

悬臂梁平面结合面参数的识别技术研究

尤晋闽, 陈天宁

(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 基于频率阻尼比法, 提出了一种利用悬臂梁的平面结合面参数识别测试模型, 采用有限元法建立了力学模型, 通过模态试验优化识别出干摩擦和油脂润滑这2种不同介质状态下结合面的法向刚度系数和法向阻尼系数, 并拟合出结合面动态参数随面压力的变化规律. 研究表明, 悬臂梁测试模型对于优化识别平面结合面的动态参数具有较高的精度, 干摩擦和油脂润滑结合面的动态参数随面压力的变化不仅具有较强的非线性, 而且油脂润滑结合面的动态参数值要比干摩擦的参数值大.

关键词: 结合面; 悬臂梁; 参数识别; 动态参数

中图分类号: TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)11-1323-04

Parameters Identification for Joint Surfaces of Cantilever Beam

YOU Jinmin, CHEN Tianning

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A test model of cantilever beam for dynamic parameters identification of the joint surfaces was proposed with the frequency and damping ratio method. The corresponding dynamic model was established by means of finite element method. The normal stiffness and damping coefficients of the joint surfaces under the condition of dry friction and oiled were identified in the mode test, and optimized to approach the exact values. The varying rules between the dynamic parameters of the joint surfaces and the interface suffered pressure were fit out. The research results indicate that the test model of cantilever beam is suitable for identifying the dynamic parameters of the joint surfaces. The varying rules of dynamic parameters along with the interface suffered pressure get highly nonlinear. The dynamic parameters of oiled interface are greater than that of the dry friction interface.

Keywords: joint surface; cantilever beam; parameter identification; dynamic parameters

机床乃至各类机械, 一般都不是一个连续的整体, 而是由各种零部件按照一定的要求组装起来的. 零部件间相互联接的表面称为结合面, 这些结合面的存在及其性质, 对整个机床的振动特性有着重要的影响. 例如, 机床总柔度的40%~60%和总阻尼的90%以上都来源于结合面^[1-3], 因此在机床动态设计中, 要建立准确的机床动力学模型, 就必须考虑结合面的动态特性. 通常, 结合面的动态特性可以用

结合面的接触刚度和接触阻尼来表征.

本文在综合前人研究成果的基础上^[3-5], 提出了一种基于悬臂梁的平面结合面参数识别测试模型, 采用有限元法建立其力学模型, 通过模态试验测试出系统的固有频率和阻尼比, 利用频率阻尼比法识别出结合面的动态参数^[6], 并在此基础上, 对所识别的动态参数进行优化, 同时也拟合出结合面间不同介质状态下的动态参数随面压力的变化规律.

1 悬臂梁测试模型及其识别原理

1.1 试验设计

为了使悬臂梁模型在测试中尽量避免和其他结构的耦合,设计了一种刚性框架试验装置.如图1所示,悬臂梁根部的底面与垫块平面贴合,构成所要测试的结合面,悬臂梁根部的上平面用螺栓压紧,试验可通过力矩扳手给螺栓施加力矩来改变结合面间的面压力.采用单点激振、多点拾振的方式,脉冲锤用来输入激振信号,移动加速度传感器用来测量梁上各点的振动信号,两路信号经由电荷放大器送入振动及动态信号采集分析系统,分析出悬臂梁系统的脉冲激励频响函数,根据频响函数得到系统的固有频率和阻尼比.

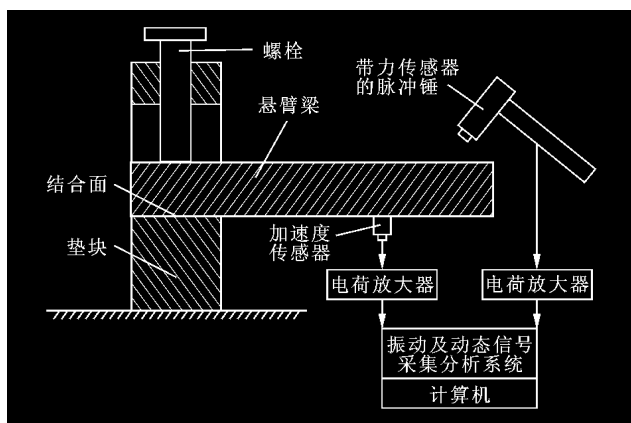
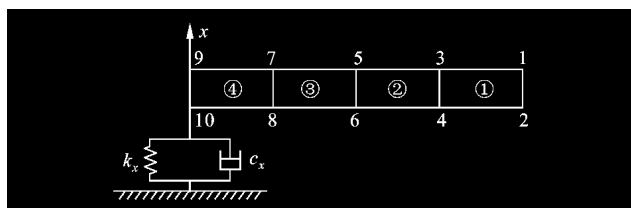


图1 悬臂梁测试系统示意图

悬臂梁系统采用普通45号碳素钢,密度 $\rho=7850\text{ kg/m}^3$,泊松比 $\nu=0.3$,弹性模量 $E=2\times 10^5\text{ MPa}$,结合面粗糙度 $R_a=3.2$,长 $\times$ 宽 $\times$ 高 $=l\times b\times h=200\text{ mm}\times 40\text{ mm}\times 30\text{ mm}$.

1.2 力学模型

根据设计的试验模型,建立了含有结合面单元的悬臂梁有限元力学模型,见图2.因结合面接触面积大小对动态参数具有较大的影响,螺栓与悬臂梁根部上平面接触形成的上结合面积仅为垫块与悬臂梁根部下平面接触形成的下结合面积的5%左右,



①~④:划分的单元;1~10:单元节点; k_x 、 c_x :结合面的法向刚度系数以及法向阻尼系数

图2 含有结合面的悬臂梁有限元模型

因此上结合面对下结合面的干扰较小.为了研究方便,可忽略上结合面对系统的影响,主要考虑下结合面的法向动态参数.

根据图2,首先将梁结构划分成4个梁单元,形成的单元质量矩阵和单元刚度矩阵分别为

$$m_{e1} = m_{e2} = m_{e3} = m_{e4} = \frac{\rho l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

$$k_{e1} = k_{e2} = k_{e3} = k_{e4} = \frac{2EI}{l^3} \begin{bmatrix} 6 & 3l & -6 & 3l \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix}$$

式中: ρl 为梁单元单位长度的质量; I 为梁单元的横截面惯性矩.按单元序号叠加,组集成梁的总质量矩阵和总刚度矩阵

$$M_1 = \beta^T \begin{bmatrix} m_{e1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{e2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{e3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{e4} \end{bmatrix} \beta$$

$$K_1 = \beta^T \begin{bmatrix} k_{e1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{e2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{e3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{e4} \end{bmatrix} \beta$$

式中: β 为坐标转换矩阵.将系统原有的16个自由度缩减为10个独立自由度,在未考虑结合面单元前,可将梁的阻尼矩阵视为比例阻尼矩阵,即

$$C_1 = \alpha_0 M_1 + \alpha_1 K_1 \quad (1)$$

式中: α_0 、 α_1 为比例系数.因此,得到未含有结合面单元的悬臂梁系统自由振动方程

$$M_1 \ddot{x} + C_1 \dot{x} + K_1 x = 0 \quad (2)$$

将结合面看作是一个独立的单元——具有刚度和阻尼而无质量的弹簧单元,将其引入总刚度和总阻尼矩阵中,最终得到的总刚度、总阻尼矩阵含有未知元素,即在结合面单元对应自由度的对角线上出现未知元素,则含有结合面的悬臂梁系统自由振动方程为

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = 0 \quad M = M_1 \quad (3)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & \cdots & \cdots & c_{1,10} \\ c_{21} & c_{22} & \cdots & c_{2,10} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{10,1} & \cdots & \cdots & (c_{10,10} + c_x) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & \cdots & k_{1,10} \\ k_{21} & k_{22} & \cdots & k_{2,10} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{10,1} & \cdots & \cdots & (k_{10,10} + k_x) \end{bmatrix}$$

1.3 结合面法向参数的识别原理

1.3.1 法向刚度系数的识别 无阻尼悬臂梁系统的特征方程为

$$|\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (4)$$

式中 ω_i 为系统的第 i 阶固有频率, 式(4)中 $\mathbf{K}$ 含有 k_x , 因此只需测出 ω_i 代入即可求得 k_x .

1.3.2 法向阻尼系数的识别 有阻尼悬臂梁系统的特征方程为

$$|\mathbf{MS}^2 + \mathbf{CS} + \mathbf{K}| = 0 \quad (5)$$

$$S = -\zeta_i \omega_i + j\omega_i(1 - \zeta_i^2)^{1/2} \quad (6)$$

式中: S 为复特征根; ζ_i 为第 i 阶阻尼比. 固有频率和阻尼比可通过试验测出, 通过式(6)计算得到 S , 再将 S 代入特征方程中, 便可求得 $\mathbf{C}$ 中的 c_x .

2 优化设计过程

式(4)中的固有频率应为无阻尼固有频率, 但实际上试验测得的是有阻尼固有频率. 在参数识别的最初阶段, 是将有阻尼固有频率作为无阻尼固有频率代入公式的, 所以识别出的参数跟实际值会有一定的误差, 因此必须对识别出的参数进行优化设计才能使之逐步逼近实际值. 优化设计过程如下: ①在设计中选取 k_x 和 c_x 为设计变量; ②在设计中选取模态分析得到的 ω_i 和 ζ_i 为状态变量, 可以取前 7 阶的 ω_i 和 ζ_i ; ③目标函数是设计中的极小化的变量参数, 也是得到理想设计变量的关键, 它决定了优化设计效果, 可取

$$\min f_1 = \sum_{i=1}^7 |\omega_i - \omega_{ti}| \quad (7)$$

$$\min f_2 = \sum_{i=1}^7 |\zeta_i - \zeta_{ti}| \quad (8)$$

其中 ω_{ti} 和 ζ_{ti} 分别为实测的固有频率和阻尼比; ④选取 Matlab 软件中的优化工具箱进行优化.

3 识别结果分析

试验分别在干摩擦和油脂润滑这 2 种不同结合面间的介质状态下进行, 通过测试悬臂梁系统的前

7 阶固有频率和阻尼比, 再通过上述的优化识别原理, 识别出结合面的法向刚度系数和法向阻尼系数. 试验中通过逐步增大结合面的面压力, 从而改变悬臂梁的边界条件, 获得不同的频率响应, 以得到结合面特性参数随面压力的变化规律. 考虑到结合面表面的微观不平度影响, 测试中对悬臂梁采取了多次装夹和多次测量, 使表面得到磨合, 从而保证了最终测量数据的有效性.

在不同面压力下的干摩擦与油脂润滑结合面的动态参数值见表 1.

表 1 结合面的动态参数值

p/MPa	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
$k_x^*/\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$	51.7	58.2	62.1	67.1	67.8	68.7	69.1	71.6
$c_x^*/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	50.1	76.7	82.3	55.4	45.5	44.6	43.9	41.6
$k_x^\Delta/\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$	67.0	69.1	71.9	73.8	71.7	73.0	72.7	75.8
$c_x^\Delta/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	122.6	77.8	82.5	44.4	52.4	47.2	51.7	54.1

*: 干摩擦结合面; Δ : 油脂润滑结合面.

根据相关的文献[7-8], 结合面的法向刚度系数与面压力之间的函数关系一般可采用式(9)作为基本函数进行非线性拟合, 即

$$k_x = a - bc^p \quad (9)$$

式中: p 表示结合面之间的面压力; a 、 b 、 c 为常数. 经拟合得到的干摩擦和油脂润滑结合面法向刚度系数与面压力之间的函数关系分别为

$$k_x^* = 71.6 - 59.2 \times 0.46^p; \quad k_x^\Delta = 75.8 - 14 \times 0.65^p$$

由图 3a 可看出, 对于干摩擦和油脂润滑的结合面, 两者的法向刚度随面压力的变化规律均为非线性的, 随着面压力的增大, 法向刚度也逐渐增大, 但增幅趋于平缓, 在油脂润滑状态下, 这一规律尤为明显. 还可看出, 在相同的面压力下, 油脂润滑结合面的法向刚度比干摩擦结合面的值更高一些, 而对于结合面的法向阻尼系数与面压力之间的函数关系, 目前还未有相关文献可参考, 本文试用高次多项式进行拟合, 得到

$$c_x = A + B_1 p + B_2 p^2 + \cdots B_n p^n \quad (10)$$

式中: A 、 B_1 、 B_2 、 B_n 为常数.

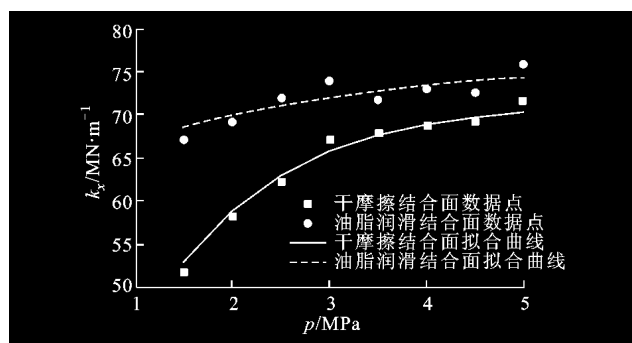
经拟合得到的干摩擦和油脂润滑结合面法向阻尼系数与面压力之间的函数关系分别为

$$c_x = -39.7 + 123.5p - 42.8p^2 + 4.3p^3$$

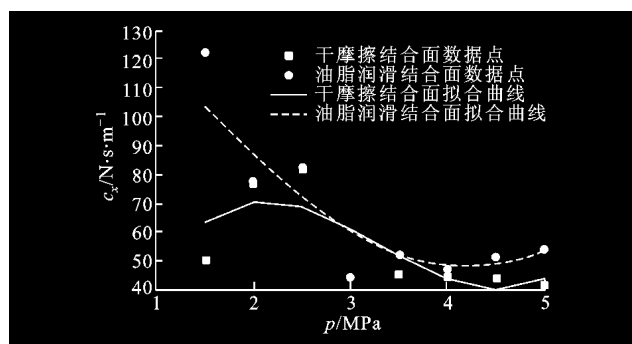
$$c_x = 160 - 38.2p - 1.1p^2 + 0.9p^3$$

由图 3b 可看出, 对于干摩擦结合面, 当面压力增大时, 结合面法向阻尼经历了一个先增大后减小的过

程,即在某一适当面压力范围内会有一个最大值.对于油脂润滑结合面,总体上阻尼值要大于干摩擦的情况,但变化规律与干摩擦正好相反,即随着面压力的增大,阻尼值迅速减小到最小值,然后又稍微增大.



(a)法向刚度系数



(b)法向阻尼系数

图3 结合面参数与面压力的关系

4 结束语

本文应用精度较高的悬臂梁模型来优化识别平面结合面的动态参数,并得出以下结论.

(1)结合面的固有特性如面压力、介质状况等是影响结合面动态特性的重要因素.

(2)干摩擦和油脂润滑结合面的动态参数随面压力的变化具有较强的非线性.

(3)在同一结合面压力下,油脂润滑结合面的动态参数值一般要比干摩擦的参数值大.

参考文献:

[1] 戴德沛. 阻尼减振降噪技术[M]. 西安:西安交通大学出版社,1986:234-277.

- [2] 王松涛,王立华,张鹏. 机械结合面阻尼的产生机理研究现状与发展[J]. 机械,2007,34(12):1-4.
WANG Songtao, WANG Lihua, ZHANG Peng. A summary of research on the damping generation theory of machine joint surface [J]. Machine, 2007, 34(12): 1-4.
- [3] QIAO S L, PILIPCHUK V N, IBRAHIM R A. Modeling and simulation of elastic structures with parameter uncertainties and relaxation of joints [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(1): 45-52.
- [4] LI Weiliang. A new method for structural model updating and joint stiffness identification [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2002, 16(1): 155-167.
- [5] 王琳琳,刘宇飞,汤成学,等. 机床固定结合面等效刚度系数和阻尼系数的研究[J]. 齐齐哈尔轻工学院学报,1997,13(1):80-83.
WANG Linlin, LIU Yufei, TANG Chengxue, et al. Research on the equivalent stiffness coefficient and damping coefficient of fixed joints in machine tools [J]. Journal of Qiqihar Light Industry Institute, 1997, 13(1): 80-83.
- [6] 杨家华,伍良生,管华. 平面结合面参数识别的研究[J]. 北京工业大学学报,2000,26(3):20-23.
YANG Jiahua, WU Liangsheng, GUAN Hua. Research on identification of interface parameter of two joint's planes [J]. Journal of Beijing Polytechnic University, 2000, 26(3): 20-23.
- [7] 张广鹏,史文浩,黄玉美. 机床导轨结合部的动态特性解析方法及其应用[J]. 机械工程学报,2002,38(10): 114-117.
ZHANG Guangpeng, SHI Wenhao, HUANG Yumei. Analysis method of dynamic behaviors of guideway joint and its application in machine tools design [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(10): 114-117.
- [8] HARDAGE D S, WIENS G J. Modal analysis and modeling of a parallel kinematic machine [J]. Manufacturing Science and Engineering, 1999, 102(10): 857-862.

(编辑 管咏梅)