

数控机床导轨滑块结合部组建模与参数辨识方法研究*

杨 勇¹ 张为民² 陈希光¹

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学中德学院, 上海 200092)

摘要: 提出理论建模-动态试验-多目标优化技术的广义结合部组参数辨识方法,该方法在综合考虑结合部组与被连接件间的双重耦合特性、构建导轨滑块系统广义等效结合部组模型的基础上,通过结构凝聚技术降低计算成本保证计算精度,最终推导得到约束状态下以阻抗形式表达的整体动力学模型,基于未知传递函数/阻抗数据信息获取,将理论建模、动态试验与多目标优化问题求解相结合对结合部参数进行辨识。实例表明,该广义结合部组参数辨识方法的辨识精度较高,模态频率及频响函数的误差非常小,该辨识方法有效。

关键词: 数控机床 导轨滑块 结合部组 数学模型 参数辨识

中图分类号: TH136 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0313-08

引言

在数控机床中,导轨滑块起到导向和支撑作用,由于其动力学特性直接影响到整个机床的加工精度、产品质量,一直以来备受国内外学者的关注,围绕其动力学性能、建模与参数辨识展开了众多研究^[1-6]。

目前常采用的结合部模型可以分为:基于接触理论的结合面模型,例如 G - W 接触模型^[5]、M - B 接触分形模型^[6-8]、Hertz 接触理论模型^[9]等,这些模型均基于接触力学相关理论,求解过程涉及经验公式且参数较多,粗糙度给定基于统计学理论,从而造成数据求解的不稳定及建模精度的可靠性降低;基于替代模型的结合部动力学建模,该模型的基本思想是通过试验设计借助先进的优化算法、回归分析技术等,建立结合部的动力学替代模型^[10-12],实现结合部参数预测,该方法为了提高预测精度需要做大量的试验,工作较繁琐;基于有限单元法理论的结合面模型,其中弹簧-阻尼结合部模型^[13-14]采用弹簧近似表征结合部动力学性能,简单通用却忽略了各弹簧的耦合效应,对各自由度耦合效果考虑不足^[15],而基于接触单元的结合面模型在一定程度解决了这个问题,该方法将结合面理解为接触单元,通过构造接触单元等效力学模型^[6,15]来实现结合部建模,此外,部分学者通过等参单元和 IWAN 梁单元来建立结合部模型^[16-17],但这两类模型对于复杂机械结构的适用性较差。在确定结合部动力学模型的基

础上,需要进一步对结合部模型参数进行识别,在对结合部等效动力学参数确定时常采用以下方法:①理论解析计算法,例如吉村允孝法、法面特性参数法等^[18],该方法需要累积较全的数据与资料,公式表达繁琐,参数获取工作量非常大,且不利于结构系统设计。②试验辨识法^[19-20]则基于试验数据,通过实验获得结合部动态信息后,对其等效参数预估识别,例如文献[19]中提出基于整体结构频响函数对结合部参数进行解析,但该类方法常需要对结合部进行数据测试,鉴于连接方式和试验条件限制,其推广应用受到限制,此外,此类方法多需要逆运算,从而将测试误差放大。③理论建模-动态试验识别法则将前两种方法结合,在工程上得到广泛应用,例如传递矩阵识别法通过将复杂多自由度系统分离后构造最佳拟合圆方程识别结合部参数,文献[21]则采用 Inamura - Sata 参数识别法使用模态向量及特征值对结合部参数进行辨识。实际上,后两类辨识方法又可以根据不同的试验数据方法分为模态测试辨识法^[21]与频响函数测试辨识法^[19]。前者对模态参数精度的敏感性较强,在测试模态向量空间交角较小、正交性较差、模态重合较严重的情况下,基于模态测试的辨识方法将会产生较大的误差;而后者则直接利用原始频响函数进行辨识,避免特征模态提取过程从而在一定程度上降低其对辨识精度的影响。

基于上述分析,本文综合考虑结合部组内以及结合部组和被连接件之间的双重耦合特性,构建导

收稿日期: 2013 - 08 - 05 修回日期: 2013 - 08 - 29

* 国家科技重大专项资助项目(2012ZX04005031)

作者简介: 杨勇,博士生,主要从事机床动态特性研究, E-mail: yangyong5114360@163.com

$$\text{其中 } \mathbf{K}' = \begin{bmatrix} k_{1y1y} & k_{1y1z} & \cdots & k_{1y4y} & k_{1y4z} \\ k_{1z1y} & k_{1z1z} & \cdots & k_{1z4y} & k_{1z4z} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ k_{4y1y} & k_{4y1z} & \cdots & k_{4y4y} & k_{4y4z} \\ k_{4z1y} & k_{4z1z} & \cdots & k_{4z4y} & k_{4z4z} \end{bmatrix}$$

根据刚度矩阵的对称性可知: $k_{ijkl} = k_{klij}$ 。可以看出广义结合部组模型的刚度矩阵与文献[15]中的类似,但与其不同的是这里表征了结合部组和被连接件之间的双重耦合特性,而不单单是在单个导轨滑块内部。

同理可得其质量矩阵与阻尼矩阵,最终可以得到广义结合部组等效动力学模型为

$$\mathbf{M}_j \ddot{\mathbf{x}}_j(t) + \mathbf{C}_j \dot{\mathbf{x}}_j(t) + \mathbf{K}_j \mathbf{x}_j(t) = \mathbf{Q}_j(t) \quad (5)$$

式中 $\ddot{\mathbf{x}}_j$ 、 $\dot{\mathbf{x}}_j$ 、 $\mathbf{x}_j$ 、 $\mathbf{Q}_j$ 是结合部加速度、速度、位移及力向量, $\mathbf{M}_j$ 、 $\mathbf{C}_j$ 、 $\mathbf{K}_j$ 是结合部质量、阻尼及刚度矩阵。

分析可以看出,该广义结合部组模型中不涉及结合部组的连接方法和结合部组形状、尺寸,以及部件之间的空间布置方式,例如工作台为倾斜安装方式(轨道滑块与地面呈一定角度),其通用性较好,同样适合于其他形式的结合面类型。

2 整体等效结构动力学建模与结合部参数辨识

2.1 结构自由度凝聚

将机械机构按照主从自由度划分为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{M}_{mr} \\ \mathbf{M}_{rm} & \mathbf{M}_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_m \\ \ddot{\mathbf{x}}_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{mm} & \mathbf{C}_{mr} \\ \mathbf{C}_{rm} & \mathbf{C}_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_m \\ \dot{\mathbf{x}}_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{mr} \\ \mathbf{K}_{rm} & \mathbf{K}_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{x}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_m \\ \mathbf{Q}_r \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中下标 m 表示主自由度, r 表示从自由度。忽略结构在低阶模态的惯性力对从自由度的影响,因此,自由振动下的系统的动力学方程可以表示为^[22]

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{mr} \\ \mathbf{K}_{rm} & \mathbf{K}_{rr} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{x}_r \end{bmatrix} = \mathbf{0} \quad (7)$$

可得 $\begin{bmatrix} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{x}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{mr}^{-1} \mathbf{K}_{mm} \end{bmatrix} \mathbf{x}_m$

令 $\mathbf{K}_r = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{mr}^{-1} \mathbf{K}_{mm} \end{bmatrix}$,代入式(6)左乘可得^[22]

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{x}}_m(t) + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{x}}_m(t) + \mathbf{K}_m \mathbf{x}_m(t) = \mathbf{Q}_m(t) \quad (8)$$

其中 $\mathbf{M}_m = \mathbf{K}_r^T \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{M}_{mr} \\ \mathbf{M}_{rm} & \mathbf{M}_{rr} \end{bmatrix} \mathbf{K}_r$ $\mathbf{K}_m = \mathbf{K}_r^T \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{mr} \\ \mathbf{K}_{rm} & \mathbf{K}_{rr} \end{bmatrix} \mathbf{K}_r$

$$\mathbf{C}_m = \mathbf{K}_r^T \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{mm} & \mathbf{C}_{mr} & \mathbf{C}_{rm} \end{bmatrix} \mathbf{K}_r \quad \mathbf{Q}_m = \mathbf{K}_r^T \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_m \\ \mathbf{Q}_r \end{bmatrix}$$

可以看出自由度缩聚以后模型的自由度为主自由度数目,从而提高了计算效率。此外要注意在选取主从自由度时,为保证计算精度,位于结合部处及主要振动方向上的自由度一定要作为主自由度。

2.2 整体结构动力学建模及基于 SEMOP 方法的结合部辨识

根据式(8),部件 A 无约束动力学方程可写为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mAA} & \mathbf{M}_{mAJ} \\ \mathbf{M}_{mJA} & \mathbf{M}_{mJJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_{mA} \\ \ddot{\mathbf{x}}_{mJA} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{mAA} & \mathbf{C}_{mAJ} \\ \mathbf{C}_{mJA} & \mathbf{C}_{mJJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_{mA} \\ \dot{\mathbf{x}}_{mJA} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mAA} & \mathbf{K}_{mAJ} \\ \mathbf{K}_{mJA} & \mathbf{K}_{mJJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{mA} \\ \mathbf{x}_{mJA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{mA} \\ \mathbf{Q}_{mJA} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{x}_{mA}$ 为部件 A 中对应于除去结合界面节点的位移向量, $\mathbf{x}_{mJA}$ 为部件 A 中结合界面节点的位移向量。同理可写出部件 B 无约束动力学方程。广义结合部组动力学方程(式 5)可写为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{JAA} & \mathbf{M}_{JAB} \\ \mathbf{M}_{JBA} & \mathbf{M}_{JBB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_J \\ \ddot{\mathbf{x}}_{JB} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{JAA} & \mathbf{C}_{JAB} \\ \mathbf{C}_{JBA} & \mathbf{C}_{JBB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_J \\ \dot{\mathbf{x}}_{JB} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{JAA} & \mathbf{K}_{JAB} \\ \mathbf{K}_{JBA} & \mathbf{K}_{JBB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_J \\ \mathbf{x}_{JB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_J \\ \mathbf{Q}_{JB} \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中: $\mathbf{x}_{JA}$ 为与部件 A 相连的广义结合面节点位移, $\mathbf{x}_{JB}$ 为与部件 B 相连的广义结合面节点位移。将两个部件和广义结合部组模型联立写为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mAA} & \mathbf{M}_{mAJ} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{M}_{mJA} & \mathbf{M}_{mJJ} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{M}_{JAA} & \mathbf{M}_{JAB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{M}_{JBA} & \mathbf{M}_{JBB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{M}_{mJJ} & \mathbf{M}_{mJB} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{M}_{mBJ} & \mathbf{M}_{mBB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_{mA} \\ \ddot{\mathbf{x}}_{mJA} \\ \ddot{\mathbf{x}}_J \\ \ddot{\mathbf{x}}_{JB} \\ \ddot{\mathbf{x}}_{mJB} \\ \ddot{\mathbf{x}}_{mB} \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C}_{mAA} & \mathbf{C}_{mAJ} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{C}_{mJA} & \mathbf{C}_{mJJ} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{C}_{JAA} & \mathbf{C}_{JAB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{C}_{JBA} & \mathbf{C}_{JBB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{C}_{mJJ} & \mathbf{C}_{mJB} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{C}_{mBJ} & \mathbf{C}_{mBB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_{mA} \\ \dot{\mathbf{x}}_{mJA} \\ \dot{\mathbf{x}}_J \\ \dot{\mathbf{x}}_{JB} \\ \dot{\mathbf{x}}_{mJB} \\ \dot{\mathbf{x}}_{mB} \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mAA} & \mathbf{K}_{mAJ} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{K}_{mJA} & \mathbf{K}_{mJJ} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{K}_{JAA} & \mathbf{K}_{JAB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{K}_{JBA} & \mathbf{K}_{JBB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{K}_{mJJ} & \mathbf{K}_{mJB} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{K}_{mBJ} & \mathbf{K}_{mBB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{mA} \\ \mathbf{x}_{mJA} \\ \mathbf{x}_J \\ \mathbf{x}_{JB} \\ \mathbf{x}_{mJB} \\ \mathbf{x}_{mB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{mA} & \mathbf{Q}_{mJA} & \mathbf{Q}_J & \mathbf{Q}_{JB} & \mathbf{Q}_{mJB} & \mathbf{Q}_{mB} \end{bmatrix}^T \quad (11)$$

根据边界协调条件,令 $\mathbf{x}_{zmA} = \mathbf{x}_{mA}, \mathbf{x}_{zmJA} = \mathbf{x}_{mJA} = \mathbf{x}_{JA}, \mathbf{x}_{zmJB} = \mathbf{x}_{mJB} = \mathbf{x}_{JB}, \mathbf{x}_{zmB} = \mathbf{x}_{mB}, \mathbf{Q}_{zmA} = \mathbf{Q}_{mA}, \mathbf{Q}_{zmJA} = \mathbf{Q}_{mJA} + \mathbf{Q}_{JA}, \mathbf{Q}_{zmJB} = \mathbf{Q}_{mJB} + \mathbf{Q}_{JB}, \mathbf{Q}_{zmB} = \mathbf{Q}_{mB}$ 。写成矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{mA} & \mathbf{x}_{mJA} & \mathbf{x}_{JA} & \mathbf{x}_{JB} & \mathbf{x}_{mJB} & \mathbf{x}_{mB} \end{bmatrix}^T = \mathbf{k}_* \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{zmA} & \mathbf{x}_{zmJA} & \mathbf{x}_{zmJB} & \mathbf{x}_{zmB} \end{bmatrix}^T \quad (12)$$

$$\mathbf{k}_*^T \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{mA} & \mathbf{Q}_{mJA} & \mathbf{Q}_{JA} & \mathbf{Q}_{JB} & \mathbf{Q}_{mJB} & \mathbf{Q}_{mB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{zmA} & \mathbf{Q}_{zmJA} & \mathbf{Q}_{zmJB} & \mathbf{Q}_{zmB} \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中 $\mathbf{k}_*^T = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{I} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} & \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix}$

将式(12)、(13)代入(11),并写为阻抗表达式以实现传函形式表达的解耦,有

$$\mathbf{Z}_z \mathbf{X}_z = \mathbf{Q}_z \quad (14)$$

假设将结合部件 B 约束,则其部分节点自由度及受力为零,因此,将式(14)中对应的自由度行列删除则可以得到约束状态下以阻抗形式表达的整体动力学模型

$$\mathbf{Z}'_z \mathbf{X}'_z = \mathbf{Q}'_z \quad (15)$$

式中 $\mathbf{X}'_z = [\mathbf{x}_{zmA} \quad \mathbf{x}_{zmJA} \quad \mathbf{x}_{zmJB} \quad \mathbf{x}'_{zmB}]^T$
 $\mathbf{Q}'_z = [\mathbf{Q}_{zmA} \quad \mathbf{Q}_{zmJA} \quad \mathbf{Q}_{zmJB} \quad \mathbf{Q}'_{zmB}]^T$
 $\mathbf{x}'_{zmB}$ 、 $\mathbf{Q}'_{zmB}$ 分别为结构部件中的非约束自由度位移向量与非约束自由度力向量。因阻抗形式表达可避免传函表达的耦合影响,因此, $\mathbf{Z}'_z$ 可写为

$$\mathbf{Z}'_z = \mathbf{Z}_A + \mathbf{Z}'_B + \mathbf{Z}_J \quad (16)$$

式中 $\mathbf{Z}_A$ 、 $\mathbf{Z}_J$ 分别为自由状态下部件 A 和广义结合部组模型的阻抗矩阵, $\mathbf{Z}'_B$ 为约束状态下部件 B 的阻抗矩阵。令 $\bar{\mathbf{Z}}'_z = \mathbf{Z}_A + \mathbf{Z}'_B + \mathbf{Z}_J$, $\bar{\mathbf{Z}}'_z$ 为试验阻抗矩

阵,最终可整理得到形如 $\mathbf{D}\mathbf{X} = \mathbf{P}$ 的线性方程组,其中 $\mathbf{D}$ 、 $\mathbf{P}$ 为包含系统动力学刚度、阻尼及实测信息的矩阵与常数向量,而 $\mathbf{X}$ 为广义结合部组单元参数。

以往求解该过程中,多采用广义矩阵法或最小二乘法转化为单目标函数求解。单目标函数转化过程常采用权重法、最大最小值法等,统称为归一化方法,一方面该方法对 Pareto^[23] 前沿最优解形状比较敏感,对于最优解前沿凹陷部分会出现优化失效;另一方面该方法求解效率较低,在求解 Pareto 前沿最优解的过程中优化计算过程较冗长。采用最大最小值归一化法不仅增加了优化目标的非线性特征,增大了优化难度,而且容易使优化目标陷入“自锁”,即归一化后目标函数始终为多目标函数中的某一目标函数,而采用权重归一法则引入优化决策者的主观影响,权重系数设置对优化结果起到了重要作用。此外,最小二乘法(或广义矩阵法)为局部寻优法,易造成局部收敛,并且在矩阵系数数值较大时对解的影响力较大,造成求解过程的不稳定性^[20]。

鉴于以上分析,根据式(16),本文提出理论建模-动态试验-多目标优化技术的广义结合部组模型辨识方法,该方法在构建导轨滑块系统广义等效结合部组模型的基础上,通过结构凝聚技术降低计算成本、保证计算精度,推导约束状态下以阻抗形式表达的整体动力学模型,基于未知传递函数/阻抗数据信息获取,将理论建模($\mathbf{Z}_A + \mathbf{Z}'_B + \mathbf{Z}_J$)、动态试验($\bar{\mathbf{Z}}'_z$)与多目标优化问题求解相结合,采用多目标粒子群(MPSO)优化算法^[23],对结合部参数进行辨识。具体过程见图2。

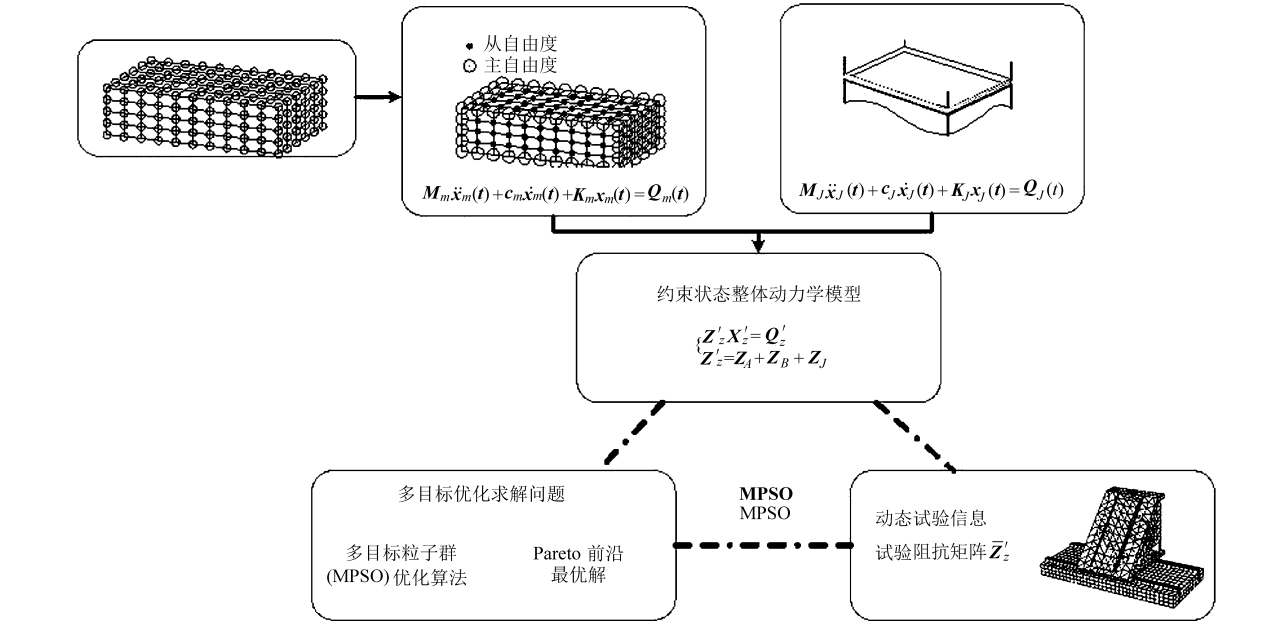


图2 MPSO 结合部辨识法示意图

Fig.2 Schematic of MPSO identification method

2.3 算例及结果分析

基于上述方法,采用如图3所示模型,图中底座和滑枕之间由4个导轨滑块组成的结合部组相连接,底座采用固定约束,构建其广义结合部组动力学模型,通过对未知阻抗函数获取(阻抗函数的频率自变量采用均匀采点,加入噪声误差10%)对参数进行辨识。迭代计算结果如图4所示,辨识结果及频率响应函数曲线如表1及图5所示,其中 $k_{ij}(i,j=1,2,3,4)$ 含义同式(1); $f_1\sim f_3$ 为前3阶非刚体模态频率。在辨识过程中,为提高识别精度和效率,阻抗函数选取应精简,尽量选取独立阻抗函数代入辨识,即拾振(激振)点相同时,激振(拾振)点应在最大程度上区分开来,避免阻抗函数的重复性与相关性,否则一方面会增加阻抗函数个数降低计算效率,另一方面相关性较强的阻抗函数的重复代入,会引起优化结果精度降低。从表1可以看出,广义结合部组参数辨识精度较高,误差最大为7.21%,图5a为其中一个传递函数的实部与虚部曲线,图5b为另一个传递函数的实部与虚部曲线,可以看出真实曲线和预测曲线的吻合程度亦很好。增加辨识难度,在采样

频率较低、阻抗函数的频率自变量采用对数形式非均匀采点的情况下进行参数辨识,从图6中可以看出真实曲线的波动变大。从表2的辨识结果可以看

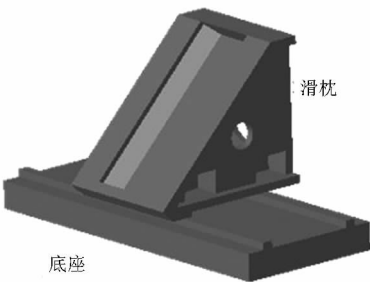


图3 底座和滑枕连接示意图

Fig.3 Contact of base and ram

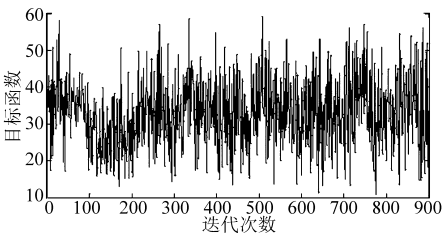


图4 目标函数迭代结果

Fig.4 Iteration results of objective function

表1 辨识结果(频率自变量均匀采点,噪声10%)

Tab.1 Identification results (well-distributed points, noise 10%)

参数	$k_{11}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{12}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{13}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{14}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{22}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{23}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{24}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$
准确值	18 000	9 000	21 000	11 000	10 500	21 000	9 500
预测值	18 033	9 086	20 562	10 942	11 000	20 981	9 788
误差/%	0.18	0.95	-2.08	-0.52	4.76	-0.09	3.03

参数	$k_{33}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{34}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{44}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	f_1/Hz	f_2/Hz	f_3/Hz
准确值	9 000	9 500	18 000	53.5	63.0	157.3
预测值	9 025	10 185	18 047	53.6	62.4	158.5
误差/%	0.27	7.21	0.26	0.19	-0.95	0.76

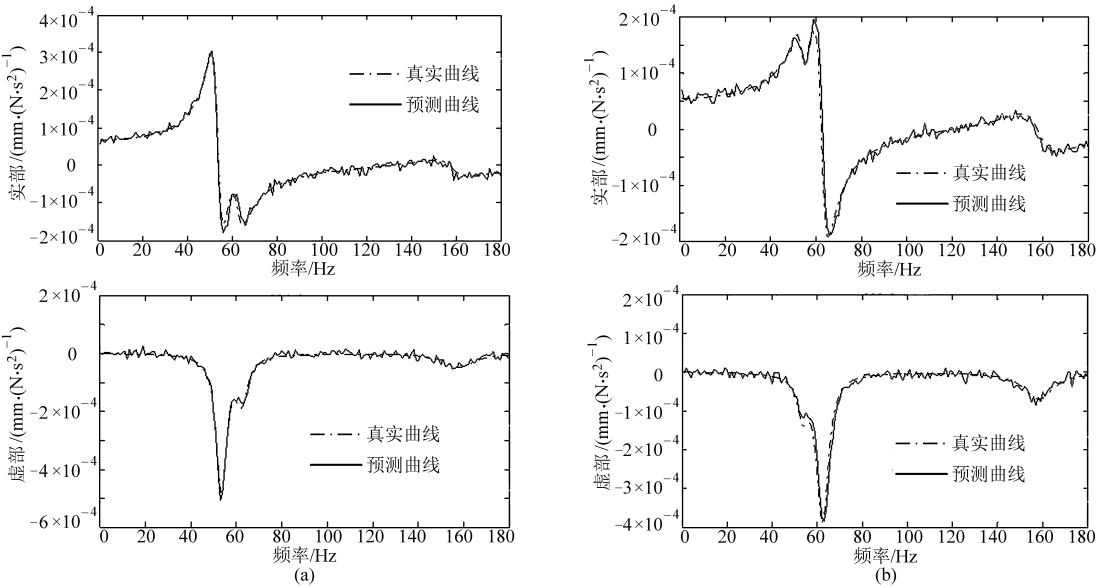


图5 传函曲线(频率自变量均匀采点,噪声10%)

Fig.5 Transfer function curves (well-distributed points, noise 10%)

出,虽有一耦合刚度数值误差较大,但其余参数及前3阶非刚体模态频率的预测值精度依然较高,且从图6可以看出,真实曲线与预测结果的偏差较小,因此可认为该辨识结果有效。此外,将底座采用均布

的弹簧单元与地面相连,再次进行辨识,结果如表3及图7所示。综上可以看出,该SEMOP方法的辨识精度较高,证明了该方法的有效性。

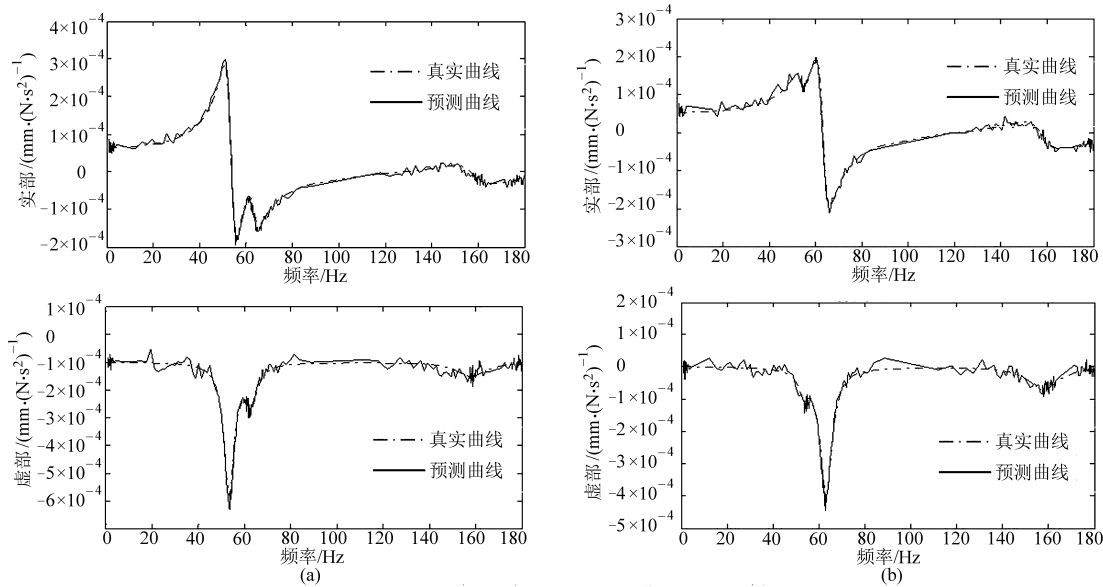


图6 传函曲线(频率自变量对数形式非均匀采点,噪声10%)

Fig.6 Transfer function curves (non-uniform points in logarithmic form, noise 10%)

表2 辨识结果(频率自变量对数形式非均匀采点,噪声10%)

Tab.2 Identification results (non-uniform points in logarithmic form, noise 10%)

参数	$k_{11}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{12}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{13}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{14}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{22}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{23}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{24}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$
准确值	18 000	9 000	21 000	11 000	10 500	21 000	9 500
预测值	18 780	9 513	20 630	10 961	9 504	19 985	10 790
误差/%	4.33	5.70	-1.76	-0.35	-9.48	-4.83	13.57

参数	$k_{33}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{34}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{44}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	f_1/Hz	f_2/Hz	f_3/Hz
准确值	9 000	9 500	18 000	53.5	63.0	157.3
预测值	9 019	9 335	18 568	53.4	63.2	157.9
误差/%	0.21	-1.73	3.15	-0.13	0.36	0.44

表3 非耦合结合部辨识结果(频率自变量均匀采点,噪声10%)

Tab.3 Identification results of uncoupling contact (well-distributed points, noise 10%)

参数	$k_1/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_2/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_3/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_4/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_5/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_6/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_7/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$
准确值	95 000	110 000	90 000	105 000	105 000	95 000	100 000
预测值	100 659	108 210	92 912	100 470	103 962	102 664	99 441
误差/%	5.96	-1.63	3.24	-4.31	-0.99	8.07	-0.56

参数	$k_8/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_9/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$k_{10}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	f_1/Hz	f_2/Hz	f_3/Hz
准确值	110 000	90 000	100 000	130.9	140.6	171.7
预测值	101 667	92 190	100 538	131.1	141.1	171.9
误差/%	-7.58	2.43	0.54	0.19	0.43	0.14

3 结论

(1) 综合考虑结合部与被连接件间双重耦合特性,推导构建了广义结合部组等效动力学模型及约束状态下以阻抗形式表达的整体动力学模型,该广义结合部动力学模型的通用性较好,无关于结合部

组的连接方式、形状尺寸及空间布置。

(2) 在此基础上,提出理论建模-动态试验-多目标优化技术的广义结合部组参数辨识方法,通过未知阻抗函数获取,对结合部参数进行辨识。实例结果表明,该广义结合部组参数辨识方法的辨识精度较高,其方法有效。

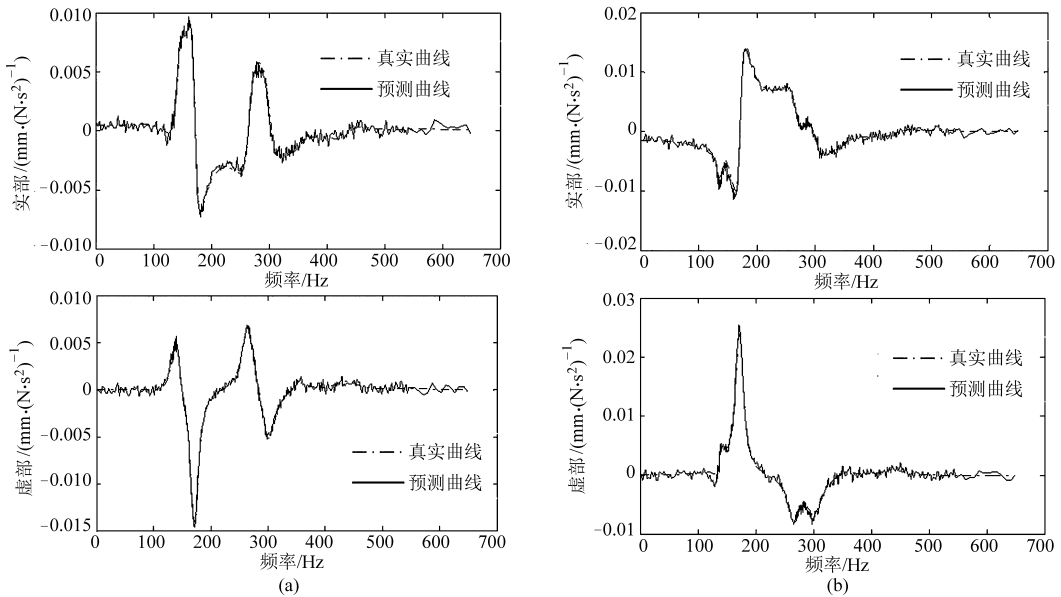


图 7 非耦合结合部传函曲线(频率自变量均匀采点,噪声 10%)

Fig. 7 Transfer function curves of uncoupling contact (well-distributed points, noise 10%)

(3) 该结合部建模与参数辨识可推广应用于其他类型的结合部参数识别,在一定程度上为结合部建模与参数辨识研究提供了重要的理论基础和方法依据。

参 考 文 献

1 石坤,宋俐,师俊平. 机械结合部等效材料参数的建立与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(2): 297 – 301.
Shi Kun, Song Li, Shi Junping. Establishment and experiment of mechanical joints' equivalent material properties[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(2): 297 – 301. (in Chinese)

2 田红亮,朱大林,秦红玲,等. 结合部法向载荷解析解修正与定量实验验证[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 213 – 218.
Tian Hongliang, Zhu Dalin, Qin Hongling, et al. Modification of normal load's analytic solutions for joint interface and quantitative experimental verification[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 213 – 218. (in Chinese)

3 米良,殷国富,孙明楠,等. 基于结合部动力学特性的立柱-主轴系统动力学模型研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(12): 202 – 207.
Mi Liang, Yin Guofu, Sun Mingnan, et al. Column-spindle system dynamic model based on dynamic characteristics of joints[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(12): 202 – 207. (in Chinese)

4 田红亮,赵春华,朱大林,等. 金属材料结合部法切向刚度修正与实验验证[J]. 农业机械学报, 2012, 43(6): 207 – 214.
Tian Hongliang, Zhao Chunhua, Zhu Dalin, et al. Modification of normal and tangential stiffness for joint interface with metallic material and experimental validation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(6): 207 – 214. (in Chinese)

5 Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295: 300 – 319.

6 王书亭,李杰,刘涛,等. 机械固定结合面刚度特性建模[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2011, 39(8): 1 – 5.
Wang Shuting, Li Jie, Liu Tao, et al. Interfacial stiffness characteristic modeling of mechanical fixed joints[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2011, 39(8): 1 – 5. (in Chinese)

7 张学良,温淑花,徐格宁,等. 结合部切向接触刚度分形模型研究[J]. 应用力学学报, 2003, 20(1): 70 – 72.
Zhang Xueliang, Wen Shuhua, Xu Gening, et al. Fractal model of the tangential contact stiffness of machined surfaces in contact [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(1): 70 – 72. (in Chinese)

8 Bhushan B. Nanotribology and nanomechanics an introduction[M]. 2nd Ed. Heidelberg: Springer, 2008.

9 Johnson K L. Contact mechanics[M]. London: Cambridge University Press, 1985.

10 杨红平,傅卫平,师彪,等. 基于改进粒子群与神经网络的机械结合面法向刚度建模[J]. 农业机械学报, 2011, 42(3): 219 – 223, 233.
Yang Hongping, Fu Weiping, Shi Biao, et al. Modeling of machined joints normal stiffness using modified PSO-BP neural network algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(3): 219 – 223, 233. (in Chinese)

11 毛宽民,黄小磊,李斌,等. 一种机床固定结合部的动力学参数化建模方法[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2012, 40(4): 49 – 53.
Mao Kuanmin, Huang Xiaolei, Li Bin, et al. Dynamic and parameterized modeling of fixed joints in machine tools using surface response method[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2012, 40(4): 49 – 53.

(in Chinese)

- 12 毛宽民,黄小磊,田红亮,等. 机床固定结合面参数识别及其拟合方法[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2011, 39(3): 18–21.
Mao Kuanmin, Huang Xiaolei, Tian Hongliang, et al. Identifying dynamic parameters of fixed joints in machine tools and its fitting method[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2011, 39(3): 18–21. (in Chinese)
- 13 Inamura T, Sata T. Stiffness and damping properties of the elements of a machine tool structure[J]. Annals of the College International Recherche Productique, 1979, 28: 235–239.
- 14 Yoshimura M. Computer-aided design improvement of machine tool structure incorporating joint dynamics data[J]. Annals of the CIRP, 1979, 28(1): 241–246.
- 15 毛宽民,李斌,谢波,等. 滚动直线导轨副可动结合部动力学建模[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2008, 36(8): 85–88.
Mao Kuanmin, Li Bin, Xie Bo, et al. Dynamic modeling of the movable joint on rolling linear guide[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2008, 36(8): 85–88. (in Chinese)
- 16 吴筱坚. 机床固定结合面的一种建模方法[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(3): 439–441.
Wu Xiaojian. A method for establishing dynamic model for fixed joints[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(3): 439–441. (in Chinese)
- 17 Song Y, Hartwigsen C J, McFarland D M, et al. Simulation of dynamics of beam structures with bolted joints using adjusted Iwan beam elements[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 273(1–2): 249–276.
- 18 高相胜,张以都,张洪伟. 主轴-刀柄结合面刚度建模方法[J]. 计算机集成制造系统, 2013, 19(1): 61–66.
Gao Xiangsheng, Zhang Yidu, Zhang Hongwei. Modeling approach for interface stiffness of spindle-tool holder[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2013, 19(1): 61–66. (in Chinese)
- 19 Wang J H, Liou C M. Identification of parameters of structural joints by use noise-contaminated FRFs[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 142(2): 261–277.
- 20 李玲,蔡力钢,郭铁能,等. 子结构综合法辨识结合部的特征参数[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(4): 439–444.
Li Ling, Cai Ligang, Guo Tieneng, et al. Identification of characteristic parameters of joints by sub structure synthesis method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(4): 439–444. (in Chinese)
- 21 Inamura T, Sata T. Stiffness and damping properties of the elements of a machine tool structure[J]. Annals of the College International Recherche Productique, 1979, 28: 235–239.
- 22 刘孝保. 电子设备动态性能有限元建模与优化方法研究[D]. 成都:电子科技大学, 2011.
Liu Xiaobao. Research on modeling and optimization method of electronic devices dynamic [D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2011. (in Chinese)
- 23 王维博. 粒子群优化算法研究及其应用[D]. 成都:西南交通大学, 2012.
Wang Weibo. Research on particle swarm optimization algorithm and its application [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012. (in Chinese)

Modeling and Parameter Identification of Linear Guideway in NC Machine Tool

Yang Yong¹ Zhang Weimin² Chen Xiguang¹

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China

2. Sino-German College, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: Based on theoretical modeling, dynamic test and multi-objective optimization technique, a parameter identification method of generalized joints was proposed. The method first considered the double coupling characteristics between joints and machine tool parts, and then constructed the generalized equivalent joint model of linear guideway. By structure condensation technique, more accuracy and higher efficiency of computation were achieved. Finally, the whole structure dynamic model in impedance form under constraint condition was derived. This model combines the theoretical modeling, dynamic test and multi-objective optimization problem to identify the joints parameters based on transfer function and impedance information acquisition. The verification examples show that this identification method is effective, the errors of modal frequency and frequency response function are very small, and the identification accuracy is high.

Key words: CNC Linear guideway Contact pair Mathematical model Parameter identification