



超高速真空管道磁悬浮系统车-管耦合动力学建模方法

徐焱¹, 张卫华¹, 牟瀚林², 李海涛¹

(1. 西南交通大学 超高速真空管道磁悬浮交通研究中心, 四川 成都 610031;

2. 中铁第四勘察设计院集团有限公司, 湖北 武汉 430063)

摘要: 针对超高速真空管道磁悬浮系统中超长管道动力学模型计算规模庞大及车-管耦合振动特性复杂等问题, 文章提出一种基于ALE描述的移动区域法(MRM)车-管耦合动力学建模方法。首先, 基于Donnell-Mushtari薄壳理论建立真空管道三维动力学模型, 结合牛顿-欧拉方法建立磁悬浮车辆动力学模型, 并通过局部移动区域实现超长管道动力学响应的高效求解; 然后, 进一步分析了管道模态特性、移动载荷作用下的局部化振动规律以及车-管耦合动力学响应。结果表明, 管道低阶模态频率受壁厚影响显著, 而内部气压影响相对有限; 移动载荷诱导振动主要集中于载荷附近区域; 所提出的移动区域法能够有效降低超长管道动力学模型计算规模, 并可较好描述超高速真空管道磁悬浮系统的车-管耦合动力学特性。

关键词: 超高速真空管道磁悬浮; 高速磁浮; 车-管空间耦合动力学; 仿真; 轨道不平顺

中图分类号: U266.4; U237

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2026)02-0115-11

0 引言

随着轨道交通运输系统对车辆运行速度的进一步追求, 传统轮轨系统已难以突破轮轨黏着与运行安全等限制, 而露天环境下运行的磁悬浮系统在速度超过600 km/h后将受到显著的空气阻力影响, 导致牵引能耗快速增加, 同时还面临轨道侵入物等安全风险^[1]。在此背景下, 将磁悬浮车辆与轨道布置于长大密闭管道中, 并通过抽真空显著降低空气阻力的超高速真空管道磁悬浮系统^[2-5], 被认为是实现1 000~1 500 km/h超高速轨道交通的重要技术途径。

在超高速真空管道磁悬浮系统中, 管道结构不仅需要承受车辆-轨道耦合作用力, 还需长期承受由真空环境引起的外部大气压力, 其动力学行为明显区别于传统输流管道及地下隧道结构。特别是, 由于超高速真空管道具有超长距离、大直径及复杂支撑条件等特点, 采用传统有限元方法在进行车-管耦合动力学分析

时往往面临模型规模庞大、计算效率较低等问题。因此, 建立适用于超高速真空管道磁悬浮系统的车-管耦合动力学建模方法, 成为开展系统动力学分析与结构优化研究的关键。

管道系统作为一种典型的薄壳结构, 其动力学建模与振动特性分析一直受到广泛关注。文献[6]建立了含柔性连接段的输流管道三维振动模型, 分析了柔性段参数对系统振动特性的影响。学者罗龙辉等^[7]基于广义Hamilton原理建立了弹性边界输流管道耦合非线性能量汇动力学模型, 并分析了不同被动控制方式下的振动响应特性。学者张建伟等^[8]利用交叉小波变换方法研究了输流穿堤管道振动特性, 并提出了相应的振动控制策略。此外, 针对管道结构在复杂外部激励作用下的动力学问题, 国内外学者也开展了大量研究。在超高速真空管道磁悬浮系统中, 车辆与管道之间的耦合作用可抽象为移动载荷作用下的圆柱壳动力学问题。针对移动载荷作用下的管道动力学特性, 学者Ostadhossein等^[9]研究了薄壁圆柱壳在螺旋移动压

基金项目: 国家自然科学基金项目(12302048, 52305133, U24B20125); 云南省基础研究计划项目(202501AT070321)

通信作者: 李海涛, 副研究员, 研究方向为磁悬浮理论及其应用、真空管道磁悬浮系统; E-mail: lihaitao@swjtu.edu.cn

引用格式: 徐焱, 张卫华, 牟瀚林, 等. 超高速真空管道磁悬浮系统车-管耦合动力学建模方法[J]. 机电传动, 2026(2): 115-125. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.013.

Citation: XU Yan, ZHANG Weihua, MOU Hanlin, et al. Vehicle-tube coupled dynamical modeling method for ultra-high-speed evacuated-tube maglev systems[J]. Electric drive for locomotives, 2026(2): 115-125. DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.013.

力作用下的瞬态振动响应,并建立了相应的理论分析框架;学者郑小涛等^[10]基于有限元方法研究了循环移动热载荷下压力管道弯头的动力学特性;学者古芑等^[11]建立了车辆载荷作用下埋地输气管道动力学模型,并分析了车辆载荷对管道结构响应的影响。

由上述研究可见,现有研究已对移动载荷作用下管道结构动力学问题开展了较为深入的分析。然而,相关研究仍难以直接应用于超高速真空管道磁悬浮系统车-管耦合动力学分析。首先,超高速真空管道磁悬浮系统中的管道具有大直径、超长距离等特点,其动力学行为与传统输流管道及地下管道存在显著差异。其次,车辆对管道的作用表现为高速移动耦合载荷,并随车辆运行状态动态变化,同时管道结构长期受到真空环境下外部气压载荷作用。此外,超高速真空管道磁悬浮系统中存在大量非隧道简支区间,其车-管耦合动力学特性尚不明确。因此,建立适用于超高速真空管道磁悬浮系统的车-管耦合动力学建模方法,对于系统动力学分析与结构优化具有重要意义。

针对上述问题,本文提出一种基于ALE描述的移动区域法(moving-region method, MRM)的超高速真空管道磁悬浮系统车-管耦合动力学建模方法。基于Donnell-Mushtari薄壳理论建立真空管道三维动力学模型,并结合真空环境下外部气压载荷建立管道动力学方程;进一步基于牛顿-欧拉方法建立磁悬浮车辆动力学模型,并结合悬浮力模型构建车-管耦合动力学模型。针对超长真空管道系统动力学分析中存在的模型规模庞大问题,引入基于ALE描述的移动区域法,实现超长真空管道局部区域动力学响应的高效求解。在此基础上,进一步分析不同管道参数、真空度及1500 km/h超高速运行条件下的车-管耦合动力学响应特性。研究结果可为超高速真空管道磁悬浮系统动力学分析与结构优化提供理论基础和真空管道动力学模型

1 管道动力学模型及载荷

1.1 管道动力学模型推导

目前,由西南交通大学主导建设的多态耦合轨道交通动模试验平台即将完成,如图1所示。



图1 超高速真空管道磁悬浮系统试验线

Fig. 1 Test line for ultra-high-speed evacuated-tube maglev system

超高速真空管道属于典型的大直径薄壁圆柱壳结构,其壁厚远小于管道直径,采用传统梁模型难以准确描述其周向振动及壳体变形特性。因此,本文采用薄壳理论对管道结构进行动力学建模。考虑到管道横截面呈圆形,采用传统笛卡儿坐标系描述其三维位移场较为复杂,故基于Donnell-Mushtari薄壳理论^[12],采用柱坐标系建立管道动力学模型。对应的柱坐标系及位移定义如图2所示。

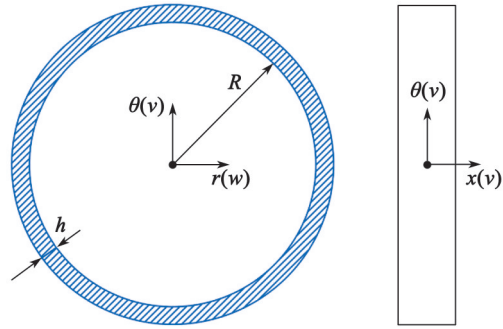


图2 管道坐标系及位移定义

Fig. 2 Tube coordinate system and displacement definitions

令管道上任意一点在管道截面上的位移为 v 和 w ,两者相互垂直,轴向的位移为 u 。基于Donnell-Mushtari理论,该点位移与应变的关系如式(1)所示。

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, \varepsilon_\theta = \frac{1}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right), \gamma_{x\theta} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \theta} \\ \kappa_x &= -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \kappa_\theta = -\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}, \kappa_{x\theta} = -\frac{1}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: ε_x 为轴向应变; ε_θ 为周向应变; $\gamma_{x\theta}$ 为剪切应变; κ_x 、 κ_θ 和 $\kappa_{x\theta}$ 分别为轴向曲率项、周向曲率项及扭转曲率项; R 为管道中性层半径。

进一步地分析得出管道应力与应变的关系如下:

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_\theta), N_\theta = \frac{Eh}{1-\nu^2} (\varepsilon_\theta + \nu \varepsilon_x), \\ N_{\theta x} &= N_{x\theta} = \frac{Eh}{2(1+\nu)} \gamma_{x\theta} \end{aligned} \quad (2)$$

$$M_x = D(\kappa_x + \nu \kappa_\theta), M_\theta = D(\kappa_\theta + \nu \kappa_x), M_{\theta x} = M_{x\theta} = D(1-\nu) \kappa_{x\theta} \quad (3)$$

式中: E 为管道材料的弹性模量; h 为管道壁的厚度; ν 为管道材料的泊松比; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ 。

将式(1)分别代入式(2)、式(3),可以得到:

$$N_x = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left(u' + \nu \frac{1}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right) \right), N_\theta = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left(\frac{1}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} + w \right) + \nu u' \right) \quad (4)$$

$$N_{\theta x} = N_{x\theta} = \frac{Eh}{2(1+\nu)} \left(v' + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right), M_x = -D \left(w'' + \frac{\nu}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \quad (5)$$

$$M_\theta = -D \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \nu w'' \right), M_{\theta x} = M_{x\theta} = -\frac{D(1-\nu)}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \quad (6)$$

进一步基于管道位移场、应力场及应变场推导系统动能与应变能表达式。当管道在外部载荷作用下发生弹

性变形时, 管道上任意一点 P 的位置向量表达式为

$$\mathbf{r}_P = \mathbf{r}_o + \mathbf{r}_{oP} + \mathbf{u} \quad (7)$$

式中: $\mathbf{r}_o = [X \ 0 \ 0]^T$; $\mathbf{r}_{oP} = [0 \ R \ \theta]^T$; $\mathbf{u} = [u \ v \ w]^T$ 。

基于式(7), 可以得到管道上任意一点的速度表达式为

$$\mathbf{v}_P = \dot{\mathbf{r}}_P = \dot{\mathbf{u}} = [\dot{u} \ \dot{v} \ \dot{w}]^T \quad (8)$$

长度为 L 的管道系统动能可表示为

$$T = \int_0^L dT = \frac{1}{2} \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} \mathbf{v}_P^T \mathbf{v}_P R d\theta dx \quad (9)$$

同理, 基于式(4)~式(6)所示的管道应力和应变关系, 管道的应变能表达式为

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} (U_b + U_e) R d\theta dx \quad (10)$$

式中: U_b 为管道弯曲应变能密度, $U_b = (M_x \kappa_x + M_\theta \kappa_\theta + M_{x\theta} \kappa_{x\theta})$; U_e 为管道中面拉伸应变能密度, $U_e = (N_x \epsilon_x + N_\theta \epsilon_\theta + N_{x\theta} \gamma_{x\theta})$ 。

在超高速真空管道磁悬浮系统中, 相邻车站间真空管道长度通常可达数十甚至上百公里。若直接对全长管道进行动力学建模, 将导致系统自由度急剧增加, 并显著降低车-管耦合动力学分析效率; 另外, 由于结构阻尼的存在, 移动载荷引起的管道振动响应主要集中于载荷附近有限区域, 并随载荷运动而移动。因此, 本文提出一种基于ALE描述的移动区域法, 通过建立随载荷同步移动的有限长局部管道区域, 实现超长真空管道系统动力学响应的局部截断建模, 从而有效降低模型规模并提高计算效率。需要指出的是, 本文所提出的移动区域法不同于传统移动单元法 (moving element method, MEM)。传统移动单元法通常通过局部单元或网格随载荷同步移动, 实现移动载荷问题的数值求解, 其核心在于单元重构与移动网格更新; 而本文提出的移动区域法并不涉及有限元单元移动或网格重构, 而是基于移动载荷作用下结构振动响应局部化特性, 建立随载荷同步移动的有限长局部计算区域, 实现超长真空管道系统动力学响应的局部截断建模。下面将介绍具体推导过程。

首先基于Galerkin方法对管道位移场进行离散, 其表达式为

$$\begin{aligned} u(x, \theta, t) &= N_u(x, \theta) \mathbf{q}_u(t), v(x, \theta, t) = N_v(x, \theta) \mathbf{q}_v(t), \\ w(x, \theta, t) &= N_w(x, \theta) \mathbf{q}_w(t) \end{aligned} \quad (11)$$

式中: N 为形函数向量; $\mathbf{q}$ 为广义坐标列阵。

基于截短梁模型原理^[13], 由于系统阻尼的存在, 长度为 L 的缩减局部移动区域管道模型边界处的振动近似为0, 而简支边界条件满足这一现象。因此, 本文采用两端简支边界条件建立局部移动区域动力学模型, 其对应形函数表达式为^[14]:

$$N_u(x, \theta) = \cos\left(\frac{m\pi x}{L}\right) \cos(n\theta) \quad (12)$$

$$N_v(x, \theta) = \sin\left(\frac{m\pi x}{L}\right) \sin(n\theta) \quad (13)$$

$$N_w(x, \theta) = \sin\left(\frac{m\pi x}{L}\right) \cos(n\theta) \quad (14)$$

基于截短梁模型原理, 管道质量点与缩减管道模型间存在相对运动。在缩减管道模型参考坐标系中, 任意一点的纵坐标与全局坐标系对应坐标的关系为

$$x = X - Vt \quad (15)$$

将式(15)代入式(11)中, 并结合链式求导法则, 可以进一步得到

$$\dot{u} = -VN'_u \mathbf{q}_u + N_u \dot{\mathbf{q}}_u, \dot{v} = -VN'_v \mathbf{q}_v + N_v \dot{\mathbf{q}}_v, \dot{w} = -VN'_w \mathbf{q}_w + N_w \dot{\mathbf{q}}_w \quad (16)$$

将式(16)代入系统动能与应变能表达式, 并结合拉格朗日方程, 可进一步建立局部移动区域管道系统关于轴向、周向及径向位移的动力学控制方程。其中, 系统矩阵分别对应质量项、ALE对流项及刚度耦合项。由于局部移动区域与全局固定坐标系之间存在相对运动关系, 动力学方程中将额外引入与区域移动速度 V 相关的对流项及附加惯性项, 其具体表达式如下:

$$\mathbf{M}_U \ddot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{C}_U \dot{\mathbf{q}}_u + \mathbf{K}_U \mathbf{q}_u + \mathbf{K}_{UV} \mathbf{q}_v + \mathbf{K}_{UW} \mathbf{q}_w = \mathbf{Q}_u \quad (17)$$

$$\mathbf{M}_V \ddot{\mathbf{q}}_v + \mathbf{C}_V \dot{\mathbf{q}}_v + \mathbf{K}_V \mathbf{q}_v + \mathbf{K}_{VU} \mathbf{q}_u + \mathbf{K}_{VW} \mathbf{q}_w = \mathbf{Q}_v \quad (18)$$

$$\mathbf{M}_W \ddot{\mathbf{q}}_w + \mathbf{C}_W \dot{\mathbf{q}}_w + \mathbf{K}_W \mathbf{q}_w + \mathbf{K}_{WU} \mathbf{q}_u + \mathbf{K}_{WV} \mathbf{q}_v = \mathbf{Q}_w \quad (19)$$

式中: $\mathbf{M}_U$ 、 $\mathbf{M}_V$ 、 $\mathbf{M}_W$ 分别为轴向、周向及径向位移对应的质量矩阵; $\mathbf{C}_U$ 、 $\mathbf{C}_V$ 、 $\mathbf{C}_W$ 分别为由局部移动区域与全局固定坐标系相对运动引入的ALE对流矩阵; $\mathbf{K}_U$ 、 $\mathbf{K}_V$ 、 $\mathbf{K}_W$ 分别为对应方向的刚度矩阵; $\mathbf{K}_{UV}$ 、 $\mathbf{K}_{VU}$ 、 $\mathbf{K}_{UW}$ 、 $\mathbf{K}_{WU}$ 、 $\mathbf{K}_{VW}$ 、 $\mathbf{K}_{WV}$ 分别表示不同方向位移之间的耦合刚度矩阵; $\mathbf{Q}_u$ 、 $\mathbf{Q}_v$ 、 $\mathbf{Q}_w$ 分别表示车辆载荷及外部气压作用下对应方向的广义外载荷向量。

式(17)中, 有:

$$\mathbf{M}_U = \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (N_u^T N_u) R d\theta dx \quad (20)$$

$$\mathbf{C}_U = -2V\rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (N_u^T N'_u) R d\theta dx \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} & \left(\frac{Eh}{1-v^2} \left(2N_u'^T N'_u + \frac{2v}{R} N_{\theta u}^T N'_{\theta u} \right) + \right. \\ & \left. \frac{Eh}{(1+v)R^2} N_{\theta u}^T N_{\theta u} \right) R d\theta dx + \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (V^2 N_u^T N_u'') R d\theta dx \end{aligned} \quad (22)$$

$$\mathbf{K}_{UV} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{Ehv}{R(1-v^2)} N_u'^T N_{\theta v} + \frac{Eh}{(1+v^2)R} N_{\theta u}^T N'_v \right) R d\theta dx \quad (23)$$

$$\mathbf{K}_{UW} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{Eh}{1-v^2} \frac{v}{R} N_u'^T N'_w + \frac{Ehv}{R(1-v^2)} N_u'^T N_w \right) R d\theta dx \quad (24)$$

式(18)中, 有:

$$\mathbf{M}_V = \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (N_v^T N_v) R d\theta dx \quad (25)$$

$$\mathbf{C}_V = -2V\rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (N_v^T N'_v) R d\theta dx \quad (26)$$

$$\mathbf{K}_V = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{Eh}{R^2(1-v^2)} 2\mathbf{N}_{\theta v}^T \mathbf{N}_{\theta v} + \frac{Eh}{(1+v)} \mathbf{N}_v'^T \mathbf{N}_v' \right) R d\theta dx + \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (V^2 \mathbf{N}_v^T \mathbf{N}_v'') R d\theta dx \quad (27)$$

$$\mathbf{K}_{VU} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{Eh v}{R(1-v^2)} \mathbf{N}_{\theta v}^T \mathbf{N}_u' + \frac{Eh}{(1+v)} \frac{1}{R} \mathbf{N}_v'^T \mathbf{N}_{\theta u} \right) R d\theta dx \quad (28)$$

$$\mathbf{K}_{VW} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{Eh}{R^2(1-v^2)} 2\mathbf{N}_{\theta v}^T \mathbf{N}_w \right) R d\theta dx \quad (29)$$

式(19)中,有:

$$\mathbf{M}_W = \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (\mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w) R d\theta dx \quad (30)$$

$$\mathbf{C}_W = -2V\rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (\mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w') R d\theta dx \quad (31)$$

$$\mathbf{K}_W = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{D\mathbf{N}_w''^T \mathbf{N}_w'' + \frac{D}{R^4} \mathbf{N}_{\theta w}^T \mathbf{N}_{\theta w} + \frac{vD-1}{R^2} \mathbf{N}_w''^T \mathbf{N}_{\theta w} + \frac{D(1-v)}{R^4} \mathbf{N}_{\theta w}'^T \mathbf{N}_{\theta w}' + \frac{Eh}{R^2(1-v^2)} \mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w \right) R d\theta dx + \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} (V^2 \mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_w'') R d\theta dx \quad (32)$$

$$\mathbf{K}_{WU} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{Eh v}{R(1-v^2)} \mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_u' \right) R d\theta dx \quad (33)$$

$$\mathbf{K}_{WV} = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{2Eh}{R^2(1-v^2)} \mathbf{N}_w^T \mathbf{N}_{\theta v} \right) R d\theta dx \quad (34)$$

式中: ρ 为管道材料的密度; V 为车辆的移动速度。

1.2 内部真空环境下管道气压载荷推导

在超高速真空管道磁悬浮系统中,管道内部需维持低气压环境以显著降低空气阻力对超高速磁悬浮车辆运行的影响。然而,管道内部真空环境将导致管道结构长期承受外部大气压力作用,并进一步影响管道动力学响应。因此,有必要建立真空环境下外部气压载荷模型。

由于外部气压作用于管道外表面,因此可将其视为均匀分布于管道外表面的径向分布载荷。基于拉普拉斯公式,管道对应的环向膜应力可表示为

$$\sigma_\theta = \frac{pR}{h} \quad (35)$$

由于本文所考虑管道长度远大于直径,且局部移动区域采用简支边界条件,因此忽略外部气压诱导的轴向膜应力影响。此时,对应的环向应变表达式为

$$\varepsilon_\theta = \frac{\sigma_\theta}{E} \quad (36)$$

进一步分析可得到外部气压作用下管道附加径向变形表达式为

$$\Delta w = \frac{pR^2}{hE} \quad (37)$$

上述由外部气压引起的附加径向变形将进一步叠加至管道动力学响应结果中。

1.3 车辆载荷对管道施加广义力计算

车辆载荷对管道结构施加的广义力是分析超高速磁悬浮车辆-管道耦合作用的重要组成部分。根据虚功原理,移动载荷 F_R 对管道结构产生的虚功可表示为

$$\delta W_G = \delta \mathbf{r}_F^T \mathbf{F} = \delta \mathbf{q}_w^T \mathbf{N}_w^T \mathbf{F} = \delta \mathbf{q}_w^T \mathbf{Q}_G \quad (38)$$

式中: $\mathbf{F} = [0 \ 0 \ F_R]$; $\mathbf{r}_F$ 为管道载荷作用点的位移向量; $\mathbf{q}_w^T$ 为广义坐标列阵; $\mathbf{N}_w^T$ 为形函数列阵。

根据上述分析,可进一步得到车辆移动载荷对应的广义外载荷向量 $\mathbf{Q}_G$ 为

$$\mathbf{Q}_G = \mathbf{N}_w^T \mathbf{F}_R \quad (39)$$

2 超高速真空管道振动特性分析

作为超高速真空管道磁悬浮系统的关键基础,超高速真空管道以模态为核心的振动特性直接决定了系统的运行状态。若磁悬浮车辆与轨道耦合产生的振动频率接近管道固有频率,就有可能诱发管道异常振动,并导致管道密封破坏和结构疲劳裂纹等故障。因此,有必要首先通过振动模态确定管道振动特性,并作为下一步车管耦合动力学建模计算的重要参考。

作为超高速真空管道磁悬浮系统的关键基础结构,真空管道以模态为核心的振动特性将直接影响系统运行稳定性。当磁悬浮车辆与轨道耦合产生的激励频率接近管道固有频率时,可能诱发局部动力学放大效应,进而导致管道密封失效及结构疲劳等问题。因此,有必要首先分析管道结构模态特性,并为后续车-管耦合动力学分析提供基础参数。

基于前述动力学模型,本文首先计算了不同内部气压条件下管道结构模态,包括常压及 0.01 个大气压工况。管道长度取 20 m,管道中性层半径为 1.5 m。不同轴向阶数与周向阶数对应的结构振型、固有频率及弯曲波传播速度如图 3 和图 4 所示。

由图 3 和图 4 可见,随着模态阶数增加,管道结构振型逐渐复杂,但整体仍呈现明显轴对称特征。此外,模态阶数对管道固有频率与振型具有显著影响。当轴向阶数 m 与周向阶数 n 分别由 1 增加至 2 时,管道固有频率在 9.94 Hz 与 56.52 Hz 之间发生显著变化,同时部分模态对应的固有频率随阶数增加呈下降趋势,尤其在 n 由 1 增加至 2 时更加明显。此外,管道结构弯曲波传播速度同样随模态阶数变化而变化,并呈现下降趋势,其波速由 660.3 m/s 下降至 397.5 m/s。其中,397.5 m/s 对应的波速已接近设计运行速度 416.67 m/s (1 500 km/h),表明系统存在超波速运行特征,可能诱发局部动力学放大效应。上述现象主要由圆柱壳结构中膜应变能与弯曲应变能在不同模态阶段占主导作用所导致。当 $n=2$ 时,壳体结构变形将逐渐由膜刚度控制转变为由弯曲刚度控制,而较长管道长度条件下弯曲变形贡

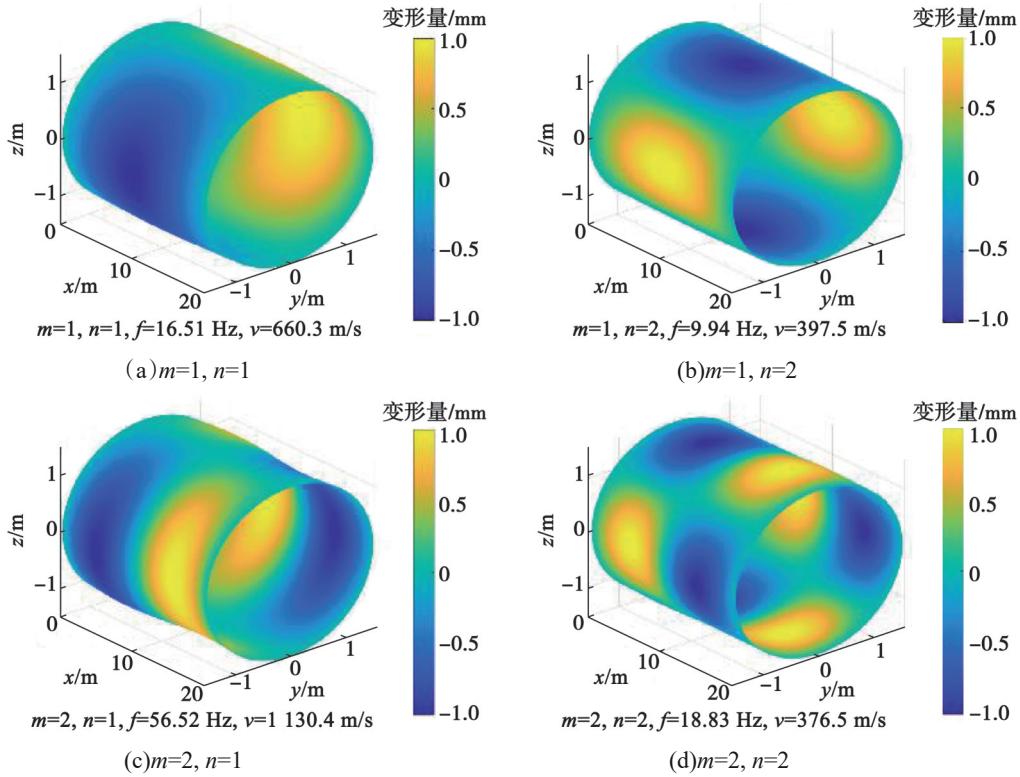


图3 常压情况下管道不同阶数对应的管道固有频率、波速及振型

Fig. 3 Natural frequencies, wave velocities, and mode shapes for various modal orders of tube at normal pressure

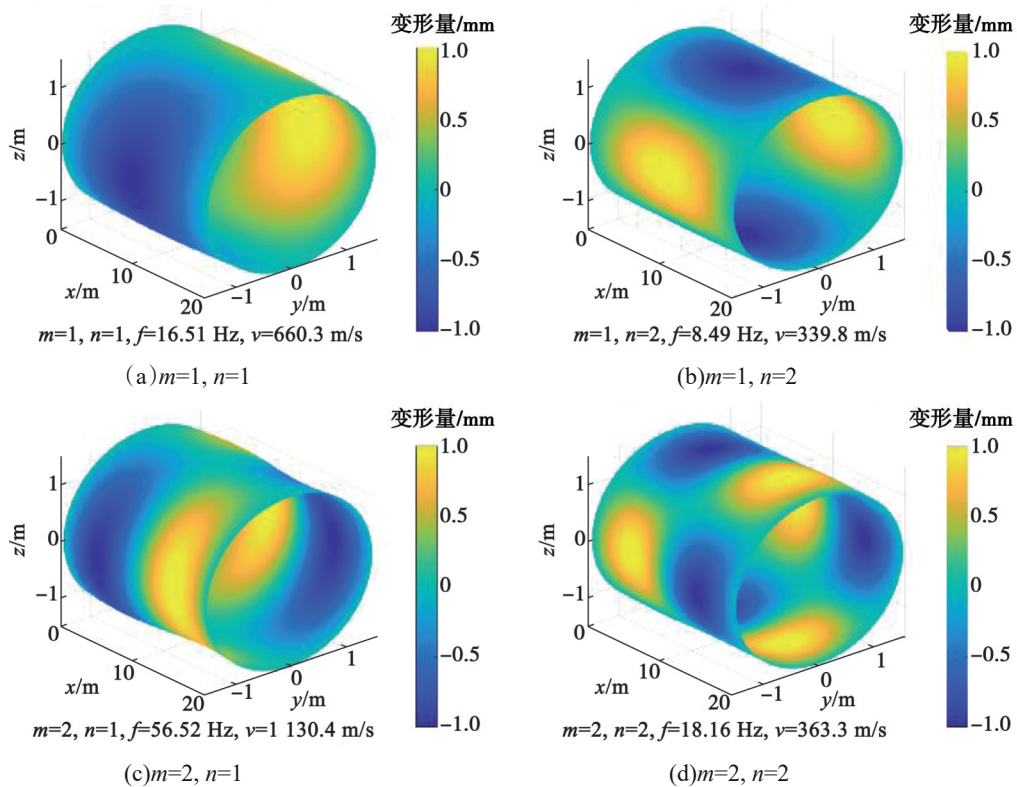


图4 0.01个大气压情况下管道不同阶数对应的管道固有频率、波速及振型

Fig. 4 Natural frequencies, wave velocities, and mode shapes for various modal orders of tube at 0.01 atm

献相对较弱, 相关理论分析可参考文献 [15]。相比之下, 内部气压对管道模态特性的影响相对有限。在 0.01 个大气压工况下, 管道在 $n=2$ 时对应的固有频率仅由 9.94 Hz 下降至 8.49 Hz, 而其他阶数对应的固有频率基本保持不变。

由于管道壁厚是影响管道结构振动特性及工程建设成本的重要参数, 因此本文进一步分析了不同管道壁厚条件下的管道振动特性。令管道壁厚分别由 20 mm 增加至 25 mm 以及减小至 15 mm, 不同壁厚条件下对应的管道结构振型、固有频率及结构弯曲波传播速

度如图 5 和图 6 所示。

由图 5 和图 6 可见,管道壁厚变化对低阶模态特性具有显著影响,尤其对轴向二阶模态对应的固有频率影响更为明显。随着管道壁厚减小,管道整体结构刚度下降,其对应固有频率呈明显降低趋势。当管道壁厚由 20 mm 减小至 15 mm 时, $n=2$ 对应的管道固有频

率由 9.94 Hz 下降至 7.55 Hz,并逐渐接近磁悬浮车辆主要振动频率区间,从而可能诱发局部动力学放大效应及共振等不利工况。因此,从结构动力学稳定性角度考虑,管道壁厚不宜过小。

相比之下,当管道壁厚由 20 mm 增加至 25 mm 时,管道整体结构刚度进一步提升,其对应固有频率整体

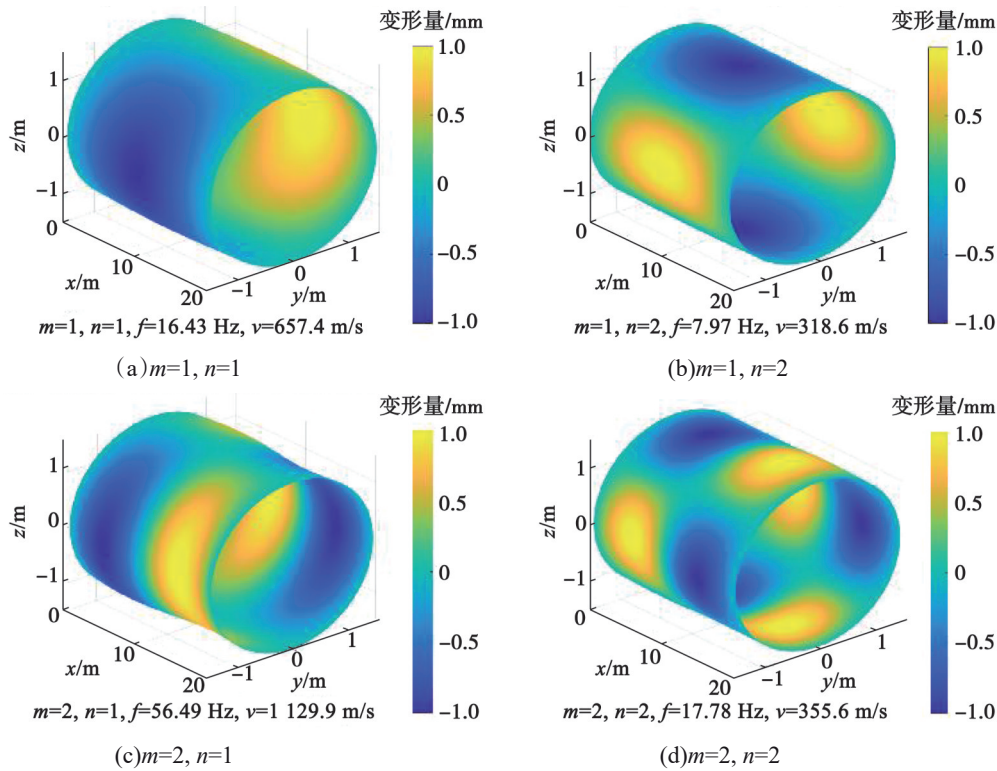


图 5 壁厚 15 mm 下管道不同阶数对应的管道固有频率、波速及振型

Fig. 5 Natural frequencies, wave velocities, and mode shapes for various modal orders of tube with 15 mm wall thickness

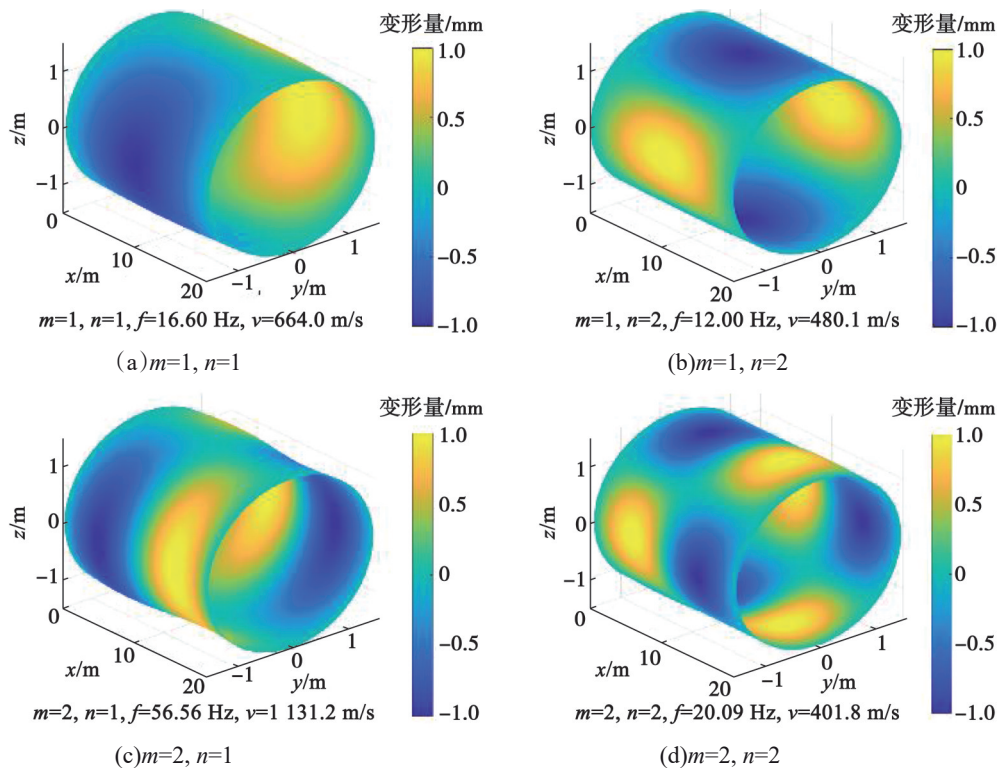


图 6 壁厚 25 mm 下管道不同阶数对应的管道固有频率、波速及振型

Fig. 6 Natural frequencies, wave velocities, and mode shapes for various modal orders of tube with 25 mm wall thickness

呈上升趋势。其中, $n=2$ 对应的管道固有频率由 9.94 Hz 提高至 20.09 Hz, 同时对应结构弯曲波传播速度由 397.5 m/s 提高至 401.8 m/s。结果表明, 适当增加管道壁厚有助于提升管道结构整体动力学稳定性, 并降低车辆运行过程中发生共振等不利动力学行为的风险。然而, 随着壁厚进一步增加, 管道结构重量与工程建设成本也将显著提高。因此, 在超高速真空管道结构设计过程中, 需要综合考虑结构动力学性能与工程经济性之间的平衡关系。

基于上述结果, 本文进一步分析了不同模态条件下管道固有频率变化规律。不同周向阶数与轴向阶数条件下, 在 0.01 个大气压工况对应的管道固有频率如表 1 所示。

表 1 不同模态阶数下管道固有频率

Table 1 Natural frequencies of tube for various modal orders

模态阶数	$m=1$	$m=2$	$m=3$
$n=1$	16.51	56.52	103.57
$n=2$	8.49	18.16	35.61
$n=3$	19.33	21.03	26.09

由表 1 可见, 模态阶数对管道固有频率具有显著影响, 其中周向阶数变化对低阶模态频率影响尤为明显。当 $n=2$ 时, 管道对应固有频率降低至 8.49 Hz, 并随着周向阶数进一步增加而逐渐升高。当 n 增加至 3 时, 其对应固有频率提高至 19.33 Hz。基于上述结果可知, 真空管道在 $n=2$ 条件下存在明显低频模态特征, 其对应频率已逐渐接近磁悬浮车辆主要振动频率区间, 从而可能诱发局部动力学放大效应及共振等不利工况, 并进一步增加结构疲劳损伤风险。值得注意的是, 本文采用的 Donnell-Mushtari 薄壳理论主要适用于中低阶薄壳振动分析。当模态阶数进一步提高时, 高阶局部壳体变形可能导致理论计算精度有所下降。然而, 本文主要关注车辆在移动载荷作用下的低阶主导振动响应, 同时结合基于 ALE 描述的移动区域法进行动力学分析, 因此上述理论假设不会对本文整体动力学分析结果产生显著影响。

3 车-管耦合动力学特性分析

3.1 移动载荷作用下的管道振动响应

在完成管道结构振动特性分析后, 本文进一步研究车-管耦合作用下的管道动力学响应。为简化分析, 本文将车辆载荷等效为沿管道轴向匀速移动的集中载荷, 并作用于管道内壁顶部位置, 即 $\theta=\pi$ 处。管道直径取 3 m, 总长度为 1 600 m, 管道壁厚为 0.02 m, 移动载荷运行速度为 1 500 km/h^[16]。管道采用离散弹性支撑, 其中支撑刚度为 6×10^6 N/m, 支撑阻尼为 21.5×10^3 Ns/m, 支撑间距为 20 m。此外, 管道内部气压分

别考虑常压与 0.01 个大气压工况。对于本文提出的移动区域法, 局部移动区域长度取 20 m, 与前述模态分析保持一致。基于上述参数, 进一步计算了移动载荷作用点及固定观测位置处的管道振动响应。不同内部气压条件下, 管道移动载荷作用点及固定位置处的垂向振动响应分别如图 7、图 8 所示。

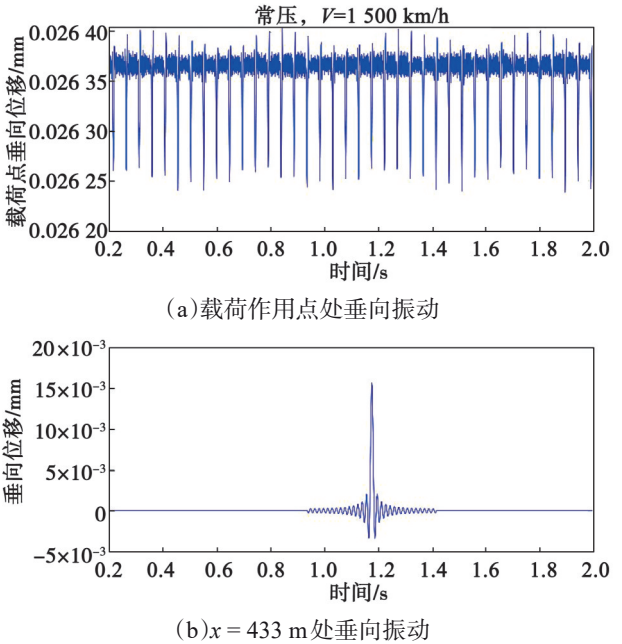


图 7 常压管道移动集中载荷作用下振动响应
Fig. 7 Vibration response of tube to concentrated moving load at normal pressure

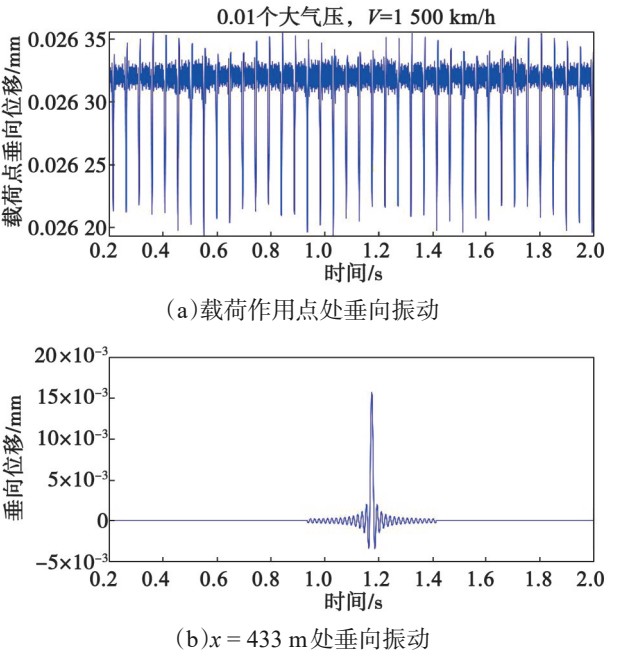
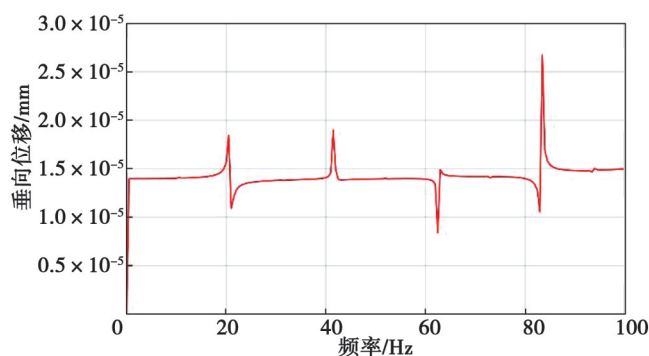


图 8 0.01 个大气压管道移动集中载荷作用下振动响应
Fig. 8 Vibration response of tube to concentrated moving load at 0.01 atm

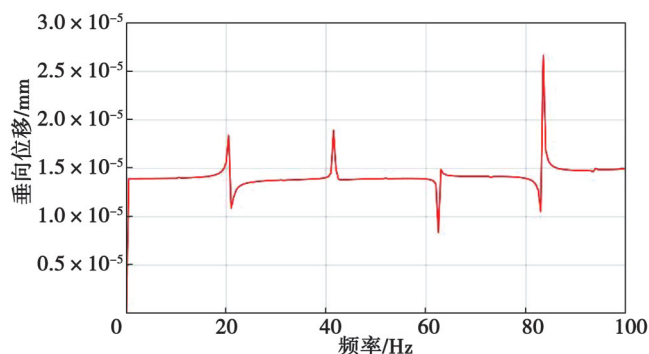
由图 7 和图 8 可见, 在移动载荷作用下, 管道振动响应呈现明显的局部周期振荡特征。其中, 载荷作用点处振动响应始终伴随车辆同步移动, 并表现出稳定的周期性波动, 其主频约为 20.45 Hz, 与车辆通过离散

支撑结构产生的激励频率基本一致。对于固定观测位置($x=433\text{ m}$)处的振动响应,管道振动仅在载荷接近观测位置附近时显著增大,并在载荷远离后迅速衰减,呈现明显的移动载荷局部激励特征。同时,固定位置处振动响应伴随一定衰减振荡现象,表明管道结构在移动载荷作用下存在明显波传播与局部能量耗散行为。进一步对比图7、图8可知,不同内部气压条件下管道振动响应规律基本一致,说明内部气压变化对移动载荷主导振动响应影响相对有限。其中,0.01个大气压工况相较于常压工况仅引入较小附加径向静态变形,而对振动主频、振动传播特性及峰值响应影响均不明显。在50 kN移动集中载荷作用下,管道最大径向变形约为0.016 mm,而0.01个大气压工况额外引起的附加径向变形约为0.015 mm。考虑到当前管道结构尺寸及壁厚条件,上述变形量相对较小,表明现有管道结构仍具备一定轻量化优化空间,可进一步通过壁厚参数优化来降低工程建设成本。

为了进一步分析移动载荷作用下管道振动响应与结构固有模态之间的关系,研究团队进一步对管道振动响应进行了频域分析。不同内部气压条件下,管道在移动载荷作用下的垂向振动频谱如图9所示。由图9可见,常压与0.01个大气压工况对应的频谱分布规律基本一致,说明内部气压变化对移动载荷主导频域特性影响相对有限。管道振动响应的主要频率峰值分别出现在20.45 Hz、41.22 Hz、63.64 Hz及84.12 Hz附近,



(a)常压



(b)0.01个大气压

图9 管道移动集中载荷作用下的振动频域

Fig. 9 Vibration frequency domain of tube under concentrated moving load

其对应频率约为车辆通过离散支撑结构激励频率的1倍频、2倍频、3倍频及4倍频。进一步对比前述管道固有频率结果可知,当前移动载荷作用下的主要振动频率与管道低阶固有频率之间存在明显差异,表明当前工况下系统尚未出现显著共振现象。与此同时,频谱中高阶倍频成分逐渐减弱,说明移动载荷激励下的管道振动响应仍以低阶主导频率为主。

为了进一步分析移动载荷作用下管道结构的动力学响应特征,研究团队进一步计算了管道在移动载荷作用下的三维位移场及管道截面周向位移分布。 $t=0.8\text{ s}$ 时对应的管道三维位移场及截面周向位移分布如图10所示。由图10(a)可见,移动载荷诱导的管道振动响应主要集中于载荷附近有限区域,而远离载荷位置处的结构振动迅速衰减,表现出明显的局部化振动特征。这表明移动载荷作用下的管道动力学响应主要由局部区域控制,同时进一步验证了本文所提出移动区域法中局部移动区域建模假设的合理性。由图10(b)可见,管道截面在移动载荷作用下发生明显周向耦合变形。其中,载荷作用位置附近沿轴线方向产生约0.04 mm的径向变形,而对应称位置处同时出现约0.02 mm的反向径向变形,表明圆柱壳结构在移动载荷作用下存在明显截面椭圆化趋势。此外,其余周向区域变形相对较小,进一步说明管道振动响应主要集中于载荷作用区域附近。综合图10结果可知,超高速真空管

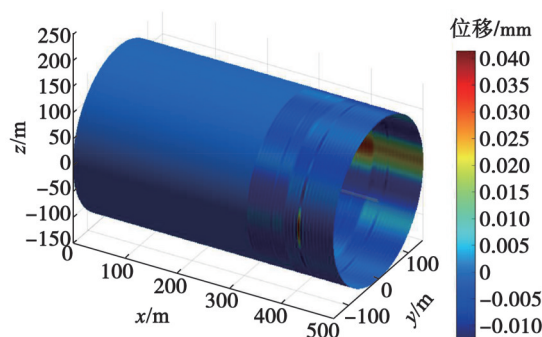
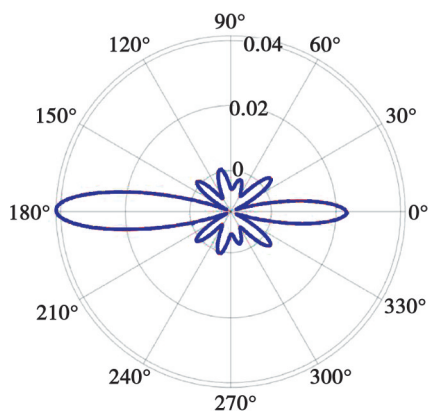
(a) $t=0.8\text{ s}$ 时的管道三维位移场(b) $t=0.8\text{ s}$ 时的管道截面周向位移

图10 移动载荷作用下管道三维振动响应

Fig. 10 Three-dimensional vibration response of tube under moving load

道在移动载荷作用下呈现明显空间局部化振动特征, 且振动响应主要集中于移动载荷附近有限区域。因此, 本文提出的移动区域法能够较好描述移动载荷作用下超长真空管道的局部动力学响应特性。

3.2 磁悬浮车辆作用下的车管耦合动力学响应

在分析移动载荷作用下管道动力学响应的基础上, 本文进一步研究超高速磁悬浮车辆的车-管耦合动力学响应。在前述管道模型基础上, 本文建立了超高速磁悬浮车辆动力学模型, 其中车体质量为 4 600 kg, 悬浮架质量为 400 kg, 二系悬挂刚度为 4×10^6 N/m, 悬挂阻尼为 1.7×10^4 N·s/m。磁悬浮轨道线圈匝数为 800, 电磁铁尺寸为 2×40 cm $\times$ 800 cm, 线圈电阻为 1.2 Ω , 线圈电感为 400 mH。

为简化分析, 本文采用二自由度车体-悬浮架模型建立超高速磁悬浮车辆动力学模型, 仅考虑车体与悬浮架垂向振动响应, 并通过电磁悬浮力实现车辆与轨道之间的耦合作用。此外, 为分析轨道不平顺对系统动力学响应的影响, 本文采用正弦波形式等效描述轨道周期性不平顺激励, 其中正弦波的幅值为 3 mm, 频率为 10 Hz。该模型主要用于分析周期性轨道激励条件下车-管系统的基础动力学特性, 而并非用于精确复现实际多方向随机轨道不平顺。最后, 通过悬浮力模型实现车辆模型与管道模型之间的动力学耦合, 其中悬浮力基于气隙关系进行计算, 具体计算方法可参考文献 [4], 本文不再赘述。

基于上述车-管耦合动力学模型, 进一步计算了 0.01 个大气压工况下系统动力学响应, 结果如图 11 所示。由图 11(a)可见, 车辆系统在初始阶段经历短暂瞬态振动后迅速进入稳定运行状态, 并呈现明显周期性振动特征。由于二系悬挂系统的隔振作用, 车体振动响应明显小于悬浮架振动响应。图 11(b)与图 11(c)表明, 悬浮架位移与加速度响应均表现出稳定周期振荡规律, 说明系统在周期性轨道激励作用下保持良好动力学稳定性。

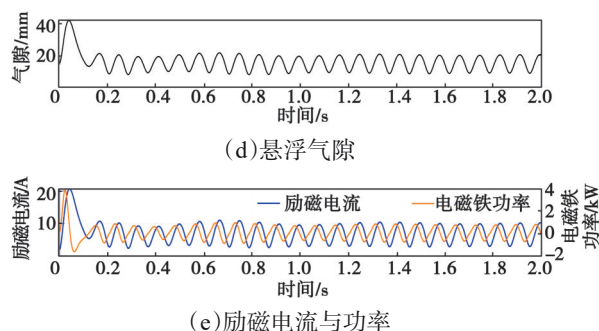
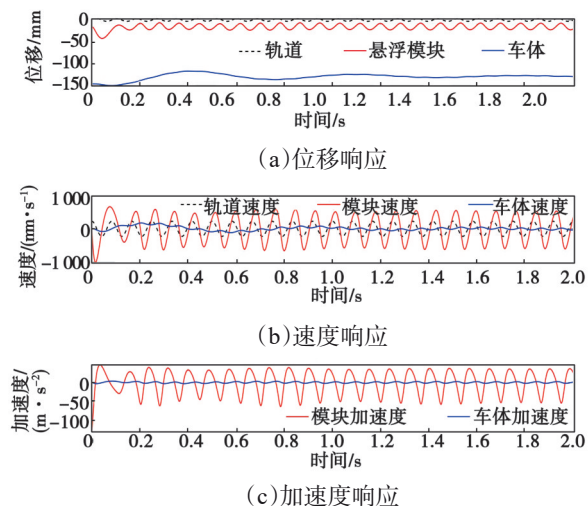


图 11 速度 1 500 km/h 超高速真空管道磁悬浮系统车管耦合动力学响应

Fig. 11 Vehicle-tube coupled dynamic response of ultra-high-speed evacuated-tube maglev system (1 500 km/h)

此外, 由图 11(d)可见, 磁悬浮系统气隙在 10~20 mm 范围内周期波动, 整体变化规律符合超高速磁悬浮系统设计要求, 未出现明显失稳现象。对图 11(e)进一步分析表明, 悬浮线圈电流与系统功率响应均呈现稳定周期变化特征, 说明车辆电磁悬浮系统能够在超高速运行条件下维持稳定悬浮状态。最后, 车-管耦合条件下管道振动幅值整体仍保持较低水平, 其最大径向振动幅值约为 0.05 mm, 未出现明显共振放大现象。

4 结论

本文针对超高速真空管道磁悬浮系统中超长管道动力学建模规模庞大及车-管耦合动力学特性复杂等问题, 建立了超高速真空管道磁悬浮系统车-管耦合动力学模型。基于 Donnell-Mushtari 薄壳理论建立了真空管道动力学模型, 基于牛顿-欧拉方法建立了磁悬浮车辆动力学模型, 并进一步提出了基于 ALE 描述的移动区域法, 实现了超长真空管道系统局部移动区域的高效动力学建模。在此基础上, 进一步分析了移动载荷及磁悬浮车辆作用下的管道动力学响应特性。主要结论如下:

①超高速真空管道结构具有明显复杂的模态特性, 部分低阶模态频率随周向阶数变化呈下降趋势。当 $n=2$ 时, 管道结构出现明显低频模态, 其固有频率逐渐接近磁悬浮车辆主要振动频率区间, 可能诱发局部动力学放大效应。此外, 管道壁厚对结构振动特性影响显著, 减小壁厚会明显降低低阶固有频率, 而内部气压变化对管道固有频率及振动模态影响相对有限。

②本文提出的移动区域法能够有效描述超长真空管道在移动载荷作用下的局部化振动特征。相比传统全长有限元建模方法, 移动区域法通过建立随载荷同步移动的局部分有限长计算区域, 实现了车-管耦合动力学模型的高效求解, 并有效降低了模型自由度与计算规模。结果表明, 移动载荷诱导的管道振动响应主要集中于载荷附近有限区域, 而远离载荷位置处振动迅速衰减, 验证了移动区域法局部移动区域建模假设的

合理性。

③本文建立的车-管耦合动力学建模框架能够为后续超高速真空管道磁悬浮系统结构与动力学优化提供理论基础。未来工作中,将进一步建立更完整的磁悬浮车辆模型,并结合多方向随机轨道不平顺、复杂运行工况及实测轨道谱开展更全面的车-管耦合动力学分析。

参考文献:

- [1] 韩艳,卜秀孟,王力东,等. 高速磁浮列车-轨道梁耦合系统轨道不平顺敏感波长研究[J]. 振动与冲击, 2024, 43(5): 1-11.
HAN Yan, BU Xiumeng, WANG Lidong, et al. High-speed maglev train-track beam coupled system track irregularity sensitive wavelengths[J]. Journal of vibration and shock, 2024, 43(5): 1-11.
- [2] 王战豪,毕海权,周远龙,等. 不同真空管道结构对列车气动热特性的影响[J]. 制冷与空调(四川), 2026, 40(1): 38-46.
WANG Zhanhao, BI Haiquan, ZHOU Yuanlong, et al. The influence of different vacuum tube structures on aerothermal characteristics of trains[J]. Refrigeration & air conditioning, 2026, 40(1): 38-46.
- [3] 牟瀚林,徐绪宝,张敏,等. 低真空管道超高速磁浮交通发展思考[J]. 铁道工程学报, 2026, 43(2): 37-41.
MU Hanlin, XU Xubao, ZHANG Min, et al. Thoughts on the development of low vacuum pipeline ultra high speed maglev transportation[J]. Journal of railway engineering society, 2026, 43(2): 37-41.
- [4] 牟瀚林,颜佳海,欧阳萍萍,等. 低真空管道超高速磁浮模型车系统边界条件影响分析[J/OL]. 西南交通大学学报. (2026-01-13) [2026-02-01]. <https://link.cnki.net/urlid/51.1277.U.20260113.1009.002>.
MU Hanlin, YAN Jiahai, OUYANG Pingping, et al. Analysis of the influence of boundary conditions on the low-vacuum pipeline ultra-high-speed maglev model vehicle system[J/OL]. Journal of southwest jiaotong university. (2026-01-13) [2026-02-01]. <https://link.cnki.net/urlid/51.1277.U.20260113.1009.002>.
- [5] 李秋君,胡道宇,高天宇,等. 低真空管道磁悬浮列车推进线圈接地系统设计[J]. 交通运输工程学报, 2026, 26(4): 276-285.
LI QiuJun, HU Daoyu, GAO Tianyu, et al. Design of grounding system of propulsion coils for low-vacuum tube maglev train[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2026, 26(4): 276-285.
- [6] 刘明利,肖文宇,罗宇,等. 充液流动管道低频带隙特性与振动控制[J]. 振动工程学报, 2025, 38(11): 2754-2762.
LIU Mingli, XIAO Wenyu, LUO Yu, et al. Low-frequency bandgap characteristics and vibration control of fluid-conveying pipelines[J]. Journal of vibration engineering, 2025, 38 (11): 2754-2762
- [7] 罗龙辉,叶思琴,尹来容. 弹性边界下输流管道被动控制研究[J]. 动力学与控制学报, 2026, 24(1): 64-74.
LUO Longhui, YE Siqin, YIN Lairong. Research on passive control of fluid-conveying pipe under elastic boundary[J]. Journal of dynamics and control, 2026, 24(1): 64-74.
- [8] 张建伟,杨灿,黄锦林,等. 穿堤管道流激振动传递路径模型试验研究[J]. 振动、测试与诊断, 2025, 45(6): 1208-1214.
ZHANG Jianwei, YANG Can, HUANG Jinlin, et al. Experimental study on flow induced vibration transmission path model of pipeline crossing dike[J]. Journal of vibration, measurement & diagnosis, 2025, 45(6): 1208-1214.
- [9] OSTADHOSSEIN N, RAMEZANI H, FARROKHABADI A, et al. Role of the spiral moving load in the vibrational response of thin-walled tubes[J]. Thin-walled structures, 2025, 217: 113862.
- [10] 郑小涛,程诗,冯磊,等. 循环移动热载荷下压力管道弯头的安定性[J]. 压力容器, 2013, 30(4): 67-70.
ZHENG Xiaotao, CHENG Shi, FENG Lei, et al. Shake-down analysis of the pressure piping bend under cycle moving thermal loadings[J]. Pressure vessel technology, 2013, 30(4): 67-70.
- [11] 古芑,蒋宏业,徐涛龙,等. 车辆碾压载荷下埋地输气管道的动力响应研究[J]. 油气田地面工程, 2019, 38(增刊 1): 45-49.
GU Peng, JIANG Hongye, XU Taolong, et al. Dynamic response analysis of the buried gas pipeline under vehicle rolling load[J]. Oil-gas field surface engineering, 2019, 38 (Suppl 1): 45-49.
- [12] 杨永宝,危银涛,李雪冰,等. 基于Donnell-Mushtari理论的弹性基础薄壁圆柱壳的稳态响应研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(6): 21-27.
YANG Yongbao, WEI Yintao, LI Xuebing, et al. Steady-state vibration responses of a thin-walled cylindrical shell on elastic foundations based on the Donnell-Mushtari theory [J]. Journal of vibration and shock, 2018, 37(6): 21-27.
- [13] 李超群,魏杰,罗斌,等. PVC凝胶圆柱壳的非线性动力学及振动规律[J]. 动力学与控制学报, 2026, 24(2): 54-66.
LI Chaoqun, WEI Jie, LUO Bin, et al. Nonlinear dynamics and vibration characteristics of PVC gel cylindrical shell[J]. Journal of dynamics and control, 2026, 24(2): 54-66.
- [14] XU Y, ZHU W D, FAN W, et al. A new three-dimensional moving Timoshenko beam element for moving load problem analysis[J]. Journal of vibration and acoustics, 2020, 142(3): 031001.
- [15] SOEDEL W. Vibrations of shells and plates[M]. Boca Raton: CRC Press, 2004.
- [16] 李印川,李海涛,毕海权,等. 超高速真空管道磁浮交通重大科技基础设施建设管理[J]. 实验技术与管理, 2025, 42

(11): 264-270.

LI Yinchuan, LI Haitao, BI Haiquan, et al. Construction management of major scientific and technological infra-structure for super-high-speed evacuated tube maglev transportation[J]. Experimental technology and management, 2025, 42(11): 264-270.

Vehicle-tube coupled dynamical modeling method for ultra-high-speed evacuated-tube maglev systems

XU Yan¹, ZHANG Weihua¹, MOU Hanlin², LI Haitao¹

(1. Research Center for Super-High-Speed Evacuated Tube Maglev Transport, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China; 2. China Railway Siyuan Survey and Design Group Co., Ltd., Wuhan, Hubei 430063, China)

Abstract: To address the heavy computational burden and the complex vehicle-tube coupled vibration characteristics in modeling ultra-long tube dynamics for ultra-high-speed evacuated-tube maglev systems, this paper proposes a vehicle-tube coupled dynamical modeling method based on an Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) moving-region method (MRM). A three-dimensional tube dynamical model was established using Donnell-Mushtari thin shell theory; and a maglev vehicle dynamical model was developed based on the Newton-Euler method. A localized moving-region technique was introduced to efficiently compute dynamic responses of ultra-long evacuated tubes. Subsequent analyses investigated tube modal characteristics, localized vibration behavior under moving loads, and vehicle-tube coupled dynamic responses. Analysis results indicate that the low-order modal frequencies of tubes are significantly affected by their wall thickness, whereas the influence of internal pressure is relatively limited. Vibrations induced by moving loads are mainly concentrated near the load region. Moreover, the proposed moving-region method effectively reduces computational workloads for ultra-long tube dynamical modeling while accurately capturing the vehicle-tube coupled dynamic characteristics of ultra-high-speed evacuated-tube maglev systems.

Keywords: ultra-high-speed evacuated-tube maglev system; high-speed maglev system; vehicle-tube spatially coupled dynamics; simulation; track irregularity

收稿日期: 2026-02-26
责任编辑: 钟 锋