

考虑结合部耦合的结构梁的边界元解析方法研究*

STUDY ON BOUNDARY ELEMENT METHOD ANALYSIS OF STRUCTURAL BEAM WITH COUPLED JOINTS

李 艳** 王 媛 汤 琴 梁 亮 高 峰

(西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 西安 710048)

LI Yan WANG Yuan TANG Qin LIANG Liang GAO Feng

(School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology,
Xi'an 710048, China)

摘要 机床结合部是影响机械系统性能的关键因素之一,对机床的静态、动态和热态性能有很大影响。以机械系统中最常见的基本结构形式-梁单元及其结合部为对象,研究了结合部理论与边界元法有机结合的静态特性解析方法。基于结合部理论分析了结合面接触压力、接触变形、接触刚度之间的非线性关系,建立了考虑结合部接触刚度的边界元梁与梁、梁与边界的系统耦合解析模型,将结合部接触刚度纳入边界元解析的子结构中,使其与机械系统的元件进行合成,将结合部接触刚度作为机械系统的解耦收敛条件进行迭代,解决了机械系统与结合面结合问题的耦合并利用边界元法开发了专业的结合问题解析软件,解析结果表明,采用边界元法对于柔性结合部的处理比较方便,在柔性结合部的部件或整机性能预测方面具有明显优势。

关键词 边界元法 机床结合部 结合问题 机械系统耦合

中图分类号 TG659

Abstract Joints of machine tool are the key factors to affect the performance of mechanical system, which influence on the static, dynamic and thermal behaviors of machine tool greatly. A novel static characteristic analysis method of basic structural beam by organically combining joint theory and boundary element method (BEM) is presented. Based on joint theory, the non-linear relationship between contact stress, contact deformation and contact stiffness of joint surface is derived, the coupled systematic analysis model considering joint contact stiffness between boundary beam and beam as well as beam and boundary is established, in which joint contact stiffness is converted into sub structure of BEM analysis and combined with other elements in the mechanical system. In iterative process, the joint contact stiffness is employed as decoupling convergence condition, which solves the couple problem of contact status in joint surfaces of mechanical system. The analyzing results show that it is very simple and easy in dealing with flexible joint and has great advantage for predicting behavior of whole machine accurately.

Key words Boundary element method; Joints of machine tool; Combination problem; Coupling in mechanical system

Corresponding author: LI Yan, E-mail: glatiangf@163. com, Tel: /Fax: +86-29-82312713

The project supported by the National Science and Technology Major Project of the Ministry of Science and Technology of China (No. 2014ZX040001191), and the Natural Science Basic Research Plan of Education Bureau in Shaanxi Province (No. 12JK0685).

Manuscript received 20131120, in revised form 20141013

引言

机械制造装备是由众多构件(零、部件)及构件间的结合部组成,结合部的物理参数对制造装备的整机性能影响非常大,整机刚度的 60% 取决于结合部刚

度,整机阻尼的 90% 来自结合部阻尼^[1],由此可见结合部的特性直接决定着整机的动、静态特性。针对机床的机械结合面,探索建立复杂系统模态综合中的结合面耦合模型及其分析方法,揭示机械装备的结合部非线性耦合规律,是进行机床整机特性分析,实现创新

* 20131120 收到初稿, 20141013 收到修改稿。国家科技重大专项(2014ZX040001191)资助、陕西省教育厅自然科学计划项目(12JK0685)资助。

**李 艳,女,1970 年 11 月生,四川广安市人,汉族,西安理工大学机仪学院副教授,博士,研究方向为机械设计分析研究,发表文章 20 余篇, EI 检索十余篇。

设计必须解决的关键问题。

由于结合部的接触刚度、接触阻尼具有非线性,在研究整机特性时,将会面临许多难以解决的问题,如美国密西根大学在对微型机床结构解析时发现数值解析方法求解出的整机特性和由试验得到的整机特性差别非常大^{[2]194-195};伊朗 Sharif 工业大学在用子结构法耦合机械系统时,子结构之间的结合部刚度和阻尼是难以确定的^{[3]243-245};德国斯图加特大学、英国的利物浦大学、波兰 Szczecin 工业大学等通过试验方法识别出结合部参数后,再建立机械系统模型^{[4]4129-4134}^{[5]393-398},这种方法的局限性在于只能适用于已存在的机器结构,由于非线性特征,致使试验结果无通用性,无法应用于创新设计。迄今为止,结合面特性在设计中还未被有效地考虑。张学良^[6]首次给出了只考虑结合面固有特性不考虑结构因素从而获取结合面基础参数的方法,基于结合面基础参数进行建模,通过试验方法进行考核,分层处理结合部影响因素,所建立的结合面基础数据具有通用性。

对于整机性能分析,如何利用结合面基础数据建立复杂系统的结合面耦合模型及其分析方法,揭示机械装备的结合部非线性耦合规律,是进行机床整机特性分析的关键^{[7]14-36}。

机床结合部由于存在严重非线性,其静、动态性能很难通过理论计算获得,大多采用数值解析方法。整机及零部件的动、静态的性能数值解析方法有多种,目前较常用的方法如边界元法,有限元法等^{[7]14-36}^[8-10]。但在机床设计过程中,采用有限元对机床整机及零部件进行刚度解析存在精确建模困难、程序工作量过于庞大等问题,常常将机床简化为集中质量模型和分布质量模型^[11-14],从而忽略了结合部特性对整机性能的影响,而商用有限元软件无法处理结合部的非线性特性。

本文以机械系统中最常见的的基本结构形式—梁单元为对象,以结合部基础特性参数为基础,研究了结合部理论与边界元法有机结合的静态特性解析方法,建立了基于结合部物理参数的结合部系统耦合模型,解决了机械系统与结合部的耦合问题。

1 结合部物理参数

结合部物理特性主要用结合面的接触面压、接触变形、接触刚度等参数描述。只考虑结合部的静态特性,则结合部可以等效为弹簧,等效弹簧的刚度用接触刚度描述,实验研究表明,结合部的接触刚度与接触面压之间是非线性的。

结合部刚度与结合部的结合状态有关,而结合部的结合状态不仅与结合面的单位面积刚度有关,而且

还和零件在结合部的刚度有关。零件在结合部的刚度很大时,本体变形可以忽略不计,即为柔性结合部的简单结合状态;而零件在结合部的刚度不足时,本体变形会较大,则为柔性结合部的复杂结合状态。

在简单结合状态下,零件在结合部处符合形状不变假设,即变形前后零件在结合部部位的形状保持不变,结合面仍然保持原有的平面或者曲面状态,而复杂结合状态下结合部的形状在变形前后是不同的。对于梁类结构系统,受力后的梁与梁间的结合面不再是平面而是曲面,因此梁与梁及梁与柔性边界的结合属于复杂结合状态。

对复杂结合状态的结合部,可以近似地离散成多平面简单结合状态的结合部去处理^{[5]393-398},其力平衡式如下

$$\mathbf{F} = - \sum_{i=1}^n \mathbf{J}_i \mathbf{F}_{Ri} \quad (1)$$

式中, $\mathbf{J}_i$ 为结合部总体坐标系 J 与第 i 个结合部的坐标变换雅克比矩阵, $\mathbf{F}_{Ri}$ 为第 i 个结合部上的反力, $i = 1 \sim n$ 。

设 p_{ij} 为该结合部上在 j 方向的接触面压,则

$$\mathbf{F}_{Ri} = \int p_{ij} \mathbf{ds} = g(\lambda_{ij}(x_k)) = h(u_{ij}) \quad (2)$$

式中, λ_{ij} 为接触点处的接触变形, u_{ij} 则为结合面处两个元件的相对位移($j = 1 \sim 6$)。

求解式(2)即可获得结合部相对位移 u_{ij} , 而第 i 个结合部的刚度则可用下式求出

$$k_{ji} = \frac{\partial \mathbf{F}_{Ri}}{\partial u_{ij}} \quad (3)$$

2 梁单元边界元解析及系统集成

边界元与有限元一样,是以描述弹性力学问题的偏微分方程为基础,将弹性力学问题归结为求解一组边界积分方程^{[4]4129-4134}。

2.1 梁单元边界元法基本方程

与弹性力学相同,在梁的长度方向取一个小单元,并对其进行受力分析,如图1所示(梁长度方向为 Z 向)。

该单元的力平衡方程为

$$\frac{dF(z)}{dz} + p(z) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{dM(z)}{dz} + T(z) = 0 \quad (5)$$

$$EI \frac{d^2 V(z)}{dz^2} + M = 0 \quad (6)$$

$$q = - \frac{dQ}{dz} = - \frac{d^2 M}{dz^2} \quad (7)$$

式中, E 为梁的弹性模量; p 为梁的拉力载荷; Q 为梁的

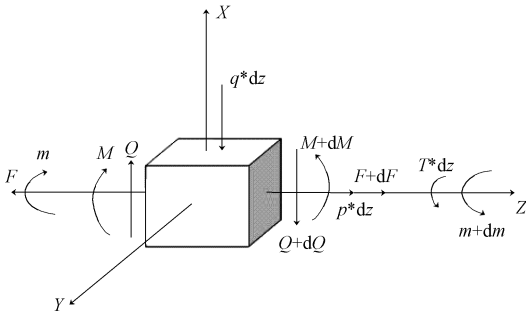


图 1 梁单元的边界元解析
Fig. 1 BEM Analysis of Beam Unit

剪切载荷; I 为惯性矩; T 为扭转外载荷; V 为弯曲位移函数; q 为单位长度上的分布载荷。

由胡克定理、应力应变关系及力平衡方程,即可推导出下列微分方程式

$$AE \frac{d^2 U(z)}{dz^2} + p(z) = 0 \quad (8)$$

$$GI_p \frac{d^2 \Phi(z)}{dz^2} + T(z) = 0 \quad (9)$$

$$EI \frac{d^4 V(z)}{dz^4} - q(z) = 0 \quad (10)$$

式中, A 为梁的横截面面积; U 为梁的位移函数; G 为切向弹性模量; I_p 为极惯性矩; Φ 为梁的扭转函数。

利用微分方程式 (10) 的基本解^{[7]152-173}, 采用分步积分法对方程进行求解, 即可得到内点值与边界值的关系式

$$U' = AX' + p \quad (11)$$

式中, U' 为内点值, X' 为边界值。

将式 (11) 中的内点趋向边界 (梁的两端), 则可得边界值的求解表达式

$$HU = GF + p \quad (12)$$

式中, U 和 F 分别为梁在各个方向的位移和力, 其顺序按照 X 、 Y 、 Z 、 A 、 B 、 C 的次序排列, 拉伸为 Z 向, 扭转为 C 向, 弯曲则由于存在两个平面方向, 故包含了 X 、 Y 、 A 、 B 共四个方向。

将式 (12) 两端同乘以 $[G]^{-1}$, 得到边界元方程式

$$KU = F + P \quad (13)$$

式中, $K = G^{-1}H$, $P = G^{-1}p$ 。

式 (13) 即为梁单元的边界元方程, 也是由梁单元组成的梁类机械系统结构解析的基本方程。

2.2 多内部边界梁单元基本方程

如果将梁的内部支承看作内部边界, 其约束条件可以是刚性的, 也可以是柔性的。在此对定义做进一步扩展, 认为即使无约束, 也可以认定梁内部某点为内部边界点。若有多个点, 则为多内部边界点。内部边界点和两端点均作为边界点。

多内部边界点梁的边界元方程用下式描述

$$K \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_{\xi 1} \\ \vdots \\ U_{\xi n} \\ U_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_{\xi 1} \\ \vdots \\ F_{\xi n} \\ F_2 \end{Bmatrix} + P \quad (14)$$

式中, 含有 ξ 的位移 U 和力/力矩 F , 均为内部边界点的边界条件。

获得了多内部边界点梁的边界元方程后, 即可用于后续的多点结合。

2.3 梁单元合成

由梁单元构成的机械系统是由诸多梁单元通过结合部连接而成。考虑连接的元件属于不同零件, 因此, 两个元件间的结合部为柔性结合部。

梁单元之间的连接方式有多种, 按照梁与梁结合的位置不同, 可以分为端点结合 (单点结合) 和面结合 (可离散为多点结合)。本文主要考虑面结合, 它们广泛应用于机床导轨与床身、滑板与导轨的连接。

将连续接触面的结合离散为多个边界点之间的相互结合, 对于多内部边界点梁的多点柔性结合, 通常考虑柔性结合部的接触刚度, 接触位移及接触面压并将其代入边界元法结合条件式。公式 (14) 给出的结合部的刚度是在平面不变假设下推导出的, 故其柔性结合仍然属于简单结合状态下的柔性结合。在多点结合中, 梁受力变形后, 结合面不再是平面, 这时梁与梁的结合就成为了复杂结合状态下的柔性结合。因此需要近似地离散成多平面简单结合状态的结合部去处理^{[7]152-173}。

2.3.1 多内部边界点梁间的柔性结合

如图 2 所示, 多内部边界点梁间的柔性结合与多内部边界点和柔性边界的结合类似, 可将柔性结合部的接触刚度视为多个离散的弹簧元件的刚度, 根据力平衡原理和胡克定律, 将相结合边界点之间力 - 位移关系式作为多内部边界点梁间柔性结合的结合条件, 从而将两根梁结合起来。

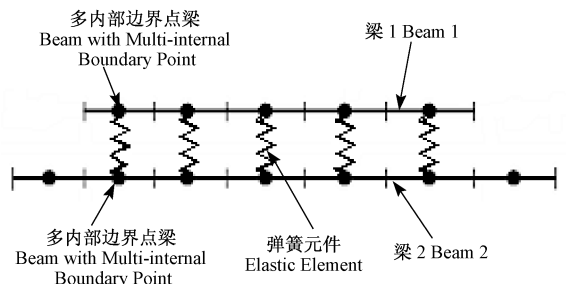


图 2 多内部边界点梁间柔性结合

Fig. 2 Flexible Combination between Beams with Multi-internal Boundary Points

分别建立两根梁的边界元方程

$$[K_{ii}]\{U_i\} = \{F_i\} + P \quad (15)$$

$$[K'_{jj}]\{U'_j\} = \{F'_j\} + P' \quad (16)$$

根据力平衡原理和胡克定律,将相结合边界点之间力-位移关系式作为多内部边界点梁间柔性结合的结合条件

$$F_i = K_{ji} \times (U'_j - U_i) \quad (17)$$

$$F'_j = K_{ji} \times (U_i - U'_j) \quad (18)$$

$$F_i = -F'_j \quad (19)$$

式中, K_{ji} 为结合的边界点之间的接触刚度, U_i 和 U'_j 分别为梁 1 和梁 2 上对应结合边界点的接触位移, F_i 和 F'_j 分别为梁 1 和梁 2 上对应结合边界点的力/力矩。

将式(15)、式(16)进行堆叠,得到合成后结构方程

$$\begin{bmatrix} \ddots & \dots & \dots & & \\ \dots & K_{ii} & \dots & & 0 \\ \dots & \dots & \ddots & & \\ & & & \ddots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & K'_{jj} & \dots & \ddots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_i \\ \vdots \\ U'_j \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_i \\ \vdots \\ F'_j \\ \vdots \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} P \\ \vdots \\ P' \end{Bmatrix} \quad (20)$$

$$\begin{bmatrix} K_{11} & \dots & K_{1m} & K_{1,m+1} & \dots & K_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{m1} & \dots & K_{mm} & K_{m,m+1} & \dots & K_{mn} \\ K_{m+1,1} & \dots & K_{m+1,m} & K_{m+1,m+1} & \dots & K_{m+1,n} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & \dots & K_{nm} & K_{n,m+1} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} U_1 \\ \vdots \\ U_m \\ U_{m+1} \\ \vdots \\ U_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_m \\ F_{m+1} \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} + P \quad (22)$$

式中, $U_1 \sim U_m$ 为结合的内部边界点的位移, $U_{m+1} \sim U_n$ 为非结合的内部边界点的位移; $F_1 \sim F_m$ 为结合的内部边界点的力/力矩, $F_{m+1} \sim F_n$ 为非结合的内部

$$\begin{bmatrix} K_{j1} & 0 & \dots & 0 & -K_{j1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & K_{j2} & \dots & 0 & 0 & -K_{j2} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & K_{jm} & 0 & 0 & \dots & -K_{jm} \\ -K_{j1} & 0 & \dots & 0 & K_{j1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -K_{j2} & \dots & 0 & 0 & K_{j2} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & -K_{jm} & 0 & 0 & \dots & K_{jm} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u'_1 \\ u'_2 \\ \vdots \\ u'_m \\ u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f'_1 \\ f'_2 \\ \vdots \\ f'_m \\ f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_m \end{Bmatrix} \quad (23)$$

式中, K_{ji} 为第 i 个弹簧元件的刚度, $u_1 \sim u_m$ 为弹簧元件活动端的位移, $u'_1 \sim u'_m$ 为弹簧元件固定端的位移; $f_1 \sim f_m$ 为弹簧元件活动端的力/力矩, $f'_1 \sim f'_m$ 为弹簧元件固定端的力/力矩。

由于多内部边界点梁与弹簧元件之间是刚性结合,故弹簧元件活动端与梁边界点的位移相等,合力/合力矩为零,有

将边界条件式(17) 式(18)、式(19)代入结构方程式(20)中,得到多内部边界点梁间柔性结合方程

$$\begin{bmatrix} \ddots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & K_{ii} + K_{ji} & \dots & \dots & -K_{ji} & \dots \\ \dots & \dots & \ddots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \ddots & \dots & \dots \\ \dots & -K_{ji} & \dots & \dots & K'_{jj} + K_{ji} & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \ddots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_i \\ \vdots \\ U'_j \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} P \\ \vdots \\ P' \end{Bmatrix} \quad (21)$$

2.3.2 多内部边界点梁与柔性边界的柔性结合

在机床结构中,导轨与床身的连接可以看成是一个梁与刚度很大的地基的结合,考虑中间结合部的刚度,可以把这种连接归为梁与边界的柔性结合。把中间结合部简化成弹簧元件,对于多内部边界点梁上 n 个边界点都与弹簧元件结合,因此需要将该梁的边界元方程中的合成部分和非合成部分分开。设共有 m 个边界点与弹簧元件结合 ($n \geq m$),将合成部分(即 $1 \sim m$ 点)集中在边界元方程的上部,非合成部分($m+1 \sim n$)集中在边界元方程的下部,可得

边界点的力/力矩。

将柔性边界离散为不同的弹簧元件后,对单一弹簧元件,按胡克定律,弹簧元件的力-位移关系式为

1) 位移关系式

$$U_i = u_i \quad (24)$$

2) 力关系式

$$F_i + f_i = 0 \quad (25)$$

式中, $i=1 \sim m$ 。

展开式(22)中的结合部分的方程,以及式(23)中的弹簧元件活动端部分的方程,并利用式(24)和式

(25),即可求得多内部边界点梁与离散的弹簧元件的

$$\begin{bmatrix} K_{j1} & \cdots & 0 & -K_{j1} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & K_{jm} & 0 & \cdots & -K_{jm} \\ -K_{j1} & \cdots & 0 & K_{j1} + K_{l1} & \cdots & K_{lm} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & -K_{jm} & K_{m1} & \cdots & K_{jm} + K_{mm} \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} u'_1 \\ \vdots \\ u'_m \\ u_1 \\ \vdots \\ u_m \\ U_{m+1} \\ \vdots \\ U_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f'_1 \\ \vdots \\ f'_m \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ F_{m+1} \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} + \mathbf{P} \quad (26)$$

式中, $u'_1 \sim u'_m$ 为弹簧元件固定端的位移,故其值为零;而其他各点的位移和力/力矩也有一半条件已知,故方程有解。

3 考虑结合部耦合的梁系统解析方法

无论是作为零件的梁与边界(支承件)的结合或者梁与梁的柔性结合,其合成中所涉及的结合部的刚度可以通过结合部理论计算获得。但结合部的接触刚度与其接触位移、接触面压是非线性关系,接触面压影响接触变形,而接触变形又影响接触刚度。而且梁自身的变形又影响结合部的接触面压,继而影响接触刚度。接触刚度的变化又影响了边界元单元间的合成,所以它们之间相互影响,有着很强的非线性耦合作用。

在这种情况下,可以利用迭代法对梁的柔性结合进行求解,以求出各梁结合点的受力状况、接触变形和接触刚度。

本文选择各结合点的刚度作为迭代的初值。可以确保多内部边界点梁上各边界点的合力与外载荷相等,而且各结合点受力与梁上结合点之间的相对位移值也可以保持一致。在确定了结合部刚度为梁柔性结合的边界元迭代解析的对象后,如何求解结合部刚度就成了一个重要的问题。具体解析步骤如下:

- 1) 设定结合部初始刚度值 K_0 ,准备进行系统的边界元合成。
- 2) 分别获得多内部边界点梁的边界元方程以及柔性边界的矩阵方程。
- 3) 进行边界与多内部边界点梁进行结合,以及多内部边界点梁间结合,形成包含边界和梁在内的整体方程式。
- 4) 求解整体方程,获得各梁和边界的结合点位移值。
- 5) 利用各梁的位移值和各梁的边界元方程,求得梁上各结合点所受力/力矩。
- 6) 获得结合点受力状况后,代入结合部刚度解析程序中,求得新的结合部刚度 K_1 。

刚性结合方程

$$\begin{bmatrix} 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 \\ K_{m+1,m+1} & \cdots & K_{m+1,n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n,m+1} & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} u'_1 \\ \vdots \\ u'_m \\ u_1 \\ \vdots \\ u_m \\ U_{m+1} \\ \vdots \\ U_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f'_1 \\ \vdots \\ f'_m \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ F_{m+1} \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} + \mathbf{P} \quad (26)$$

7) 如果 $|K_1 - K_0| < \varepsilon$, 结束, 否则 $K_0 = K_1$, 返回步骤 2) 继续迭代。

4 应用实例

4.1 机床导轨结合部边界元解析

图 3 所示为机床导轨系统的简化模型,上面两零件是导轨和滑块简化成的多内部边界点梁,最下面为床身,两根梁首末端均为自由状态,即首末两端的力和力矩均为零,图 4 为导轨结合部结合状态。

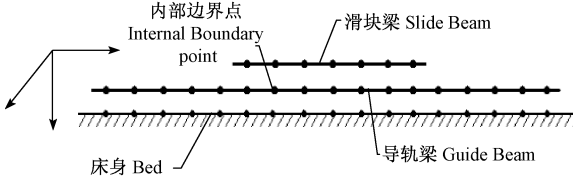


图 3 多内部边界点梁与柔性边界合成算例
Fig. 3 Example of Combination between Flexible Boundary and Beam with Multi-internal Boundary point

梁 2					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12						
梁 1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
柔性边界	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22

图 4 多内部边界点梁与柔性边界结合状态
Fig. 4 Combining Conditions of Flexible Boundary and Beam with Multi-internal Boundary Point

考虑结合部的刚度,设床身的结合面为柔性边界。导轨长 0.6 m,分为 20 段单元梁,滑块长 0.3 m,分为 10 段单元梁,梁的宽度和高度均为 0.06 m,滑块位于导轨中间位置,单元梁的内部边界点在各单元梁的中心。

滑块梁第 5 单元梁末端受 Y 向集中载荷,受力 1 000 N。经程序进行迭代并求解,当满足精度要求后,得到解析结果如图 5、图 6 所示。由于只有 Y 向载荷,图 6 中只给出了 Y 向的变形。

从图 6 可以看出,滑块在外力作用下,结合部处的变形大于导轨的变形,这是由于考虑了结合部的接触

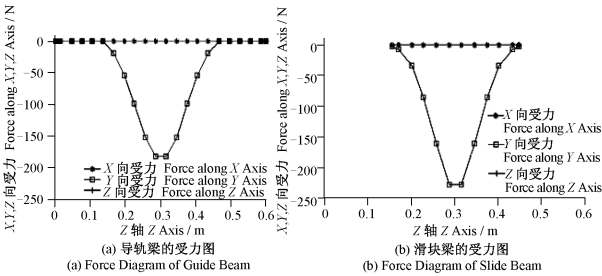


图 5 力解析结果

Fig. 5 Force Analysis

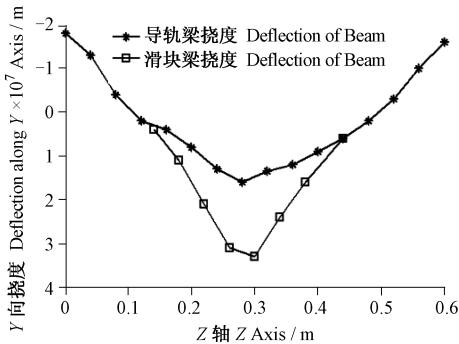


图 8 静特性实验结果

Fig. 8 Results of Static Characteristics Test

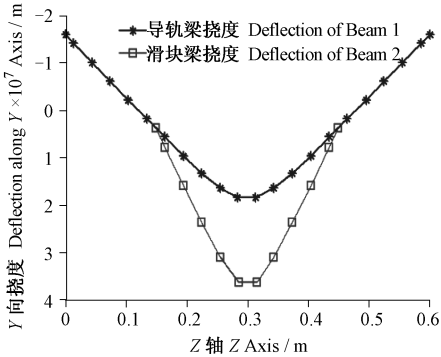


图 6 变形解析结果

Fig. 6 Deformation Analysis

变形,滑块与导轨在结合部处的变形不再相等。而且由于结合部的非线性,滑块与导轨的相对变形量在不同位置处其值也不相等。

4.2 实验验证

针对如图 3 所示的机床导轨结合部模型,设计了如图 7 所示实验装置,图中位移传感器分辨率 0.05 微米,沿导轨布置,两侧固定点尽量靠近结合面中心,加载装置位于滑块中心且滑块试件的承载平面与加载组件的施力方向垂直。传感器检测导轨相对于箱体的变形量、滑块相对于箱体的变形量,计算出滑块相对于导轨的变形量,经过 7 次反复加载,将获得的各组加载数据取均值,得到导轨梁及滑块梁的变形曲线如图 8 所示。

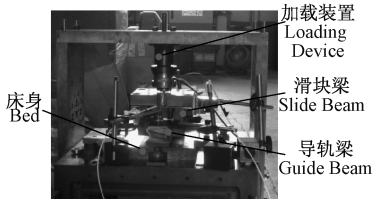


图 7 导轨单元结合部实验

Fig. 7 Joint Test of Guide Unit

图 8 中可以看出,滑块在结合部处的变形大于导轨的变形,这是因为导轨与滑块结合部的接触变形所引起的。同时验证了结合部的非线性特征,即滑块与导轨的相对变形量在不同位置处其值也不相等。导轨

结合部变形量最大为 0.315 μm ,与计算结果相近,证明了理论分析方法的正确性。

5 结论

本文基于结合面基础特性参数和结合面的基本假设,建立了平面-平面结合面的数学模型,利用该模型对机床导轨结合部特性进行了研究,并进行了实验验证。通过对比数学模型与实验研究结果,获得以下结论:

- 1) 针对结合部刚度与机械系统刚度之间的非线性耦合特性,建立了考虑结合部耦合的梁的边界元解析模型,提出了梁类机械系统解析方法。
- 2) 采用了边界元法,将结合部的刚度代入边界元结合条件式,进行了合成解析。
- 3) 利用结合部解析理论获得结合部的刚度,将其代入边界元解析方程进行迭代,最终得到梁系统静态机械特性。
- 4) 开发了相应的解析软件,通过算例和导轨加载实验对解析结果进行了验证,证明了解析方法的正确性。

参考文献 (References)

[1] 张广鹏,黄玉美,史文浩,等. 机床整机动态特性的预测解析建模方法[J]. 上海交通大学学报,2001, 35(12): 1834-1837.
ZHANG Guangpeng, HUANG Yumei, SHI Wenhao, et al. Modeling and analysis method of dynamical characteristics for a whole machine tool structure [J]. Journal of Shanghai Jiaotong of University, 2001, 35(12): 1834-1837(In Chinese).

[2] Sang Won Lee, Rhett Mayor, Jun Ni. Dynamic Analysis of a Mesoscale Machine Tool[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2006,128(2):194-203.

[3] Mohammad R., Movahhedy, Javad M. Gerami. Prediction of spindle dynamics in milling by sub-structure coupling [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 46: 243-251.

[4] W. Symens, F. Al-Bender, J. Swevers, H, Van Brussel. Dynamic characterization of hysteresis elements in mechanical systems[C],

- Proceedings of the American Control Conference Anchorage, 2002; 4129-4134.
- [5] W. P. Fu, Y. M. Huang, X. L. Zhang, Q. Guo. Experimental investigation of dynamic normal characteristics of machined joint surfaces[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 122(10): 393-398.
- [6] 张学良,黄玉美,傅卫平,等. 粗糙表面法向接触刚度的分形模型[J]. 应用力学学报,2000,17(2): 31-35.
ZHANG XueLiang, HUANG YuMei, FU WeiPing, et al. Fractal model of normal contact stiffness between rough surfaces [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2000, 17(2): 31-35 (In Chinese).
- [7] 黄玉美,张广鹏,高峰. 虚拟样机整机结构特性边界元仿真[M]. 北京:机械工业出版社,2004. :14-36;2004:152-173.
HUANG YuMei, ZHANG GuangPeng, GAO Feng. BEM simulation of whole construction characteristics for virtual prototype [M]. Beijing: China Machine Press, 2004. : 14-36; 2004: 152-173 (In Chinese).
- [8] 张耀满,王旭东,蔡光起,等. 高速机床有限元分析及其动态性能试验[J]. 组合机床与自动化加工技术,2004,(12):15-17.
ZHANG YaoMan, WANG XuDong, CAI GuangQi, et al. FEA and dynamic characteristic experiment of high speed machine tool[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2004, (12):15-17 (In Chinese).
- [9] 刘芳,杨庆东,刘国庆,等. 高速龙门加工中心 GMC3000 动态特性的有限元分析[J]. 现代制造工程,2007,(3):113-116.
LIU Fang, YANG QingDong, LIU GuoQing, et al. Dynamic finite element analysis of the high speed gantry machine center GMC3000 [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2007, (3):113-116 (In Chinese).
- [10] 李明,杨庆东. 五轴联动数控铣床的高速动态特性分析[J]. 北京机械工业学院学报,2007, 22(4):59-61.
LI Ming, YANG QingDong. High-speed dynamic analysis of the five-axis CNC milling machine SKY12160 [J]. Journal of Beijing Institute of Machinery, 2007, 22(4):59-61 (In Chinese).
- [11] 吕亚楠,王立平,关立文. 基于刚度组集的混联机床的静刚度分析与优化[J]. 清华大学学报:自然科学版,2008,48(2):180-183.
LU YaNan, WANG LiPing, GUAN LiWen. Stiffness analysis and optimization of a hybrid machine tool based on the stiffness matrix [J]. Journal of Tsinghua University:Science Natural Edition, 2008, 48(2):180-183 (In Chinese).
- [12] 刘悦,王立平,关立文,等. 基于结合面的龙门五面加工中心虚拟建模及静刚度研究[J]. 工具技术, 2007, 41(5):14-17.
LIU Yue WANG LiPing GUAN LiWen et al. Study on virtual modeling and static rigidity of 5-faces portal-type MC based on interface[J]. Tool Engineering, 2007, 41(5):14-17 (In Chinese).
- [13] Matti Rantataloa, Jan-Olov Aidanpaa, Bo Goransson, etc. Milling machine spindle analysis using FEM and non-contact spindle excitation and response measurement [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47:1034-1045.
- [14] R. Mahdavinejad. Finite Element analysis of machine and workpiece instability in turning[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 45: 753-760.