气动力不仅作用于列车附近建筑设施或人的身上,而且也作用于列车本身产生负面影响。其中,磁浮列车空气阻力主要影响列车的牵引与制动,一般而言对列车运行平稳性影响不大。但由于磁浮车辆自重轻,悬浮间隙小,气动升力、俯仰力矩以及横风引起的侧力、侧翻力矩对列车运行稳定性与舒适性的影响则不可忽略。D. B. Cherchas^[51]、D. P. Garg 和 T. M. Barrows^[77]的理论分析与仿真结果就证实了这一结论。J. S. Tyll等^[78]采用1:12模型进行磁浮列车风洞试验,得到了气动力与流场雷诺数的关系。J. P. Howell^[79]采用同样的实验模型开展了磁浮列车横风稳定性研究。李人宪和翟婉明等^[80, 81]则利用流体动力学分析软件STAR-CD开展了高速磁浮列车三维气动力数值分析,其研究表明:悬浮气隙大小对空气阻力的影响非常微小,常导磁浮列车受到的气动升力使车

体下沉,俯仰力矩使车头向下、车尾向上,且随车速增加而增大。近几年,日本、德国和中国均在本国磁浮试验线上开展了列车空气动力学试验^[82, 83],其测试结果将有利于完善空气动力学理论模型与仿真分析方法。

在直线电动机动力学研究方面,T. Koseki 和 E. Masada 等^[52, 53]开展了LIM电动机横向动力学仿真与试验研究,结果表明直线电动机与磁铁之间的相互作用不明显,如果优化设计直线电动机初、次级结构,电动机横向力可以辅助低速磁浮列车导向。刘少克和罗昆^[54]对CMS直线电动机的试验研究表明,LIM电动机法向力为吸引力,并随电流和频率增加而减小;频率50 Hz时法向力随气隙增加而减小,但100 Hz时随气隙增加而缓慢增大;额定条件下电动机法向力小于1400 N,占模块额定悬浮力的密度不足4.7%,一般可通过悬浮控制使磁浮车辆稳定悬浮运行。

由上可见,目前磁浮列车空气动力学和直线电动机动力学研究与磁浮车辆/轨道耦合动力学研究基本独立,相互之间交叉渗透研究很少。

5 结论

综上所述,伴随着磁浮列车技术的逐步成熟,磁浮车辆/轨道动力学建模越来越细致,仿真研究内容由车/桥垂向耦合作用研究,逐步涉及到车辆曲线通过性能研究,车辆/轨道系统随机振动响应研究,以及气动力和直线电动机对磁浮列车动力性能影响的研究。近几年来,磁浮车辆/轨道/控制器系统耦合动力学研究取得了明显的进展,但由于现场试验数据匮乏,磁浮系统动力学仿真的试验验证还无法开展,这就大大限制了其工程应用的步伐。目前,考虑直线电动机牵引系统以及磁浮列车空气动力效应,建立磁浮列车大系统动力学模型,采用数值方法开展磁浮列车大系统动力学研究是大势所趋。但需要探索高效求解非线性时变微分方程组的数值方法,获得磁浮线路实测不平顺功率谱,确立一套磁浮列车系统动力学评价指标体系及其标准。

鉴于此,认为以下5个方面应是今后磁浮列车系统动力学研究重点或新的探索方向。

(1) 磁浮列车/高架桥/控制器耦合系统动力学是将来的主要研究方向。它将真正实现车辆工程、桥梁工程、控制工程以及电磁理论在磁浮列车系统动力学中的交叉应用。其研究重点在于复杂耦合模型的建立及其数值求解,其中,前者需要探索刚-弹性磁浮车辆建模方法,后者则要探索高效的数值

求解方法。

(2) 磁浮列车系统动力学参数优化研究。已有研究主要是子系统局域优化 磁浮列车/高架桥/控制器耦合系统动力学全局优化研究极少。各国磁浮试验线发生的车辆静悬失稳、低速过岔时车/轨共振和特殊工况下车辆横向摇摆剧烈问题,均需要结合工程实际开展磁浮系统动力学全局优化研究。此外,针对磁浮列车尾车振动剧烈问题,可以通过优化研究获得尾车最优参数匹配原则以及磁浮列车最优编组方案。

(3) 空气动力效应、直线电动机对磁浮列车系统动力学性能影响的研究。目前的空气动力学研究、直线电动机动力学研究基本上局限于自己的研究领域,将来的研究应考虑气动力、直线电动机动态力对系统动力学性能的影响,必要时可建立磁浮列车大系统动力学模型,开展磁浮车辆系统、轨道系统、控制系统、牵引制动系统和外部空气流场等耦合大系统动力学研究,用以分析评价磁浮列车整体动力学性能。

(4) 磁浮列车纵向动力学研究和磁浮列车过岔动力学研究。这两方面的研究工作目前尚未开展,但都是磁浮列车工程应用必需加以解决的问题。其中,前者要涉及到空气动力学、直线电动机动力学和牵引制动动力学;后者涉及到道岔设置、转向架弹性建模和曲梁建模等。

(5) 磁浮列车系统动力学试验与仿真模型的验证。事实证明,德国和日本大量的磁浮列车动力学试验对其磁浮列车技术应用开发意义重大。因此,我国应该利用目前已有的高、低速磁浮试验线,积极开展磁浮列车/桥梁/控制器系统动力学综合测试。它不仅是磁浮列车系统动力学仿真试验验证的需要;而且为磁浮系统动力学结构优化、线路随机不平顺功率谱测定、磁浮车辆和桥梁动力学性能评价标准的确定等提供了基础数据。

参 考 文 献

- 1 Chiu W S, Smith R G, Wormley D N. Influence of vehicle and distributed guideway parameters on high speed vehicle-guideway dynamic interaction. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1971,93(3) : 25 ~ 34
- 2 Richardson H H, Wormley D N. Transportation vehicle/beam-elevated guideway dynamic interaction : a state-of-the-art review. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1974, 96(6) : 169 ~ 179
- 3 Smith C C, Gilchrist A J, Wormley D N. Multiple and continuous span elevated guideway-vehicle dynamic performance. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1975, 97(3) : 30 ~ 40
- 4 Doran A L, Mingori D L. Periodic motion of vehicles on flexible guideways. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1977, 99(12) : 268 ~ 276
- 5 Popp K, Kraus A, Heiss T. Dynamical analysis of a simple vehicle on a periodic guideway. *Vehicle System Dynamics*, 1982(11) : 107 ~ 120
- 6 Kortüm W. Vehicle response on flexible track. In : *Proceedings of Conference on Maglev Transport : Now and for the Future*, Solihull, England, IMechE, 1984 : 47 ~ 58
- 7 Sinha P K. *Electromagnetic Suspension Dynamics & Control*. London : Peter Peregrinus Ltd., 1987
- 8 Popp K. Mathematical modeling and control system design of maglev vehicles. In : Schiehlen W ed. *Dynamics of High-Speed Vehicles*, Wien-New York : Springer-Verlag, 1982
- 9 Popp K. Beiträge zur dynamic von magnetschwebbahnen auf geständerten fahrwegen. *Fortschr.-Ber. VDI-Zeitschrift*, 1978, 12(35)
- 10 Nagai M, Iguchi M. Vibrational characteristics of electromagnetic levitation vehicles-guideway system. In : Willu-meit ed. *The Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks*, *Proceedings of the 6th IAVSD Symposium*, Berlin, 1979, London : Swets & Zeitlinger-Lisse, 1980 : 352 ~ 366
- 11 赵春发, 翟婉明, 蔡成标. 磁浮车辆/高架桥垂向耦合动力学研究. *铁道学报*, 2001, 23(5) : 27 ~ 33
- 12 正田英介, 藤江恂治, 加藤纯郎, 等. *磁气浮上の铁道技术*. 东京 : 才—ム社, 1992
- 13 Fujino M, Tanaka M, Ishimoto S. Total running test operation of HSST-100 and the project of East Hill-Side Line in Nagoya. In : *16th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives*, Rio de Janeiro, Brazil, 2000 : 35 ~ 39
- 14 Lobach H, Köb G. Transrapid-fahrzeuge für Shanghai. *ZEV Rail*, 2003, 10 : 56 ~ 69
- 15 吴祥明. *磁浮列车*. 上海 : 上海科学技术出版社, 2003
- 16 赵春发. *EMS 磁浮系统车/轨耦合动力学研究 : [硕士学位论文]*. 成都 : 西南交通大学, 1998
- 17 曾佑文, 王少华, 张昆仑. EMS 磁浮列车 - 轨道垂向耦合动力学研究. *铁道学报*, 1999, 21(2) : 21 ~ 25
- 18 曾佑文, 王少华, 张昆仑. 磁浮列车车辆 - 轨道耦合振动及悬挂参数研究. *西南交通大学学报*, 1999, 34(2) : 168 ~ 173
- 19 Zhai W M, Zhao C F, Cai C B. Dynamic simulation of the

- EMS maglev Vehicle-guideway-controller coupling system. In : Maglev'2004 Proceedings, The 18th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives, Shanghai, 2004 : 567 ~ 574
- 20 刘华清, 李志业, 任恩恩, 等. 德国磁悬浮列车 Transrapid. 成都 : 电子科技大学出版社, 1995
- 21 Raschbichler H G, Schwindt G. The guideway of the Transrapid superspeed maglev system. In : 16th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives, Rio de Janeiro, Brazil, 2000 : 143 ~ 148
- 22 林志雄, 周岱. 上海磁浮列车轨道梁系统简述. 中国铁道科学, 2003, 24(1) : 104 ~ 107
- 23 Fujino M. Outline of HSST-100 system and test line in Nagoya. In : 13th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives, Argonne National Labs, America, 1993 : 16 ~ 21
- 24 西南交通大学. 都江堰青城山磁浮列车工程示范线可行性研究报告. 成都 : 西南交通大学, 1997
- 25 国防科技大学. 磁悬浮列车关键技术研究——悬浮与导向系统技术报告. 长沙 : 国防科技大学, 1996
- 26 蔡成标, 翟婉明, 王其昌. 高速列车与高架桥上无碴轨道相互作用研究. 铁道工程学报, 2003, 67(3) : 29 ~ 32
- 27 Cai Y, Chen S S. Dynamic characteristics of magnetically levitated vehicle systems. Applied Mechanics Reviews, 1997, 50(11) : 647 ~ 670
- 28 Cai Y, Chen S S, Rote D M, et al. Vehicle/guideway interaction for high speed vehicles on a flexible guideway. Journal of Sound and Vibration, 1994, 175(5) : 625 ~ 646
- 29 Cai Y, Chen S S, Rote D M, et al. Vehicle/ guideway dynamic interaction in maglev systems. J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME, 1996, 118(5) : 526 ~ 530
- 30 赵春发. 磁悬浮车辆系统动力学研究 : [博士学位论文] 成都 : 西南交通大学, 2002
- 31 谢云德, 常文森, 尹力明. 磁悬浮列车系统轨道动力学分析与实验研究. 国防科技大学学报, 1997, 19(5) : 58 ~ 63
- 32 Garg V K, Dukkipati R V. Dynamics of Railway Vehicle Systems. Orlando : Academic Press, 1984
- 33 翟婉明. 车辆—轨道耦合动力学(第二版). 北京 : 中国铁道出版社, 2002
- 34 Popp K. Stochastic and elastic guideway models. In : Schiehlen W ed. Dynamics of High-Speed Vehicles, New York : Springer-Verlag, 1982 : 13 ~ 38
- 35 Miyamoto M. A dynamic response of magnetically levitated flexible vehicle to random track irregularities. Quarterly Report of RTRI, 1980, 21(1) : 44 ~ 48
- 36 Hullender D A. Analytical models for certain guideway irregularities. J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME, 1975, 97(4) : 417 ~ 423
- 37 Snyder III J E, Wormley D N. Dynamic interactions between vehicles and elevated, flexible randomly irregular guideways. J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME, 1977, 100(1) : 23 ~ 33
- 38 Hedrick J K, Ravera R J, Anderes J R. The effect of elevated guideway construction tolerances on vehicle ride quality. J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME, 1975, 97(4) : 408 ~ 416
- 39 Furukawa A, Hashimoto S Relationship between maglev guideway irregularity and riding quality. Quarterly Report of RTRI, 1994, 35(3) : 170 ~ 177
- 40 Tsunashima H, Fujioka T, Abe M. Permanent magnet suspension for maglev transport vehicle : design of mechanical air gap control system. Vehicle System Dynamics, 1996, 25(2) : 694 ~ 713
- 41 Tsunashima H, Abe M. Static and dynamic performance of permanent magnet suspension for maglev transport vehicle. Vehicle System Dynamics, 1998, 29(2) : 83 ~ 111
- 42 Zhao C F, Zhai W M. Maglev vehicle/guideway vertical random response and ride quality. Vehicle System Dynamics, 2002, 38(3) : 185 ~ 210
- 43 赵春发, 翟婉明, 王开云. 磁悬浮车辆随机振动响应分析及其平稳性研究. 中国机械工程, 2002, 13(16) : 1402 ~ 1406
- 44 谢云德, 常文森. 电磁型(EMS)磁悬浮列车系统铅垂方向的建模与仿真. 铁道学报, 1996, 18(4) : 47 ~ 54
- 45 武建军, 郑晓静, 周又和. 弹性轨道上二自由度磁悬浮列车的动力特性研究. 振动工程学报, 1999, 12(4) : 439 ~ 446
- 46 Zheng X J, Wu J J, Zhou Y H. Numerical analyses on dynamic control of five DOF maglev vehicle moving on flexible guideways. Journal of Sound and Vibration, 2000, 235(1) : 43 ~ 61
- 47 李云钢. EMS型磁浮列车悬浮控制技术研究 : [博士学位论文]. 长沙 : 国防科技大学, 1997
- 48 赵春发, 翟婉明. 常导电磁悬浮动态特性研究. 西南交通大学学报, 2004, 39(4) : 464 ~ 468
- 49 Peters J L. Aerodynamics of high speed trains and maglev vehicles. In : Dorgham M A ed. Impact of Aerodynamics on Vehicle Design, London : Inderscience, 1983
- 50 Schetz J A. Aerodynamics of high-speed trains. Annual Review Fluid Mechanics, 2001, 53(2) : 371 ~ 414
- 51 Cherchas D B. A dynamic simulation for a high speed

- magnetically levitated guided ground vehicle. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1979, 101(9) : 223 ~ 229
- 52 Koseki T, Hayafune K, Masada E. Lateral motion of a short-stator type magnetic wheel. *IEEE Transactions on Magnetics*, 1987, MAG-23(5) : 2 350 ~ 2 352
- 53 Masada E, Koseki T, Kawashima M. Lateral behavior of a magnetic wheel and its coordination with the maglev control system. In : Deinert W ed. *Int. Conf. on maglev and linear drives*, New York 1987 : 87 ~ 94
- 54 刘少克, 罗昆. 中低速磁悬浮列车用直线电机法向力的测试研究. *机车电传动*, 2003(1) : 32 ~ 34
- 55 Zhai W M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1996, 24(39) : 4 199 ~ 4 214
- 56 武建军. 磁悬浮列车—轨道耦合控制系统的动力稳定性研究 : [博士学位论文]. 兰州 : 兰州大学, 1998
- 57 Kortüm W. Review of multibody computer codes for vehicle system dynamics. In : Kortüm W, Sharp R S eds. *Multibody Computer Codes in Vehicle System Dynamics*, Vehicle System Dynamics, 1993, 22(Supp.) : 3 ~ 31
- 58 GB 5599 - 1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范
- 59 ISO2631-4, Mechanical vibration and shock—evaluation of human exposure to whole-body vibration—part 4 : Guidelines for the evaluation of the effects of vibration and rotational motion on passenger and crew comfort in fixed-guideway transport systems. Geneva : ISO, 2001
- 60 US DOT Specification, Performance specification and engineer design requirement for UTACV. Washington : DOT, 1972
- 61 Fearnside J J, Hedrick J K, Firouztash H. Specification of ride quality criteria for transportation system : the state of the art and a new approach. *High Speed Ground Transportation Journal*, 1974, 8(2) : 125 ~ 132
- 62 Katz R M, Nene V D, Ravera R J, et al. Performance of magnetic suspension for high speed vehicles operating over flexible guideways. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1974, 96(2) : 204 ~ 212
- 63 Wilson J F, Biggers S B. Dynamic interactions between long, high speed trains of air cushion vehicles and their guideways. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1971, 93(1) : 16 ~ 24
- 64 Matsuura A. Dynamic interaction between vehicle and girders in high speed railway. *Quarterly Reports*, 1974, 15(3) : 133 ~ 136
- 65 翟婉明, 赵春发, 蔡成标. 磁浮列车与轮轨高速列车对线桥动力作用的比较研究. *交通运输工程学报*, 2001, 1(1) : 7 ~ 12
- 66 Masada E, Kitamoto M, Kawashima M, et al. Present status of maglev developments in Japan and HSST-03 project. In : *Proc. Conf. on Maglev Transport : Now and for the Future*, Solihull, England, London : IMechE, 1984 : 9 ~ 22
- 67 Hosoda Y, Kawashima M, Iwaya M, et al. Curvature running test results of HSST vehicle. *IEEE Transactions on Magnetics*, 1987, MAG-23(5) : 2 344 ~ 2 346
- 68 蒋启龙. 常导磁浮列车悬浮与导向方式研究 : [硕士学位论文]. 成都 : 西南交通大学, 1995
- 69 李云钢, 常文森. 模块结构EMS型磁浮列车的导向控制研究. *国防科技大学学报*, 1997, 19(3) : 114 ~ 118
- 70 张昆仑, 蒋启龙. 电磁型磁浮列车导向方式研究. *铁道学报*, 1999, 21(增刊) : 28 ~ 30
- 71 卜继玲, 付茂海, 严隽彗, 等. 常导吸引式低速磁悬浮车辆动态曲线通过性能研究. *铁道学报*, 2001, 23(1) : 29 ~ 32
- 72 周宪忠. 关于我国高速铁路缓和曲线的探讨. *西南交通大学学报*, 1996, 31(1) : 69 ~ 74
- 73 徐昭鑫. 随机振动. 北京 : 高等教育出版社, 1990
- 74 陈泽深, 王成国. 车辆随机振动的协方差分析方法. *中国铁道科学*, 2001, 22(4) : 1 ~ 6
- 75 Müller P C, Popp K, Schiehlen W. Covariance analysis of nonlinear stochastic guideway-vehicle-systems. In : *The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Proc. 6th IAVSD Symposium*, Berlin, 1979 : 337 ~ 351
- 76 陈果, 翟婉明. 铁路轨道不平顺随机过程的数值模拟. *西南交通大学学报*, 1999, 34(2) : 138 ~ 142
- 77 Garg D P, Barrows T M. Modeling and dynamic response of maglev vehicles subjected to crosswind gusts. *J. Dyn. Syst. Meas. Control, Trans. ASME*, 1981, 103(9) : 251 ~ 258
- 78 Tyll J S, Liu D, Schetz J A, et al. Experimental studies of magnetic levitation train aerodynamics. *AIAA Journal*, 1996, 34(12) : 2 465 ~ 2 470
- 79 Howell J P. Aerodynamic response of maglev train models to a crosswind gust. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1986, 22 : 205 ~ 213
- 80 李人宪, 翟婉明. 磁悬浮列车横风稳定性的数值分析. *交通运输工程学报*, 2001, 1(1) : 99 ~ 101
- 81 李人宪, 刘应清, 翟婉明. 高速磁悬浮列车纵向及垂向气动力数值分析. *中国铁道科学*, 2004, 25(1) : 8 ~ 12
- 82 Hitoshi T, Motoaki T, Shiro H, et al. The aerodynamic

characteristics of 'MLX01' Yamanashi maglev test line vehicles. In : 16th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives, Rio de Janeiro, Brazil, 2000 : 309 ~ 314

- 83 Miller L. Test results for the qualification of the maglev vehicle Transrapid08. In : 16th Int. Conf. on Magnetically Levitated Systems and Linear Drives, Rio de Janeiro, Brazil, 2000 : 111 ~ 114

DYNAMICS OF MAGLEV VEHICLE/ GUIDEWAY SYSTEMS(II)—— MODELING AND SIMULATION

Zhao Chunfa Zhai Wanming
(*Traction Power State Key Laboratory, Southwest
Jiaotong University, Chengdu 610031*)

Abstract : A state-of-the-art review on maglev vehicle/ guideway system dynamics including modeling, numerical simulation and dynamic performance evaluation is presented. As maglev train technology advanced towards the level of commercial application, dynamic simulations of maglev vehicle/guideway system used more detail and complex coupling models. And great progress is made in studies on the

maglev vehicle/guideway vertical interaction, curve negotiation and random vibration. In the future, the large system model considering the bogie structure, the levitation and guidance control system, aerodynamic effect and linear motor force should be established to simulate truly dynamic behaviors of maglev train system, which make it necessary to explore new high-efficient numerical method solving the nonlinear time-varied differential equations of maglev vehicle/guideway controller system. Furthermore, studies on the experimental verifications of dynamic model and simulation, the maglev train longitudinal dynamics, the dynamic optimization of maglev train system, and the specifications for evaluating dynamic performances should be carried out as soon as possible.

Key words : Maglev vehicle Elevated-beam
Coupling dynamics Feedback control
Numerical simulation

作者简介：赵春发，男，1973 年出生，博士后，助理研究员。主要研究方向为磁浮车辆/轨道系统动力学。

E-mail : cfzhao@home.swjtu.edu.cn

翟婉明，男，1963 年出生，教授，博士生导师，“长江学者”特聘教授，国际车辆系统动力学学会(IAVSD)学术委员会委员，国家级有突出贡献的中青年专家。主要研究方向为铁路大系统动力学。

E-mail : wmzhai@home.swjtu.edu.cn