

转向架系统簧上质量的物理参数识别

陈江雪, 周劲松, 宫 岛

(同济大学 铁道与城市轨道交通研究院, 上海 201804)

摘要: 提出了基于质量感应法、状态空间理论和模态空间理论的 3 种转向架系统簧上质量物理参数识别方法, 设计了用于物理参数识别的定向激励测试工况, 并通过仿真试验对以上参数识别方法进行验证及对比分析. 结果表明, 当采用质量感应法、状态空间理论和模态空间理论时, 附加质量大小分别选取为系统质量的 8%、17% 和 7% 时识别精度较高; 总体来看, 模态空间理论的识别精度最高, 状态空间理论次之, 质量感应法最低; 就质量参数、惯量参数、一系垂向刚度及阻尼参数识别而言, 可以不考虑转向架簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置高度差的影响; 在高度差较小时, 也可忽略其对结构参数识别精度的影响.

关键词: 转向架; 参数识别; 状态空间; 模态空间

中图分类号: U270.7

文献标志码: A

Physical Parameter Identification of the Mass above the Suspension of the Bogie System

CHEN Jiangxue, ZHOU Jinsong, GONG Dao

(Institute of Rail Transit, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on mass induction method, state space theory and modal space theory, three methods were proposed for identifying physical parameters of the mass above the suspension of the bogie system. Designed directional excitation test conditions for physical parameter identification. The above physical parameter identification methods were verified and compared by simulation test. The results show that when using mass induction method, state space theory, and modal space theory, the additional mass size is selected as 8%, 17% and 7% of the system quality respectively, the higher recognition accuracy can be achieved. In general, the modal space theory has the highest recognition accuracy, the state space theory is second, and the mass induction method is the worst. For the identification of quality parameters, inertia parameters, vertical stiffness

and damping parameters, the influence of the height between the centroid of the mass above the suspension of the bogie system and the position of the lower point of the suspension can be ignored. When the height is small, the influence of the structural parameter identification error can be ignored.

Key words: bogie; parameter identification; state space; modal space

转向架作为轨道车辆的唯一走行部件, 具有牵引、制动、支撑、导向、减振五大功能, 对轨道车辆动力学性能起着决定性作用, 其参数的准确性对动力学性能的设计、预测、故障诊断都有着极为重要的作用^[1-3]. 为此, 我国对轨道车辆转向架检测做出了相关规定^[4-7].

研究转向架参数的测试方法和转向架参数测试台, 对于提升轨道列车运行性能、降低转向架研发周期有巨大意义. 鉴于转向架参数对轨道车辆运行性能的重要影响, 国内外越来越多的科研机构投入到转向架参数试验台的研制工作中. 德国 Windhoff 公司开发了转向架测试试验台^[8], 该试验台可以对不同轴距、不同轨距的动车转向架和拖车转向架进行测试, 可以实现对转向架一系、二系悬挂横向刚度值的测量. 瑞士 NENCKI 公司研制的转向架测试台适用于多种轴距的转向架的测试^[9]. 文献^[10]在已知转向架质量的前提下, 提出了基于激振法的转向架三轴向转动惯量试验方法, 建立了基于欧拉角及向量范数的转向架运动平台位姿反解模型. 文献^[11]以转向架参数测试台为基础开发了基于坡道模拟器的转向架质心高度测量系统. 文献^[12]在转向架参数测定试验台上实现了铁道车辆转向架的三向刚度同时测定及几何结构尺寸参数测定功能. 文献^[13]对高速列车转向架悬挂参数的测试方法进行了研

收稿日期: 2018-11-08

基金项目: 国家自然科学基金(51805373)

第一作者: 陈江雪(1994—), 男, 博士生, 主要研究方向为铁道车辆动力学. E-mail: chenjiangxue@tongji.edu.cn

通信作者: 周劲松(1969—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为铁道车辆动力学. E-mail: jinsong.zhou@tongji.edu.cn

究,建立了转向架悬挂参数测试模型.文献[14]设计了用来测试转向架动力学参数的试验台,对转向架轮对间的抗弯刚度及抗剪刚度、三大件式转向架的抗菱刚度、减振器相对摩擦系数、心盘旁承回转摩擦力矩、转向架一系及二系悬挂刚度等参数的测试方法进行了探讨.文献[15]探讨了三大件式转向架抗菱刚度在参数测试台上的测试方法和计算公式.文献[16]实现了整车转向架及独立转向架刚度参数的动态和静态测试.

综上所述,以往的转向架参数测试试验台主要是对转向架系统整体的惯量参数和悬挂参数进行测试.然而长期以来,转向架系统簧上质量物理参数的准确性无法校验,目前国内外尚未有专家学者针对此问题进行研究.因此,本文提出了基于质量感应法、状态空间理论和模态空间理论的转向架系统簧上质量物理参数识别方法,设计了用于参数识别的定向激励测试工况,利用系统自由振动加速度响应信号,对转向架系统簧上质量的质量参数、惯量参数、结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数同时识别进行了研究.这 3 种方法均无需已知系统任何参数,不依赖专业试验装置,操作简便,实用性强,是可用于现场实验测试的物理参数识别方法.

1 转向架动力学方程

以转向架系统簧上质量的质量参数、惯量参数、结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数为识别对象,构建如图 1 所示的转向架动力学模型,并推导系统的动力学方程.模型中, m 为转向架系统的簧上质量,转向架系统簧上质量的侧滚转动惯量、点头转动惯量、摇头转动惯量分别为 I_{xx} 、 I_{yy} 、 I_{zz} ,其沉浮自由度、侧滚自由度、点头自由度、摇头自由度分别为 z 、 α 、 β 、 θ , k_i ($i=x, y, z$) 分别为转向架一系纵向刚度、一系横向刚度和一系垂向刚度, c_i ($i=x, y, z$) 分别为转向架一系纵向阻尼、一系横向阻尼和一系垂向阻尼, a 为垂向悬挂的横向距离之半, b 为垂向悬挂的纵向距离之半, h 为转向架簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置的高度差.

根据牛顿定律,转向架系统的动力学方程为

$$M\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{X} = [z \ \alpha \ \beta \ \theta]^T \quad (2)$$

$$\mathbf{K}_p = \text{diag}(k_z \ k_z \ k_z \ k_z \ k_y \ k_y \ k_y \ k_y \ k_x \ k_x \ k_x \ k_x) \quad (6)$$

$$\mathbf{C}_p = \text{diag}(c_z \ c_z \ c_z \ c_z \ c_y \ c_y \ c_y \ c_y \ c_x \ c_x \ c_x \ c_x) \quad (7)$$

$$\mathbf{M} = \text{diag}(m \ I_{xx} \ I_{yy} \ I_{zz}) \quad (3)$$

$$\mathbf{K} = \mathbf{L}^T \mathbf{K}_p \mathbf{L} \quad (4)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{L}^T \mathbf{C}_p \mathbf{L} \quad (5)$$

式(1)~式(5)中, \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 分别为转向架系统簧上质量的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \mathbf{X} 、 $\dot{\mathbf{X}}$ 和 $\ddot{\mathbf{X}}$ 分别为位移向量矩阵、速度向量矩阵和加速度向量矩阵; \mathbf{F} 是作用在转向架系统上的激励力输入矩阵.当转向架系统无外力作用,由初始状态进行自由振动时,式(1)的右端项为零;矩阵 \mathbf{L} 是一个表示系统位移和刚度、阻尼元件变形关系的矩阵,被称为系统的关联矩阵.矩阵 \mathbf{K}_p 、 \mathbf{C}_p 、 \mathbf{L} 为

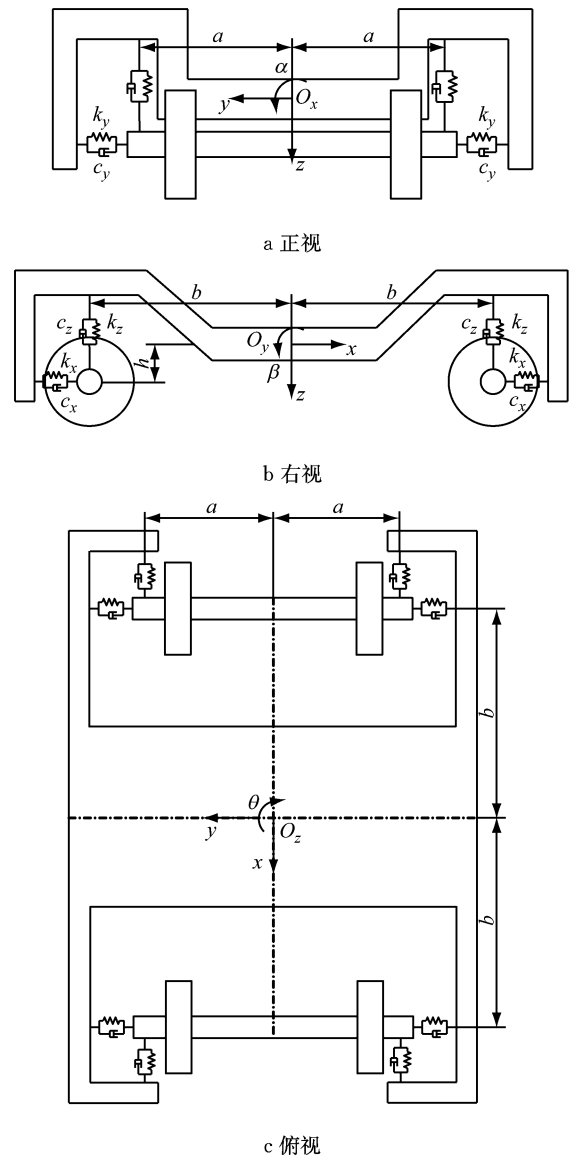


图 1 转向架动力学模型
Fig.1 Bogie dynamics model

$$L = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a & -a & a & -a & h & -h & h & -h & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b & -b & b & b & 0 & 0 & 0 & 0 & -h & -h & h & h \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -b & b & b & -b & a & -a & -a & a \end{bmatrix}^T \quad (8)$$

其中, A 为状态矩阵.

2 物理参数识别方法

利用上述转向架系统动力学方程,提出基于质量感应法、状态空间理论和模态空间理论的物理参数识别方法,这3种方法均无需已知系统任何参数.

2.1 质量感应法

质量感应法^[17]是通过在主系统中附加一个已知的质量,利用附加质量前后系统固有频率的关系来推算出主系统的等效质量.

由转向架系统的动力学方程(1)可知,转向架系统簧上质量的固有振动频率为

$$\Omega_i = \sqrt{\frac{K_i}{M_i}} \quad (i = z, \alpha, \beta, \theta) \quad (9)$$

式中: K_i ($i = z, \alpha, \beta, \theta$) 为转向架系统簧上质量在浮沉运动、侧滚运动、点头运动、摇头运动中的等效刚度矩阵; M_i ($i = z, \alpha, \beta, \theta$) 是转向架系统簧上质量的质量矩阵. 为获得质量矩阵 M , 可将式(10)所示的特定质量矩阵 ΔM 附加到系统中.

$$\Delta M = [\Delta m \quad \Delta I_{xx} \quad \Delta I_{yy} \quad \Delta I_{zz}] \quad (10)$$

其中, Δm 、 ΔI_{xx} 、 ΔI_{yy} 、 ΔI_{zz} 分别表示相对于构架质心处坐标系附加的质量、侧滚转动惯量、点头转动惯量、摇头转动惯量. 则附加质量后转向架系统簧上质量的固有振动频率为

$$\omega_i = \sqrt{\frac{K_i}{M_i + \Delta M_i}} \quad (i = z, \alpha, \beta, \theta) \quad (11)$$

联立式(9)和式(11)可得

$$M_i = \frac{\Delta M_i \omega_i^2}{\Omega_i^2 - \omega_i^2} \quad (i = z, \alpha, \beta, \theta) \quad (12)$$

由式(12)可求得转向架系统簧上质量的质量矩阵 M .

由于附加质量法物理意义明确,该方法在工程实际中得到广泛的应用. 但是,该方法无法对系统的刚度矩阵和阻尼矩阵进行识别,因此,无法求得系统的悬挂刚度参数、悬挂阻尼参数及结构参数.

2.2 状态空间理论

状态空间理论^[18]是基于物理坐标系下的时域参数识别方法. 在式(1)中引入状态变量 $Y = [X \quad \dot{X}]^T$, 且令 $F=0$, 则式(1)可以转换为状态空间方程

$$\dot{Y} = AY \quad (13)$$

$$A = \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \quad (14)$$

状态矩阵 A 的子矩阵 A_{21} 和 A_{22} 分别为

$$A_{21} = -M^{-1}K \quad (15)$$

$$A_{22} = -M^{-1}C \quad (16)$$

由于车辆系统状态矩阵中包含车辆物理参数,所以识别车辆系统的状态矩阵是获得车辆物理参数的前提.

根据微分方程理论^[19]可知,式(13)的解为

$$Y(t) = Y_0 e^{At} \quad (17)$$

其中 $Y_0 = (X_0^T \quad \dot{X}_0^T)^T$, X_0 和 \dot{X}_0 分别为系统的初位移向量矩阵和初速度向量矩阵. 令 $t_k = kT$, 其中 T 为采样时间间隔, 而 $k=0, 1, 2, \dots$ 为一正整数. 则系统在 t_k 和 t_{k+1} 时刻的响应分别为

$$Y(t_k) = Y_0 e^{A k T} \quad (18)$$

$$Y(t_{k+1}) = Y_0 e^{A(k+1)T} = Y_0 e^{AT} e^{A k T} \quad (19)$$

将 $Y(t_k)$ 和 $Y(t_{k+1})$ 分别记为 $Y(k)$ 和 $Y(k+1)$.

$$Y(k) = (X^T(k) \quad X^T(k+1))^T \quad (20)$$

$$Y(k+1) = (X^T(k+1) \quad X^T(k+2))^T \quad (21)$$

比较式(20)和(21)可得

$$Y(k+1) = GY(k) \quad (22)$$

其中 G 为系统的传递矩阵.

$$G = e^{AT} \quad (23)$$

由式(23)可以知道系统的传递矩阵 G 的特征值 s_i 和特征向量 Φ_i 与状态矩阵 A 的特征值 λ_i 和特征向量 p_i 存在以下关系:

$$\begin{cases} s_i = e^{\lambda_i T} \\ \Phi_i = p_i \end{cases} \quad (i = 1, 2, \dots, 2n) \quad (24)$$

根据式(24)可通过系统传递矩阵的特征值和特征向量求得系统状态矩阵的特征值和特征向量. 然后由矩阵的谱分解理论^[20]可知,系统状态矩阵 A 和其特征值矩阵 Λ 、特征向量矩阵 P 存在以下关系:

$$A = PAP^{-1} \quad (25)$$

其中

$$\Lambda = \text{diag}(\lambda_1 \quad \lambda_2 \quad \dots \quad \lambda_n) \quad (26)$$

$$P = (p_1 \quad p_2 \quad \dots \quad p_n) \quad (27)$$

根据式(14)所示的系统状态矩阵,为获得质量矩阵 M 、阻尼矩阵 C 和刚度矩阵 K ,可将式(28)所示的特定质量矩阵 ΔM 附加到系统状态矩阵中.

$$\Delta \mathbf{M} = \text{diag}(\Delta m \quad \Delta I_{xx} \quad \Delta I_{yy} \quad \Delta I_{zz}) \quad (28)$$

其中, Δm 、 ΔI_{xx} 、 ΔI_{yy} 、 ΔI_{zz} 分别表示相对于构架质心处坐标系附加的质量、侧滚转动惯量、点头转动惯量、摇头转动惯量. 则附加质量后的系统状态矩阵 $\bar{\mathbf{A}}$ 为

$$\bar{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{4 \times 4} & \mathbf{I}_{4 \times 4} \\ -(\mathbf{M} + \Delta \mathbf{M})^{-1} \mathbf{K} & -(\mathbf{M} + \Delta \mathbf{M})^{-1} \mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (29)$$

此时, 系统状态矩阵 $\bar{\mathbf{A}}$ 的子矩阵 $\bar{\mathbf{A}}_{21}$ 和 $\bar{\mathbf{A}}_{22}$ 分别为

$$\bar{\mathbf{A}}_{21} = -(\mathbf{M} + \Delta \mathbf{M})^{-1} \mathbf{K} \quad (30)$$

$$\bar{\mathbf{A}}_{22} = -(\mathbf{M} + \Delta \mathbf{M})^{-1} \mathbf{C} \quad (31)$$

对比式(15)和(16)可得

$$\mathbf{M} = \Delta \mathbf{M} \bar{\mathbf{A}}_{21} (\mathbf{A}_{21} - \bar{\mathbf{A}}_{21})^{-1} \quad (32)$$

或

$$\mathbf{M} = \Delta \mathbf{M} \bar{\mathbf{A}}_{22} (\mathbf{A}_{22} - \bar{\mathbf{A}}_{22})^{-1} \quad (33)$$

依据式(32)或式(33)可求得系统的质量矩阵 \mathbf{M} , 随后, 通过求解式(30)可得系统刚度矩阵 \mathbf{K} , 同样, 通过求解式(31)可得系统阻尼矩阵 \mathbf{C} . 最后, 应用最小二乘法由识别的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵计算得到系统相应的物理参数.

值得注意的是, 根据式(32)或式(33)可知, 附加质量矩阵 $\Delta \mathbf{M}$ 的选取会直接影响附加质量法的参数识别结果.

2.3 模态空间理论

模态空间理论^[21]基于模态坐标系下的时域参数识别方法. Ibrahim 提出一种基于模态空间理论的时域模态参数识别方法^[22]. 基于识别的模态参数, 可重构系统状态矩阵. 对于式(1), 由振动方程的复模态理论可知, 一个 n 自由度的有阻尼系统含有 n 对复共轭的特征值, 这 n 对复共轭的特征值与系统的 n 个模态对应, 振动方程的解可以表示成 n 个模态的解的叠加, 则微分方程的解可以表示为

$$\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} & \cdots & \Phi_{1(2n)} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} & \cdots & \Phi_{2(2n)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \Phi_{n1} & \Phi_{n1} & \cdots & \Phi_{n(2n)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t} \\ e^{\lambda_2 t} \\ \vdots \\ e^{\lambda_{2n} t} \end{bmatrix} \quad (34)$$

其中 $x_i(t)$ 表示系统第 i 个自由度的位移响应, λ_i 表示系统的第 i 个特征值, Φ_{ij} 表示第 j 个特征值对应第 i 个自由度的振型系数.

为了求解系统的 n 对复共轭特征值, 构造以下信号矩阵:

$$\begin{bmatrix} x_1(t_1) & x_1(t_2) & \cdots & x_1(t_m) \\ x_2(t_1) & x_2(t_2) & \cdots & x_2(t_m) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_{2n}(t_1) & x_{2n}(t_2) & \cdots & x_{2n}(t_m) \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \Phi_{11} & \Phi_{12} & \cdots & \Phi_{1(2n)} \\ \Phi_{21} & \Phi_{22} & \cdots & \Phi_{2(2n)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \Phi_{(2n)1} & \Phi_{(2n)1} & \cdots & \Phi_{(2n)(2n)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t_1} & e^{\lambda_1 t_2} & \cdots & e^{\lambda_1 t_m} \\ e^{\lambda_2 t_1} & e^{\lambda_2 t_2} & \cdots & e^{\lambda_2 t_m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ e^{\lambda_{2n} t_1} & e^{\lambda_{2n} t_2} & \cdots & e^{\lambda_{2n} t_m} \end{bmatrix} \quad (35)$$

式(35)可以用矩阵形式表示为

$$\mathbf{Z}_{2n \times m} = \Phi_{2n \times 2n} \mathbf{\Gamma}_{2n \times m} \quad (36)$$

将式(35)表示的信号矩阵延时 Δt 后为

$$\begin{bmatrix} x_1(t_1 + \Delta t) & x_1(t_2 + \Delta t) & \cdots & x_1(t_m + \Delta t) \\ x_2(t_1 + \Delta t) & x_2(t_2 + \Delta t) & \cdots & x_2(t_m + \Delta t) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_{2n}(t_1 + \Delta t) & x_{2n}(t_2 + \Delta t) & \cdots & x_{2n}(t_m + \Delta t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\Phi}_{11} & \bar{\Phi}_{12} & \cdots & \bar{\Phi}_{1(2n)} \\ \bar{\Phi}_{21} & \bar{\Phi}_{22} & \cdots & \bar{\Phi}_{2(2n)} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \bar{\Phi}_{(2n)1} & \bar{\Phi}_{(2n)1} & \cdots & \bar{\Phi}_{(2n)(2n)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} e^{\lambda_1 t_1} & e^{\lambda_1 t_2} & \cdots & e^{\lambda_1 t_m} \\ e^{\lambda_2 t_1} & e^{\lambda_2 t_2} & \cdots & e^{\lambda_2 t_m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ e^{\lambda_{2n} t_1} & e^{\lambda_{2n} t_2} & \cdots & e^{\lambda_{2n} t_m} \end{bmatrix} \quad (37)$$

用矩阵形式表示为

$$\bar{\mathbf{Z}}_{2n \times m} = \bar{\Phi}_{2n \times 2n} \mathbf{\Gamma}_{2n \times m} \quad (38)$$

通过比较式(35)和(37)可知, 满足以下关系:

$$\bar{\mathbf{Z}}_{2n \times m} = \mathbf{G}_{2n \times 2n} \mathbf{Z}_{2n \times m} \quad (39)$$

其中 \mathbf{G} 为系统的传递矩阵, 且满足以下关系:

$$\mathbf{G}_{2n \times 2n} = \Phi_{2n \times 2n} \text{diag}(e^{\lambda_1 \Delta t} \quad e^{\lambda_2 \Delta t} \quad \cdots \quad e^{\lambda_{2n} \Delta t}) \Phi_{2n \times 2n}^{-1} \quad (40)$$

由上式可以知道系统的传递矩阵 \mathbf{G} 的特征值 s_i 和特征向量 \mathbf{p}_i 与状态矩阵 \mathbf{A} 的特征值 λ_i 和特征向量 \mathbf{p}_i 存在以下关系:

$$\begin{cases} s_i = e^{\lambda_i \Delta t} \\ \mathbf{p}_i = \mathbf{p}_i \end{cases} \quad (i = 1, 2, \dots, 2n) \quad (41)$$

根据上式可求得系统状态矩阵的特征值和特征向量. 然后系统状态矩阵 \mathbf{A} 可以通过式(25)~(27)求得. 最后, 基于获得的系统状态矩阵对系统物理参数进行识别, 过程与状态空间理论相同, 如式(28)~(33)所示, 不再赘述.

3 物理参数识别方法验证及对比分析

为了验证上述物理参数识别方法的有效性, 针

对第 1 节所述转向架系统动力学方程,基于表 1 所示的 CRH3 动车组列车转向架参数,采用 Matlab/simulink 仿真平台搭建转向架系统模型,利用质量感应法、状态空间理论和模态空间理论对转向架系统簧上质量的物理参数进行识别。

表 1 CRH3 动车组列车转向架参数

Tab.1 CRH3 EMU train bogie parameters

物理量	符号	单位	数值
质量	m	kg	2000
侧滚转动惯量	I_{xx}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	1 400
点头转动质量	I_{yy}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	2 600
摇头转动惯量	I_{zz}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	3 800
一系垂向刚度	k_z	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	880 000
一系垂向阻尼	c_z	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	10 000
一系横向刚度	k_y	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	920 000
一系横向阻尼	c_y	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	6 000
一系纵向刚度	k_x	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	920 000
一系纵向阻尼	c_x	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	6 000
垂向悬挂横向距离之半	a	m	1.0
垂向悬挂纵向距离之半	b	m	1.5
簧上质量质心与一系悬挂下作用点的高度差	h	m	0

3.1 参数识别方法激励工况设计

根据式(22)和式(39)可知,在参数识别过程中,为构造系统传递函数矩阵,首先需分别获得浮沉响应信号、侧滚响应信号、点头响应信号及摇头响应信号。为此,设计如下 4 种定向激励测试工况:① 浮沉模态激励(令转向架 4 个车轮同时通过同一高度的楔块后垂直落地,模拟阶跃激励输入,如图 2 所示);② 侧滚模态激励(令转向架左侧(或右侧)2 个车轮同时通过同一高度的楔块后垂直落地,模拟阶跃激励输入,如图 3 所示);③ 点头模态激励(令转向架前轮对(或后轮对)2 个车轮同时通过同一高度的楔块后垂直落地,模拟阶跃激励输入,如图 4 所示);④ 摇头模态激励(对转向架前端左侧(或右侧)或后端左侧(或右侧)进行横向激励,模拟阶跃激励输入,如图 5 所示)。上述 4 种定向激励测试工况不受专用的转向架参数识别试验装置所限,易于在转向架存放现场实施。本文通过仿真模型分别模拟实现上述 4 种定向激励。

激励测试试验的加速度响应测点位置如图 5 中

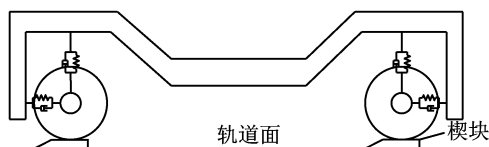


图 2 浮沉模态激励

Fig.2 Bounce modal excitation

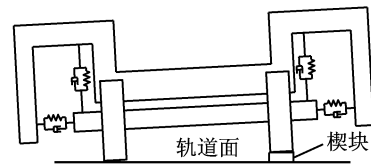


图 3 侧滚模态激励

Fig.3 Rolling modal excitation

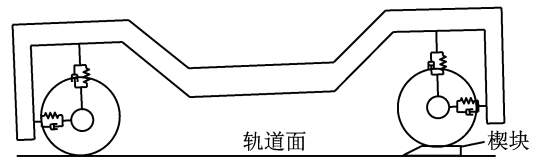


图 4 点头模态激励

Fig.4 Pitch modal excitation

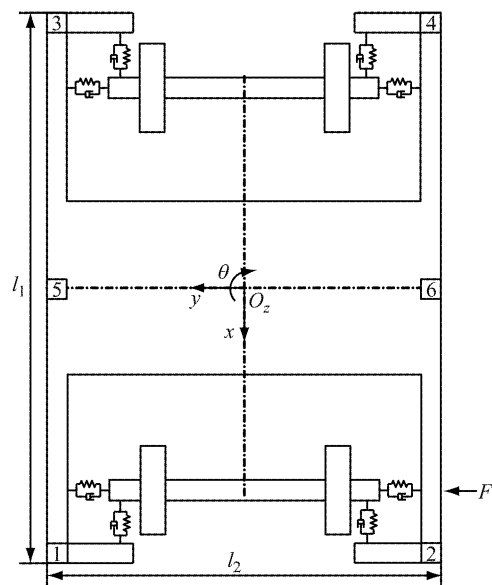


图 5 摇头模态激励

Fig.5 Yaw modal excitation

1、2、3、4、5、6 所示,其中测点 1、2、3、4 为垂向加速度响应测点位置,测点 5、6 为纵向加速度响应测点位置,则构架质心处浮沉、侧滚、点头和摇头加速度响应为

$$\begin{cases} \ddot{z} = (\ddot{z}_1 + \ddot{z}_2 + \ddot{z}_3 + \ddot{z}_4)/4 \\ \ddot{\alpha} = (\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2 + \ddot{z}_3 - \ddot{z}_4)/(2l_2) \\ \ddot{\beta} = (\ddot{z}_1 + \ddot{z}_2 - \ddot{z}_3 - \ddot{z}_4)/(2l_1) \\ \ddot{\theta} = (\ddot{x}_6 - \ddot{x}_5)/(2l_2) \end{cases} \quad (42)$$

3.2 附加质量优化选取

由于附加质量的大小可能会对识别结果的精度产生影响,且如果附加质量过大,会增加测试成本及难度,因此合理选择附加质量大小十分必要。

对所建立的转向架模型施加 4 种定向激励,模拟阶跃激励所使用的楔块高度为 16 mm,依次获得

浮沉响应信号、侧滚响应信号、点头响应信号及摇头响应信号,然后,分别采用质量感应法、状态空间理论和模态空间理论对转向架系统簧上质量物理参数进行识别.图 6 所示为采用质量感应法时附加质量大小对识别参数误差的影响,其中,附加质量 ΔM 以系统质量 M 的百分比为参考,选取范围为 1% 至 20%.从图 6 中可以看到,当附加质量小于系统质量的 6% 时,随着附加质量的增大,全部参数识别误差均在较大范围内波动;当附加质量大于系统质量的 6% 时,随着附加质量的增大,全部参数识别误差收敛至较小范围内波动;当附加质量为系统质量的 8% 时,总体参数识别误差达到最小值.

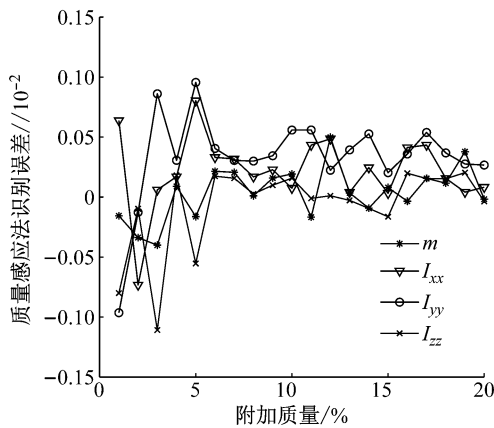


图 6 附加质量对质量感应法识别误差的影响
Fig.6 Influence of additional mass on identification error of mass induction method

图 7 所示为采用状态空间理论时附加质量大小对识别参数误差的影响.其中,附加质量大小选取范围为系统质量的 1% 至 20%.从图 7 中可以看到,随着附加质量的增大,全部参数识别误差均逐渐收敛

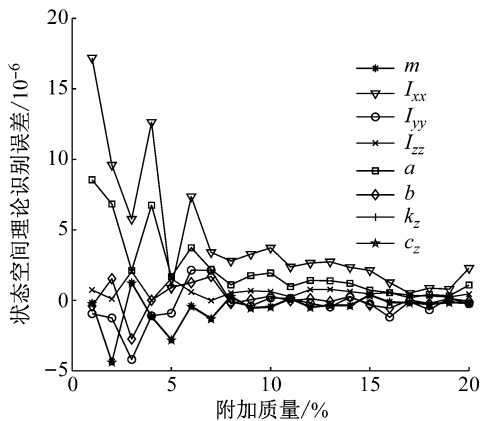


图 7 附加质量对状态空间理论识别误差的影响
Fig.7 Influence of additional mass on identification error of state space theory

至较小范围内波动;当附加质量为系统质量的 17% 时,总体参数识别误差达到最小值.

图 8 所示为采用模态空间理论时附加质量大小对识别参数误差的影响.其中,附加质量大小选取范围为系统质量的 1% 至 20%.从图 8 中可以看到,随着附加质量的增大,全部参数识别误差均逐渐收敛至较小范围内波动;当附加质量为系统质量的 7% 时,总体参数识别误差达到最小值.

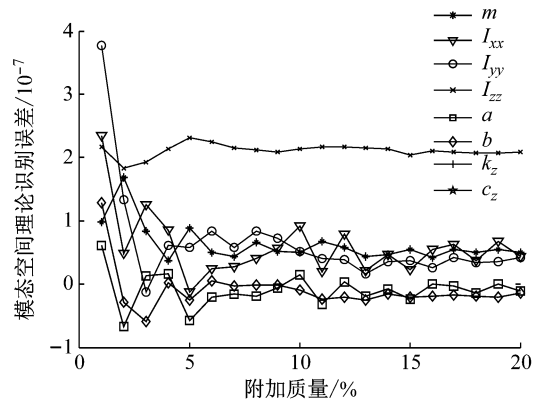


图 8 附加质量对模态空间理论识别误差的影响
Fig.8 Influence of additional mass on identification error of modal space theory

综上所述,基于质量感应法、状态空间理论和模态空间理论的物理参数识别方法对转向架系统簧上质量物理参数的识别误差均在可接受范围内,因此,采用以上方法进行转向架系统簧上质量物理参数识别是有效的.当采用质量感应法时,附加质量大小选取为系统质量的 8% 时识别精度最高;当采用状态空间理论时,附加质量大小选取为系统质量的 17% 时识别精度最高;当采用模态空间理论时,附加质量大小选取为系统质量的 7% 时识别精度最高.

3.3 识别方法对比分析

对质量感应法、状态空间理论和模态空间理论 3 种物理参数识别方法进行对比分析.其中,在采用附加质量法、状态空间理论和模态空间理论进行参数识别时,附加质量大小分别选取为系统质量的 8%、17% 和 7%.

表 2 所示为质量感应法、状态空间理论和模态空间理论 3 种方法的识别结果及相应误差.对比表 2 的识别结果,可以看出:

(1) 质量感应法无法识别结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数.

(2) 就转向架系统簧上质量的质量参数、侧滚转动惯量参数、点头转动惯量参数和摇头转动惯量参数识别而言,模态空间理论的识别精度最高,状态

空间理论次之,质量感应法最低.

(3) 就结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数识

别而言,模态空间理论的识别精度高于状态空间理论.

表 2 转向架系统簧上质量物理参数识别结果

Tab.2 Physical parameters identification result of the mass above the suspension of the bogie system

符号	参数值	质量感应法		状态空间理论		模态空间理论	
		识别值	误差/ 10^{-3}	识别值	误差/ 10^{-6}	识别值	误差/ 10^{-7}
m	2 000	2 000.021 9	0.010 9	1 999.999 71	-0.100	2 000.000 09	0.050
I_{xx}	1 400	1 400.236 1	0.168 7	1 400.000 71	0.500	1 400.000 07	0.050
I_{yy}	2 600	2 600.780 2	0.300 1	2 599.999 78	-0.100	2 600.000 09	0.040
I_{zz}	3 800	3 800.100 1	0.026 3	3 800.001 40	0.400	3 800.000 78	0.210
a	1.0			1.000 000 19	0.019	0.999 999 99	-0.005
b	1.5			1.500 000 03	0.002	1.499 999 97	-0.016
k_z	880 000			879 999.868 05	-0.100	880 000.013 32	0.020
c_z	10 000			9 999.997 98	-0.200	9 999.999 47	-0.050

4 转向架系统簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置的高度差对识别结果的影响

在第 3 节的仿真试验中,转向架系统簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置的高度差 h 为零,而对于不同的转向架系统,其结构参数 h 的值是不同的,因此,下面讨论结构参数 h 的大小对识别结果的影响.

对所建立的转向架模型施加 4 种定向激励,模拟阶跃激励所使用的楔块高度为 16 mm,分别采用质量感应法、状态空间理论和模态空间理论对转向架系统簧上质量物理参数进行识别,其中,附加质量大小分别选取为系统质量的 8%、17%和 7%.图 9 所示为采用质量感应法时结构参数 h 的大小对物理参数识别误差的影响,其中,结构参数 h 的选取范围为 0~0.2 m.从图 9 中可以看到,当不考虑结构参数 h 进行参数识别时,在结构参数 h 从零增加到 0.2 m

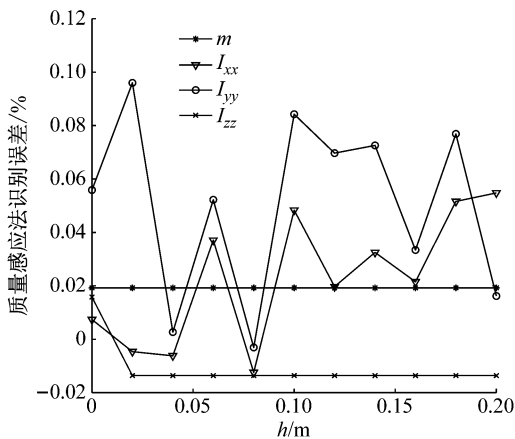


图 9 结构参数对质量感应法识别误差的影响
Fig.9 Influence of structural parameter on identification error of mass induction method

的过程中,转向架簧上质量的质量参数、惯量参数的识别精度在 0.1%范围内波动.

图 10 所示为采用状态空间理论时结构参数 h 的大小对物理参数识别误差的影响,其中,结构参数 h 的选取范围为 0~0.2 m.从图 10 中可以看到,当不考虑结构参数 h 进行参数识别时,在结构参数 h 从零增加到 0.2 m 的过程中,转向架簧上质量的质量参数、惯量参数、一系垂向刚度及阻尼参数均无明显变化;结构参数 a 、 b 的识别误差越来越大;当结构参数 h 达到 0.2 m 时,结构参数 a 的识别误差为 2.069 5%,结构参数 b 的识别误差为 0.924 9%.

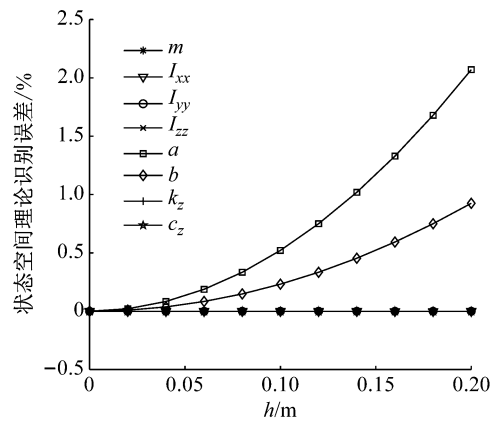


图 10 结构参数 h 对状态空间理论识别误差的影响
Fig.10 Influence of structural parameter h on identification error of state space theory

图 11 所示为采用模态空间理论时结构参数 h 的大小对物理参数识别误差的影响,其中,结构参数 h 的选取范围为 0~0.2 m.从图 11 中可以看到,当不考虑结构参数 h 进行参数识别时,在结构参数 h 从零增加到 0.2 m 的过程中,转向架簧上质量的质量参数、惯量参数、一系垂向刚度及阻尼参数均无明显变化;结构参数 a 、 b 的识别误差越来越大;当结构

参数 h 达到 0.2 m 时, 结构参数 a 的识别误差为 2.069 4%, 结构参数 b 的识别误差为 0.925 0%。

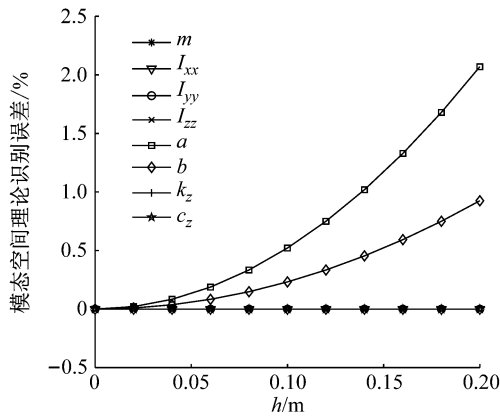


图 11 结构参数 h 对模态空间理论识别误差的影响

Fig. 11 Influence of structural parameter h on identification error of modal space theory

综上所述, 利用质量感应法、状态空间理论和模态空间理论对转向架系统簧上质量物理参数进行识别时, 转向架簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置的高度差 h 对质量参数、惯量参数、一系垂向刚度及阻尼参数的识别误差几乎没有影响; 结构参数 a 、 b 的识别误差会随着结构参数 h 的增大而增大; 若结构参数 h 的值较小, 结构参数 a 、 b 的识别误差保持在较小范围内。在设计制造过程中, 结构参数 h 通常控制在 0.1 m 以内, 如某高速动车组列车的结构参数 h 为 0.06 m, 此时采用状态空间理论和模态空间理论对结构参数 a 、 b 的识别误差分别为 0.187 9%、0.083 6% 和 0.188 0%、0.083 5%, 均在可接受范围内。因此, 就转向架系统簧上质量的质量参数、惯量参数、一系垂向刚度及阻尼参数识别而言, 可以不考虑转向架簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置的高度差 h 的影响; 在 h 较小时, 也可忽略其对结构参数识别误差的影响。

5 结论

提出了基于质量感应法、状态空间理论和模态空间理论的物理参数识别方法, 对转向架系统簧上质量的质量参数、惯量参数、结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数同时识别进行了研究, 设计了用于参数识别的定向激励测试工况, 并通过仿真试验对以上参数识别方法的有效性进行了验证, 得到以下主要结论:

(1) 当采用质量感应法时, 附加质量大小选取

为系统质量的 8% 时识别精度最高; 当采用状态空间理论时, 附加质量大小选取为系统质量的 17% 时识别精度最高; 当采用模态空间理论时, 附加质量大小选取为系统质量的 7% 时识别精度最高。

(2) 质量感应法无法识别结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数; 状态空间理论和模态空间理论可以识别全部物理参数。

(3) 就质量参数、侧滚转动惯量参数、点头转动惯量参数和摇头转动惯量参数识别而言, 模态空间理论的识别精度最高, 状态空间理论次之, 质量感应法最低。

(4) 就结构参数、一系垂向刚度及阻尼参数识别而言, 模态空间理论的识别精度高于状态空间理论。

(5) 就质量参数、惯量参数、一系垂向刚度及阻尼参数识别而言, 可以不考虑转向架簧上质量质心与一系悬挂下作用点位置的高度差 h 的影响; 在 h 较小时, 也可忽略其对结构参数识别误差的影响。

提出的 3 种物理参数识别方法均无需已知系统任何参数, 不依赖专业试验装置, 可用于现场试验测试, 具有工程应用价值, 后续将进行现场测试与验证。

参考文献:

- [1] 周劲松. 铁道车辆振动与控制[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2012.
ZHOU Jinsong. Vibration and control of railway vehicles[M]. Beijing: China Railway Press, 2012.
- [2] 张兆丰. 铁道客车动力学性能灵敏度分析及稳健设计[D]. 长沙: 中南大学, 2012.
ZHANG Zhaofeng. Sensitivity analysis and robust design of dynamic performance of railway passenger vehicle [D]. Changsha: Central South University, 2012.
- [3] SUAREZ B, FELEZ J, RODRIGUEZ J M P. Sensitivity analysis to assess the influence of the inertial properties of railway vehicle bodies on the vehicle's dynamic behaviour[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(2):251.
- [4] 国家标准局. 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范: GB 5599—1985[S]. 北京: 中国标准出版社, 1986.
Standardization Administration. Railway vehicles- specification for evaluation the dynamic performance and accreditation test: GB 5599—1985[S]. Beijing: Standards Press of China, 1986.
- [5] 铁道部标准计量研究所. 铁道客车转向架通用技术条件: TB/T 1490—2004[S]. 北京: 中国铁道出版社, 2004.
Ministry of Railways Institute of Standard Metrology. General technical specification for the bogies of railway passenger coach: TB/T 1490—2004 [S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2004.
- [6] 铁道部标准计量研究所. 铁道机车动力学性能试验鉴定方法

- 及评定标准:TB/T 2360—1993[S].北京:中国铁道出版社,1994.
- Ministry of Railways Institute of Standard Metrology. Railway locomotive dynamic performance test identification method and evaluation standard: TB/T 2360—1993[S]. Beijing: China Railway Publishing House, 1994.
- [7] 铁道部车辆研究所. 200 km·h⁻¹及以上速度级电动车组动力学性能试验鉴定方法及评定标准[S].北京:中国铁道出版社,2001.
- Ministry of Railways Vehicle Research Institute. Test method and evaluation standard for dynamic performance test of electric vehicles with speed class of 200 km·h⁻¹ and above [S]. Beijing: China Railway Publishing House, 2001.
- [8] 苏明. 新型转向架试验台[J]. 国外内燃机车, 1996, 33(7):43.
- SU Ming. New bogie test bench [J]. Foreign Diesel Locomotive, 1996, 33(7):43.
- [9] 王兴宇. 高速列车转向架刚度测试模型及新型动态测试系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2010.
- WANG Xingyu. Research on testing model and novel dynamic test system of high-speed train bogie stiffness[D]. Changchun: Jilin University, 2010.
- [10] 王秀刚, 苏建, 曹晓宁, 等. 转向架三轴向转动惯量测试方法[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2012, 40(11):71.
- WANG Xiugang, SU Jian, CAO Xiaoning, *et al.* Test method of three-axis moment of inertia of bogies[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2012, 40(11):71.
- [11] 曹晓宁, 刘玉梅, 苏建, 等. 转向架质心高度的测定[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 43(2):329.
- CAO Xiaoning, LIU Yumei, SU Jian, *et al.* Determination of mass center height of bogie [J]. Journal of Jilin University (Engineering Edition), 2013, 43(2): 329.
- [12] 高云鹤, 张卫华. 新型转向架参数测定试验台的研制[J]. 电力机车与城轨车辆, 2010, 33(1):37.
- GAO Yunhe, ZHANG Weihua. Development of a new bogie parameter measurement test bench[J]. Electric Locomotive & Urban Rail Vehicles, 2010, 33(1): 37.
- [13] 李雪海. 高速列车转向架悬挂参数测试方法研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- LI Xuehai. Research on measuring methods of high-speed train bogie suspension parameters[D]. Changchun: Jilin University, 2011.
- [14] 魏培虎. 货车转向架动力学参数测试方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2002.
- WEI Peihu. Research on test method of dynamic parameters of freight car bogies [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2002.
- [15] 任利惠, 张辉, 胡用生. 货车转向架动力学参数测试台研究与试验[J]. 中国铁道科学, 2001, 22(3):72.
- REN Lihui, ZHANG Hui, HU Yongsheng. Research and experiment of dynamic parameter test bench for freight car bogies[J]. China Railway Science, 2001, 22(3): 72.
- [16] 王兴宇, 苏建, 刘玉梅, 等. 一种新型转向架刚度试验台设计及测试方法研究[J]. 铁道车辆, 2009, 47(10):6.
- WANG Xingyu, SU Jian, LIU Yumei, *et al.* Research on design and test method of a new type of bogie stiffness test bench[J]. Railway Vehicles, 2009, 47(10):6.
- [17] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章, 译. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- KAZUTO Seto. Dynamic vibratin absorber and its applications [M]. Translated by REN Mingzhang. Beijing: Mechanical Industry Press, 2013.
- [18] 刘豹, 唐万生. 现代控制理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- LIU Bao, TANG Wansheng. Modern control theory [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2006.
- [19] 林鹤. 机械振动理论及应用[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1990.
- LIN He. Mechanical vibration theory and application [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1990.
- [20] 同济大学应用数学系. 矩阵分析[M]. 上海: 同济大学出版社, 2005.
- Department of Applied Mathematics of Tongji University. Matrix analysis [M]. Shanghai: Tongji University Press, 2005.
- [21] 曹树谦. 振动结构模态分析:理论、实验与应用[M]. 天津: 天津大学出版社, 2001.
- CAO Shuqian. Modal analysis of vibration structure: Theory, experiment and application[M]. Tianjin: Tianjin University Press, 2001.
- [22] IBRAHIM S R. Random decrement technique for modal identification of structures [J]. Journal of Spacecraft & Rockets, 1977, 14(11):696.