

高速车辆结构振动的独立模态空间控制

陆正刚, 胡用生

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 200331)

摘要: 铁路高速客车或轻型车辆的车体结构振动不仅影响车辆运行品质, 而且导致车体结构动应力的增加和疲劳寿命的降低. 本文在建立高速车辆的柔刚体系统动力学模型基础上, 应用最优控制理论, 提出了抑制车体的特定低阶垂直弯曲振动独立模态空间控制方法和已改善车辆运行平稳性为目标的控制策略, 分析结果表明: 该控制方法和策略可以较好地降低特定模态振动的幅度, 改善车辆垂直运行平稳性.

关键词: 柔刚体系统; 铁道车辆; 结构振动; 独立模态空间控制

中图分类号: U270.1, TP273

文献标识码: A

Independent modal space control of high speed railway vehicle structure vibration

LU Zheng-gang, HU Yong-sheng

(Railway & Urban Mass Transit Research Institute, Tongji University, Shanghai 200331, China)

Abstract: The elastic vibration of carbody of high speed or light-weight vehicle not only affects the running quality, but also increases the structure stress and reduces the fatigue life of carbody. Based on the flex-rigid multibody system dynamics model of railway vehicle, the independent modal space control(IMSC) algorithm for low frequency vertical bending modal structure vibration control of flexible carbody is examined in this paper. A linear quadratic regulator(LQR) strategy based on the IMSC is proposed to control the special vertical bending structure modal of carbody and to improve the ride comfort of railway vehicle. Simulation results also show that the amplitude of special bending modal vibration of carbody can be lowered and the ride comfort can be improved using this control strategy.

Key words: flex-rigid multibody; railway vehicle; structure vibration; independent modal space control

1 引言(Introduction)

轨道车辆, 特别是高速及轻型车辆的结构振动及因此引起的运行平稳性下降, 结构振动噪声增大、结构疲劳和寿命下降等问题由来已久, 但是真正引起注意并为之进行研究也是近10年才开始^[1~5]. 文献[1]在被动悬挂的基础上, 优化车体和转向架之间的抗蛇行减振器、牵引装置的参数和安装位置来降低车体的垂直1阶弯曲振动, 从而改善车辆运行的舒适性, 研究表明: 虽然采用传统的被动悬挂系统, 但是只要对系统的特征值进行优化, 仍然可以较好地抑制和减小车体的垂直弯曲振动. 文献[2]采用主动控制技术应用 H_∞ 控制理论和压电智能材料作为作动器来控制磁悬浮车辆轻型车体的垂直弯曲振动的情况, 采用合适的控制策略后, 可以有效地改善车

体中心的垂直平稳性指标. 文献[3,4]采用独立和混合模态控制理论、“天棚阻尼器”半主动控制策略来解决车体弯曲振动的控制, 取得了良好的效果.

对具有柔性或铰接轻型车体的高速车辆而言, 车辆运行平稳性优劣是以车体地板上评估点的加速度的加权大小为根据的, 该点加速度大小包含车体的刚体振动加速度和车体本身弹性结构振动加速度, 要获得车辆在高速运行条件下优良的平稳性, 对上述两方面的振动均必须抑制. 由于柔性或轻型车辆的振动控制必须考虑除结构振动控制以外的刚体振动的影响和相互作用, 因此比传统的桥梁、建筑物的纯结构振动控制更复杂^[6,7]. 此外, 对轻型车辆的结构振动控制, 除了在控制策略上与传统结构控制不同外, 在控制器或作动器选择上也有其特点.

本文将针对车辆系统的特点,应用柔刚体系统动力学模型,分析弹性振动对车辆运行平稳性的影响.采用独立模态控制理论对车体特定的弯曲振动模式进行控制,研究在二次型目标函数下,结构振动的最优控制问题,以期获得对车体结构关键模态的振动控制和车辆运行平稳性的改善,为轨道车辆车体结构振动的半主动控制研究和实施提供理论基础.

2 建模(Modeling)

高速车体及铰接式轻型车体的垂直弯曲振动会影响旅客的乘坐舒适性,较高频的车体结构振动还会引起车内的噪声.典型的轻型车体垂直1阶弯曲振动频率在6 Hz~10 Hz之间,对车辆的垂直运行平稳性有相当的影响,根据模态综合理论,只要选择合适的李兹(Ritz)模态基,同时满足相应的边界条件,可以将车体的弹性振动(垂直弯曲)用模态坐标予以重构,实现对任意结构和复杂车体的结构振动分析.从车辆运行平稳性控制的角度,在车辆结构振动控制和平稳性控制中,必须至少包含车体低阶弯曲振动.为此建立图1的车辆垂直振动模型,包括车体下部悬挂质量、转向架构架、车体、一系和二系垂直悬挂等.

取系统广义自由度为

$$\{x\} = \{z(t) \ \theta(t) \ Z_1(t) \ Z_2(t) \ z_a(t) \ q_{Ni}(t)\}^T \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

其中: $z(t)$, $\theta(t)$ 分别为车体的浮沉和点头刚体运动, $z_2(t)$, $z_1(t)$ 分别为前、后构架的浮沉自由度. $z_a(t)$ 为辅助装置的浮沉自由度. 代表车体的弹性变形的 n 个完全独立的广义模态坐标.

式(2)给出了图1描述的车辆柔刚体系统模型动力学方程^[5]. 其中: η_i 来代表第 i 阶正则模态的阻尼比, ω_i 为第 i 阶模态频率, Y_{Ni} 为正则振型函数, 取决

与车体两端的约束和支撑条件. 对高速车辆, 二系悬挂刚度和阻尼一般较小, 此时将车体弹性梁近似看成为一个两端自由的欧拉梁, 图2为一高速客车车体的简化弹性欧拉梁振型函数.

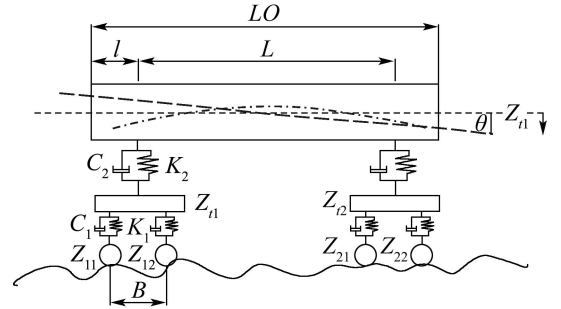


图1 具有两轴转向架和轻型车体的车辆垂直振动控制模型

Fig. 1 Railway vehicle vertical vibration control model

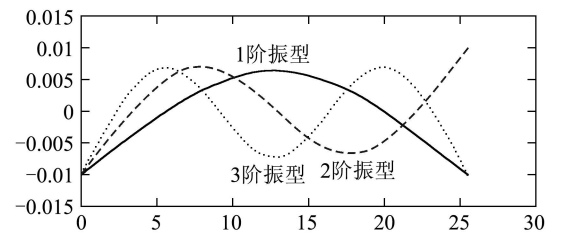


图2 车体弹性梁模型自由振动振型($L = 25.5$ m)

Fig. 2 Free vibration bending modal of carbody elastical beam ($L = 25.5$ m)

对某一高速客车, 采用实测的线路不平顺作为本模型的激励^[5], 包含不同车体模态时车体中心点的垂直加速度的仿真分析结果见图3, 其幅频特性见图4. 从图中看出: 对柔性体模型, 车体的1阶垂直弯曲模态(模态频率为6.6 Hz)和3阶弯曲模态(模态频率为18 Hz)明显地影响车体中心的垂直加速度. 而2阶弯曲模态由于在车体中心处为振型节点, 对车体中心点的加速度影响很小.

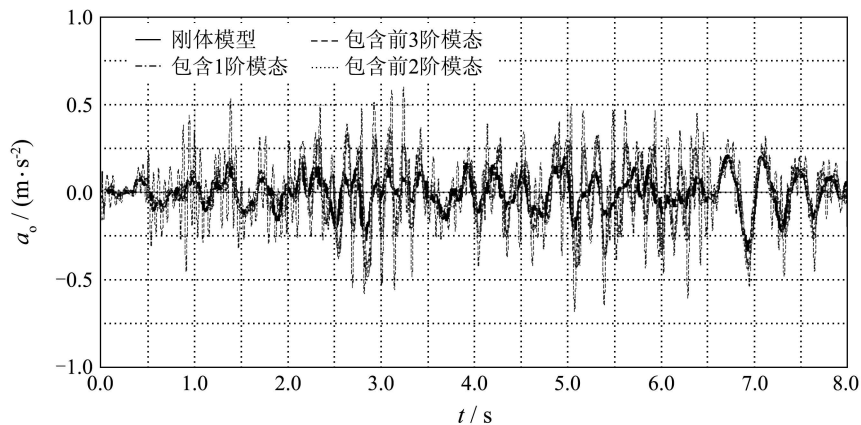


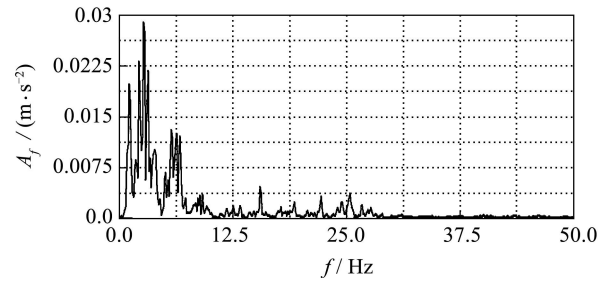
图3 包含不同弯曲模态下车体中心点垂直加速度响应

Fig. 3 Vertical acceleration of carbody center including different bending modal

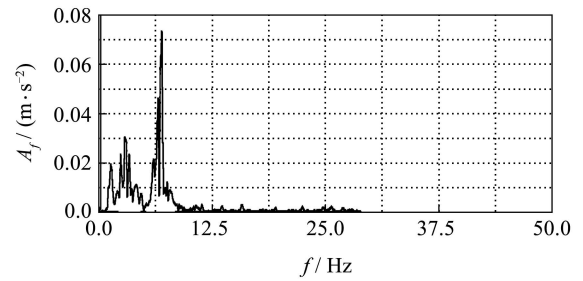
$$\begin{cases}
 m\ddot{z}(t) + m_{zq}\ddot{q} + p_1(t) + p_a(t) = 0, \\
 I_\theta\ddot{\theta}(t) + m_{\theta q}\ddot{q} + \frac{L}{2}[p_1(t) - p_2(t)] = 0, \\
 m_t\ddot{z}_2(t) - p_2(t) + C_1(2\dot{z}_2(t) - \dot{z}_{21}(t) - \dot{z}_{22}(t)) + K_1(2z_2(t) - z_{21}(t) - z_{22}(t)) = 0, \\
 m_t\ddot{z}_1(t) - p_1(t) + C_1(2\dot{z}_1(t) - \dot{z}_{11}(t) - \dot{z}_{12}(t)) + K_1(2z_1(t) - z_{11}(t) - z_{12}(t)) = 0, \\
 m_a\ddot{z}_a(t) - p_a(t) = 0, \\
 m_{zqi}\ddot{z}(t) + m_{\theta qi}\ddot{\theta}(t) + \ddot{q}_{Ni}(t) + [C_2Y_{Ni}(l) + C_2Y_{Ni}(l+L) + C_aY_{Ni}(\frac{L_0}{2})]\dot{z}(t) + \frac{C_2L}{2}[Y_{Ni}(l) - Y_{Ni}(l+L)]\dot{\theta}(t) + 2\eta_i\omega_i\dot{q}_{Ni} + [\sum_{i=1}^n (C_2Y_{Ni}^2(l) + C_2Y_{Ni}^2(l+L) + C_aY_{Ni}^2(\frac{L_0}{2}))]\ddot{q}_{Ni}(t) - C_2Y_{Ni}(l)\dot{z}_1(t) - C_2Y_{Ni}(l+L)\dot{z}_2(t) - C_aY_{Ni}(\frac{L_0}{2})\dot{z}_a(t) + [K_2Y_{Ni}(l) + K_2Y_{Ni}(l+L) + K_aY_{Ni}(\frac{L_0}{2})]z(t) + \frac{K_2L}{2}[Y_{Ni}(l) - Y_{Ni}(l+L)]\theta(t) + \omega_i^2q_{Ni}(t) + [\sum_{i=1}^n K_2Y_{Ni}^2(l) + K_2Y_{Ni}^2(l+L) + K_aY_{Ni}^2(\frac{L_0}{2})]q_{Ni}(t) - K_2Y_{Ni}(l)z_1(t) - K_2Y_{Ni}(l+L)z_2(t) - k_aY_{Ni}(\frac{L_0}{2})z_a(t) = 0 (i = 1, 2, \dots, n).
 \end{cases} \quad (2)$$

式中:

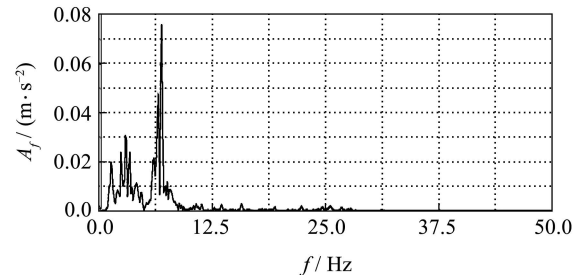
$$\begin{cases}
 m_{zqi} = \rho A \int_0^{L_0} Y_{Ni}(x) dx, \\
 m_{\theta qi} = -\rho A \int_0^{L_0} (\frac{L_0}{2} - x) Y_{Ni}(x) dx, \\
 p_1(t) = K_2[z(t) + \frac{L}{2}\theta(t) + u(l, t) - z_1(t)] + C_2[\dot{z}(t) + \frac{L}{2}\dot{\theta}(t) + \dot{u}(l, t) - \dot{z}_1(t)], \\
 p_2(t) = K_2[z(t) - \frac{L}{2}\theta(t) + u(l+L, t) - z_2(t)] + C_2[\dot{z}(t) - \frac{L}{2}\dot{\theta}(t) + \dot{u}(l+L, t) - \dot{z}_2(t)], \\
 p_a(t) = K_a[z(t) + u(\frac{L_0}{2}, t) - z_a(t)] + C_a[\dot{z}(t) + \dot{u}(\frac{L_0}{2}, t) - \dot{z}_a(t)].
 \end{cases} \quad (3)$$



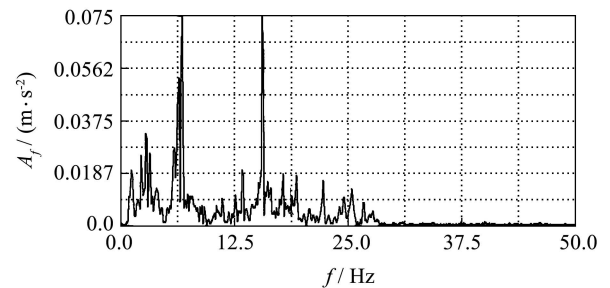
(a) 刚体模型



(b) 包含1阶垂直弯曲振型模型



(c) 包含2阶垂直弯曲振型模型



(d) 包含3阶垂直弯曲振型模型

图4 车体中心点的垂直加速度频谱图

Fig. 4 Vertical acceleration of carbody center in the frequency domain

3 基于独立模态空间控制上的最优控制策略(Optimal control strategy based on IMSC)

从控制车体刚体和弹性振动模态振动角度来考虑, 采用与前后转向架二系悬挂并联布置的作动器可以控制车体的浮沉和点头刚体振动, 在辅助设备安装作动器可以实现对车体1阶、3阶垂直弯曲模态的控制, 即在图1的模型悬挂处并联。对一受控的多自由度系统(可以是多刚体系统也

可以是离散的连续系统), 其振动方程可描述为

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \\ [D]\{F(t)\} + \{U(t)\}. \end{aligned} \quad (4)$$

这里: $\{F(t)\} = \{u_1(t) \ u_2(t) \ \cdots \ u_m(t)\}^T$ 是 m 维广义控制力列向量; $[D]$ 是 $n \times m$ 维广义控制力分布矩阵; $\{U(t)\}$ 是 n 维广义激励力列向量.

令

$$\{x(t)\} = [\phi]\{q(t)\}, \quad (5)$$

这里 $[\phi]$ 为系统的模态矩阵; $\{q(t)\} = \{q_1(t) \ q_2(t) \ \cdots \ q_n(t)\}^T$ 是 n 维模态坐标列向量.

应用式(5), 可以将系统方程(4)的左侧解耦:

$$\begin{aligned} \{\ddot{q}(t)\} + \text{diag}\{2\xi_j, \omega_j\}\{\dot{q}\} + \text{diag}\{\omega_j^2\}\{q(t)\} = \\ \{V(t)\} + \{W(t)\}. \end{aligned} \quad (6)$$

考虑到控制力施加在 n 维模态空间上的前 R 阶模态, 由于控制矩阵 $\{V(t)\}$ 是依赖于所有模态坐标 $\{q(t)\}$ 的, 一般情况下, 方程(6)的右侧仍然是耦合的, 在此应用独立模态空间控制 IMSC (independent modal space control) 方法将一个复杂的 n 个自由度系统(4)的结构控制问题, 转化为在模态空间解耦的对 R 阶 ($R \ll n$) 模态方程的控制问题. 这种控制方式对那些象轨道车辆车体结构等仅需对少量的关键模态进行控制的系统而言是非常具有吸引力的.

考虑前 R 阶模态, 令 $\{Y(t)\} = \{q_c(t) \ \dot{q}_c(t)\}^T$, 方程(6)可以写成状态方程形式:

$$\{\dot{Y}(t)\} = [A]\{Y(t)\} + [B_1]\{V(t)\} + [D_1]\{W(t)\}. \quad (7)$$

对给定式(8)的二次型目标函数 J , 模态控制力 $\{V(t)\}$ 可以应用基于二次型最优控制的 LQR 方法予以确定:

$$J = \int_0^t (\{Y(t)\}^T [Q] \{Y(t)\} + \{V(t)\}^T [R] \{V(t)\}) dt. \quad (8)$$

这里 $[R]$ 为加权矩阵, $[Q]$ 为半正定矩阵(一般要求为对角矩阵), 控制力 $\{V(t)\}$ 为

$$\{V(t)\} = -[R]^{-1}[B_1]^T[P]\{Y(t)\}. \quad (9)$$

当 $[P]$ 矩阵满足相应的 Riccati 方程(10)时, 可以使式(8)的目标函数 J 最小.

$$\begin{aligned} [P][A] + [A]^T[P] - \\ [P][B_1][R]^{-1}[B_1]^T[P] + [Q] = \{0\}. \end{aligned} \quad (10)$$

式(9)给出的控制力 $\{V(t)\}$ 就是基于 IMSC 控制

理论, 满足二次型最优条件(LQR)下的最优控制力表达式.

实际上, 由于在 IMSC 控制力作用下, 系统 n 个模态方程(6)是解耦的, 系统的二次型目标函数可以分解为各个模态空间上的二次型函数之和, 使总目标函数最小的条件可以转化为对每一个模态方程的目标函数最小, 对式(6)中的第 j 个方程, 应用最优控制理论, 得到第 j 阶模态的模态控制力为^[5]

$$v_j(t) = -\frac{p_{j12}}{R_j}q_j(t) - \frac{p_{j22}}{R_j}\dot{q}_j(t). \quad (11)$$

这里:

$$\begin{cases} p_{j12} = p_{j21} = -\omega_j^2 R_j \left(\sqrt{1 + \frac{Q_{j1}}{R_j \omega_j^4}} - 1 \right), \\ p_{j22} = 2\xi_j \omega_j R_j \left(\sqrt{1 + \frac{2p_{j12} + Q_{j2}}{(2\xi_j \omega_j)^2 R_j}} - 1 \right). \end{cases} \quad (12)$$

R_j 为常数, 表示目标函数中控制能量和系统能量之间的加权. 从而第 j 阶被控模态的振动方程和模态控制力为

$$\begin{cases} \ddot{q}_j(t) + 2\xi_j \omega_j (1 + \beta) \dot{q}_j(t) + \\ \omega_j^2 (1 + \gamma) q_j(t) = w_j(t), \\ v_j(t) = -\gamma \omega_j^2 q_j(t) - 2\beta \xi_j \omega_j \dot{q}_j(t). \end{cases} \quad (13)$$

这里:

$$\begin{cases} \beta = \sqrt{1 + \frac{2p_{j12} + Q_{j2}}{(2\xi_j \omega_j)^2 R_j}} - 1 > 0, \\ \gamma = \sqrt{1 + \frac{Q_{j1}}{R_j \omega_j^4}} - 1 > 0. \end{cases} \quad (14)$$

方程(13)表明: 该模态控制力将对该模态提供正的模态阻尼和模态刚度, 实现对该模态振动的抑制作用.

4 车体垂直 1 阶弯曲模态的抑制(Suppression of first bending modal vibration of carbody)

对车辆系统, 在一般情况下, 方程(4)中的阻尼矩阵 $[C]$ 不存在比例或结构阻尼的特征, 系统一般不存在实模态, 只能在 $2N$ 维复模态状态空间上解耦, 因此 IMSC 方法不能直接应用.

由于 1 阶振型函数的影响, 在端部施加的振动控制力 $F_1(t)$ 和 $F_2(t)$ 几乎位于垂直 1 阶弯曲振型节点附近, 因此控制效果将大打折扣, 从 IMSC 控制理论可知, 仅在车体中间施加主动作用力 $F_a(t)$, 可以对车体的弹性模态进行控制, 同时满足可控性的要求, 为此可以对方程(4)中的最主要的车体 1 阶

垂直弯曲模态, 在实际物理空间上实行所谓的独立模态控制. 改写式(4)中的车体垂直1阶弯曲模态方程为方程(16)^[5]:

$$\ddot{q}(t) + C_q \dot{q}(t) + K_q q(t) = Y\left(\frac{L_0}{2}\right) F_a(t) + W(t). \quad (15)$$

这里:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_q = \\ 2\eta\omega + C_2 Y^2(l) + C_2 Y^2(l+L) + C_a Y^2\left(\frac{L_0}{2}\right), \\ K_q = \\ \omega^2 + K_2 Y^2(l) + K_2 Y^2(l+L) + K_a Y^2\left(\frac{L_0}{2}\right), \\ W(t) = \\ -m_{zq} \ddot{z}(t) - m_{\theta q} \ddot{\theta}(t) - [C_2 Y(l) + \\ C_2 Y(l+L) + C_a Y\left(\frac{L_0}{2}\right)] \dot{z}_1(t) - \\ \left(\frac{C_2 L}{2}\right) [Y(l) - Y(l+L)] \dot{\theta}(t) - [K_2 Y(l) + \\ K_2 Y(l+L) + K_a Y\left(\frac{L_0}{2}\right)] z(t) - \\ \left(\frac{K_2 L}{2}\right) [Y(l) - Y(l+L)] \theta(t) + \\ C_2 Y(l+L) \dot{z}_1(t) + C_2 Y(l+L) \dot{z}_2(t) + \\ C_a Y\left(\frac{L_0}{2}\right) \dot{z}_a(t) + K_2 Y(l) z_1(t) + \\ K_2 Y(l+L) z_2(t) + K_a Y\left(\frac{L_0}{2}\right) z_a(t). \end{array} \right. \quad (16)$$

此时, $W(t)$ 可以看成是方程(16)的外激励力.

在车体中心处安放垂直加速度计, 将该点的加速度经过带通滤波器可以获得车体弯曲振动模态在车体中间点的加速度, 通过积分器获得该模态的绝对速度, 为控制系统设计提供观测变量.

同样地, 在取车体模态的振动能量和控制能量之和作为优化目标函数时, 应用IMSC理论, 可以确定最优控制律. 选择 $Q_1 = \omega^2, Q_2 = 1$; 此时

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{q12} = p_{q21} = -K_q R_q \left(\sqrt{1 + \frac{Q_1}{R_q K_q^2}} - 1 \right), \\ p_{q22} = C_q R_q \left(\sqrt{1 + \frac{2p_{q12} + Q_2}{C_q^2 R_q^2}} - 1 \right). \end{array} \right. \quad (17)$$

这样施加在车体中间的最优模态控制力为

$$F_a(t) = -\frac{p_{q12}}{Y\left(\frac{L_0}{2}\right) R_q} q(t) - \frac{p_{q22}}{Y\left(\frac{L_0}{2}\right) R_q} \dot{q}(t). \quad (18)$$

从式(18)不难发现, 需要施加的最优模态控制力受模态振形函数的影响. 同时该模态振动和控制力的大小影响方程(16)中的外激励力 $W(t)$, 因此对该模态的最优控制并不一定能产生对系统垂直加速度的最优控制, 即车辆垂直运行平稳性的最优控制.

将最优模态控制力(18)代入原系统方程(1), 通过数值仿真, 得到在线路激励下, 该模态和系统的响应.

由于车辆系统的特殊性, 仅对车体1阶弯曲模态进行控制时, 系统并未在复模态空间上解耦, 因此控制力不仅仅影响车体的刚体模态, 对车体其他弹性模态也将产生影响.

研究表明^[5]: 车体弹性模态取前5阶时, 响应的差异与精确结果很小, 在这里车体弹性振动以车体前5阶模态来代表. 控制力采用式(18), 以车体1阶模态广义位移和速度为反馈变量. 在运行速度为160 km/h, 车体弹性振动的模态阻尼比取为2%时, 系统响应结果见表1.

表1 最优控制下车体模态振动加速度的均方根值

Table 1 The r.m.s. value of carbody modal vibration under optimal control

加权系数 R_q	第1阶模态加速 度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	第2阶模态加速 度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	第3阶模态加速 度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	前评估点垂直加 速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	中间点垂直 速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	后评估点垂直加 加速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)
刚体系统(无控制)	—	—	—	0.1674	0.1007	0.1596
前5阶模态系统(无控制)	10.8368	3.9476	4.0011	0.1666	0.1331	0.1604
$R_q = 10^{-2}$	5.6871	3.8979	6.8527	0.1660	0.1276	0.1625
$R_q = 5 \times 10^{-3}$	4.8893	3.8733	4.7232	0.1647	0.1222	0.1639
$R_q = 10^{-3}$	3.2248	3.7756	2.2598	0.1691	0.1231	0.1716

显然, 第1阶模态控制力对车体其他阶模态, 特别是第3,5阶模态产生影响.

虽然采用式(18)的最优模态控制力可以实现对

影响车体中心平稳性最大的1阶弯曲模态进行抑制, 减小车体的结构弹性振动, 但是由于系统刚体和弹性体自由度的耦合, 该控制力同时影响车体

的浮沉和其他高阶弹性模态,对车辆运行平稳性的改善效果有限。

5 改善车辆平稳性的控制策略(Control strategy for improving vehicle ride comfort)

基于最优理论的ISMC控制,从概念和实际实施上都非常明确,但是对车辆系统而言,上节研究的控制车体的弹性振动只是解决了问题的一个方面,可以抑制或减小车体主要模态的振动;但是另一方面,笔者还希望通过控制系统的施加来改善车辆的运行平稳性,因此仅对结构弹性模态的控制是不够的,进一步研究对车体刚体模态和弹性模态同时施加最优控制,来改善车辆运行平稳性。具体地,对图1的车辆简化系统,考虑在前后转向架和车体中间辅助装置等3处安装垂直作动器,实施对车辆运行平稳性为目标的最优控制策略。

同样地,分别对车体浮沉 $z(t)$,点头 $\theta(t)$ 和1阶弯曲振型等实行所谓的独立模态控制施加在各振型上的最优模态控制力为

$$\begin{cases} F_z(t) = -\frac{p_{z12}}{R_z}z(t) - \frac{p_{z22}}{R_z}\dot{z}(t), \\ F_\theta(t) = -\frac{p_{\theta12}}{R_\theta}\theta(t) - \frac{p_{\theta22}}{R_\theta}\dot{\theta}(t). \end{cases} \quad (19)$$

对前后转向架处作动器的实际控制力 $F_1(t)$ 和 $F_2(t)$,有

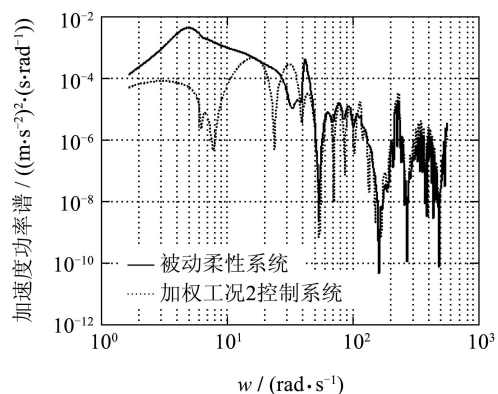
$$\begin{cases} F_1(t) = \frac{1}{2}F_z(t) + \frac{1}{L}F_\theta(t), \\ F_2(t) = \frac{1}{2}F_z(t) - \frac{1}{L}F_\theta(t). \end{cases} \quad (20)$$

而车体1阶弯曲模态控制力 $F_a(t)$ 仍可以采用式(18).需要观测的系统变量为车体浮沉速度和位移,车体点头速度和位移以及车体1阶弯曲模态速度和位移,这些变量在物理空间上均有实际意义,并且可测量。

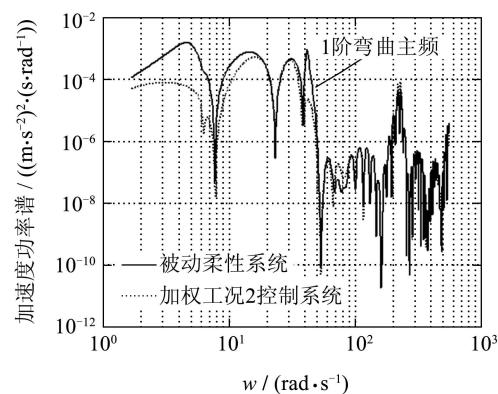
由于柔刚体自由度的耦合作用,在物理空间上的独立模态控制在复模态空间上是耦合的,因此

在选择控制系统加权系数时是一个多变量优选问题,在基本约束条件下,通过改变3个控制力的加权系数 R_z , R_θ 和 R_q .达到优化平稳性指标的目的(在此以加速度的r.m.s.值表示).表2选择了经过优化计算后,加权系数合理的3种组合情况。

在 $v = 160 \text{ km/h}$ 运行速度下,车体在后转向架处和中间的加速度功率谱曲线见图5.图中 w 为圆频率。



(a) 车体在后转向架位置



(b) 车体中间位置

图5 被动柔性系统和控制系统车体垂直加速度功率谱曲线

Fig. 5 Acceleration PSD of carbody in passive flexible model and active control

表2 平稳性控制下系统主要响应(r.m.s.值)

Table 2 Carbody modal vibration acceleration under ride comfort control (r.m.s.)

加权系数组合	浮沉加速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	点头加速度/ ($\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$)	1阶弯曲模态 加速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	前评估点垂直 加速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	中间点垂直加 加速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	后评估点垂直 加速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)
被动系统	0.1003	0.0143	10.8370	0.1665	0.1331	0.1603
工况1	0.0859	0.0007	5.6877	0.0893	0.0973	0.0898
工况2	0.0753	0.0007	7.6797	0.0833	0.0955	0.0841
工况3	0.0896	0.0002	5.2247	0.0934	0.0970	0.0938

注: 加权系数组合工况1: $R_z = 1 \times 10^7$, $R_\theta = 1 \times 10^8$ 和 $R_q = 3 \times 10^{-3}$; 加权系数组合工况2: $R_z = 5 \times 10^6$, $R_\theta = 1 \times 10^8$ 和 $R_q = 6 \times 10^{-3}$; 加权系数组合工况3: $R_z = 1 \times 10^7$, $R_\theta = 1 \times 10^7$ 和 $R_q = 2 \times 10^{-3}$.

从计算结果发现, 在各个模态控制力为优化的条件下, 通过选择不同加权系数组合, 可以获得对车辆运行垂直平稳性的改善, 较柔性被动系统, 施加主动控制系统在前后转向架处的垂直加速度r.m.s.值有50%左右的降低, 车体中心处加速度r.m.s.值有28%左右的降低. 同时通过振动控制力的施加, 使得车体在纵向长度方向上保持相近的垂直平稳性指标, 改善过去由于车体弹性等引起的振动性能的差异

6 总结(Conclusions)

车体的低阶模态不仅影响在高速运行下车体的垂直和横向平稳性, 而且造成结构振动、噪声的增大, 车体结构疲劳可靠性的下降. 对这些结构振动的抑制是改善车辆高速运行平稳性的有效途径, 通过本文的研究, 可以得到以下的结论:

1) 在高速运行条件下, 车体低阶弹性振动对车辆运行平稳性的影响在仿真分析中必须予以考虑.

2) 对车体特定弹性模态振型的基于独立模态空间(IMSC)的最优控制, 可以有效地抑制相应的模态振动.

3) 在车辆前后转向架和车辆中间辅助装置处设置垂直作动器, 采用基于二次型最优的独立模态空间控制(IMSC)策略, 可以有效地改善车辆垂直运行平稳性, 所需的主动控制力在合理的范围之内.

参考文献(References):

- [1] NISHIGAITO T, MIYAJIMA A, MAMEHI Y. A method to reduce vertical bending vibration of railway vehicles using automatic generation of equation of motion including primary bending mode[J]. *Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1998, 64(626): 3936 – 3942.
- [2] FUJIOKA T, SHIDA M, KIKUCHI U. Vibration control of beaming for Maglev vehicles[J]. *Trans of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1999, 65(630): 644 – 649.
- [3] FOO E, GOODALL R M. Active suspension control strategies for flexible-bodied railway vehicle[C]//*UKCC Int Conf on CONTROL'98*. London, UK: IEE Conf Publ, 1998, 455: 1 – 4.
- [4] FOO E, GOODALL R M. Active suspension control of flexible-bodied railway vehicle using electrohydraulic and electromagnetic actuators[J]. *Control Engineering Practice*, 2000, 8(5): 507 – 518.
- [5] 陆正刚. 铁道车辆柔刚体系统动力学及结构振动控制研究[D]. 上海: 同济大学, 2005.
(LU Zhenggang. *The flex-rigid multibody dynamics and structure vibration control analysis for railway vehicle system*[D]. Shanghai: Tongji University, 2005.)
- [6] FANG J Q, LI Q S, JEARY A P. Modified independent modal space control of m.d.o.f. systems[J]. *J of Sound and Vibration*, 2003, 261: 421 – 441.
- [7] BHATTACHARYA P, SUHAIL H, SINHA P K. Finite element analysis and distributed control of laminated composite sheels using LQR/IMSC approach[J]. *Aerspace Science and Technology*, 2002, 6(4): 273 – 281.

作者简介:

陆正刚 (1966—), 男, 博士, 研究员, 主要研究方向为车辆动力学与控制, 曾获省部级科技进步一、二、三等奖, 已发表论文20多篇,
E-mail: luzhenggang@vip.sina.com;

胡用生 (1946—), 男, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为车辆动力学与控制.