

现代生产过程的 动态控制

马孝江 于骏一 主编



DTKZ

大连理工大学出版社

现代生产过程的动态控制

主编：马孝江 于骏一

编委：马孝江 于骏一 朱 泓

王启义 徐燕申 张士义

胡木吉 勒图 韩立强

大连理工大学出版社

(辽)新登字 16 号

内 容 提 要

本书选编了“中国振动工程学会机械动力学专业委员会第六届年会”的学术论文 61 篇。它包括模态分析、参数识别、结构修改;振动分析、噪声分析;状态监测与故障诊断;切削动力学;信号检测与分析;新技术、新方法等方面的内容,反映出这些领域内最新的科研成果。

本书可供从事生产过程的动态控制研究与应用的科技人员、教师、研究生、高年级大学生阅读、参考。

现 代 生 产 过 程 的 动 态 控 制

Xiandai Shengchan Guocheng De Dongtai Kongzhi

马孝江 于骏一 主编

大连理工大学出版社出版发行

(邮政编码: 116024)

大连海事大学印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 23.5 字数: 541 千字

1995 年 5 月第 1 版 1995 年 5 月第 1 次印刷

印数: 001—350 册

责任编辑: 王佳玉

责任校对: 邓玉萍

封面设计: 孙宝福

ISBN 7-5611-1017-0
TP·77

定价: 50.00 元

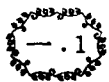
目 录

第一部分 模态分析·参数识别·结构修改·····	1
一.1 机械结构动力学建模的集中误差元素修正法研究·····	2
一.2 设置阻尼油膜提高滚动导轨系统抗振性研究·····	7
一.3 不同转角下曲柄连杆机构的振动和阻尼·····	15
一.4 微机彩色动画技术及其工程应用·····	21
一.5 基于振动能量最小的汽车发动机悬置优化设计·····	28
一.6 外圆磨削补偿系统模型分析与参数辨识·····	34
一.7 结合面参数识别中若干问题研究·····	39
一.8 车床刀架系统动力设计·····	46
一.9 彩色胶印机压印滚筒试验模态分析·····	52
一.10 利用杜哈曼积分识别载荷的时域法·····	59
一.11 应用 HP 3562A 动态信号分析仪对 ZT512 台钻进行模态分析·····	68
一.12 水电机组导轴承动力特性系数计算的有限单元法·····	76
第二部分 振动分析·噪声分析·····	84
二.1 立式铣床的结构声辐射控制·····	85
二.2 用传递矩阵法计算船舶推进轴系的回旋振动·····	91
二.3 现代长行程船用柴油机机架振动问题的分析·····	96
二.4 风洞试验电液伺服尾撑系统振动分析·····	101
二.5 车削噪声及其动态激励特性研究·····	106
二.6 动态分析的综合方法·····	111
二.7 拖拉机分配器数字仿真及提升器动特性·····	115
二.8 负荷传感全液压转向系统静动态特性研究·····	121
二.9 机床主轴箱振源分析与自动识别·····	126
二.10 汽车乘坐室结构与声学耦合特性的研究·····	132
二.11 剑杆织机噪声分析·····	138
二.12 用微穿孔消声蜗壳降低通风机噪声·····	145
二.13 GC28-1 高速工业平缝机减振降噪研究·····	150
第三部分 状态监测·故障分析·····	160
三.1 灰色系统理论在机械故障诊断中应用的研究·····	161
三.2 大型成组设备工况监测与故障诊断集成技术的研究·····	173
三.3 智能工程及其在集成化智能诊断系统开发中的应用·····	180
三.4 基于张量的增强型前向神经网络模型的旋转机械故障诊断方法·····	186
三.5 数控机床预知维修及其标准的研究·····	191

三.6	分布式机器监测与故障诊断系统中的通讯技术	198
三.7	平面磨削颤振的异步识别法	203
三.8	基于 PLC 与多传感器信息的柔性加工单元状态监测与 故障诊断系统研究	209
三.9	利用二维振动加速度信号对车削刀具磨损的在线监测	215
三.10	机械设备预知维修数据库系统	222
三.11	小波分析在机器故障诊断中的应用	227
第四部分	切削动力学	234
四.1	变速切削系统的稳定性研究	235
四.2	切削系统当量阻尼及颤振频率的数学模型	241
四.3	外圆磨削波纹度的研究	246
四.4	新型减振端铣刀的研究	252
四.5	动态切削力系数与切削颤振	259
四.6	平面磨削过程颤振信号的特征	265
四.7	砂轮主轴弯曲振动对磨削表面质量影响的研究	271
四.8	适张度抵消热应力改善锯切稳定性的机理研究	275
四.9	利用动力减振装置提高机床切削稳定性的研究	283
第五部分	信号检测·分析	289
五.1	数字图像处理技术在羽绒分选中的应用研究	290
五.2	时变振动系统时频谱估计的新方法	294
五.3	主轴回转精度测试方法的研究	299
五.4	软支承动平衡机的计算机辅助测试技术研究	303
五.5	轴向位移涡流传感器的研究	308
五.6	机械加工中切削力信号相对于振动加速度信号的相位测量	314
五.7	基于单 CPU 的随机振动微机控制原理	319
第六部分	新技术·新方法(及其它)	324
六.1	电液比例微机控制算法及其应用	325
六.2	高精圆柱度临床检测研究	331
六.3	电流变技术在颤振控制中的应用	338
六.4	可控磁力轴承结构与刚度设计	342
六.5	存在反射面时机械结构声辐射的计算	347
六.6	激光在机械制造中的应用	352
六.7	模块化金属切削数据库的功能与结构	357
六.8	调整刀具动刚度,改善细长杆工件的加工质量	361
六.9	大螺孔振动攻丝机理及试验研究	366

第一部分

模态分析 · 参数识别 · 结构修改



机械结构动力学建模的 集中误差元素修正法研究*

徐燕申 李 立 赵相松 彭泽民 · 刘晓平

(天津大学机械系)

(北京邮电大学)

【摘要】 机械结构动力学建模过程中,导致模型物理参数矩阵一些元素存在明显误差,并散布于矩阵各个位置上。以往采用全部动力学方程进行修正,运算量大,修正精度差。本文提出将矩阵中的误差项集中某个区域,利用该域局部方程进行模型误差的修正,取得了良好的效果。

一、引言

用有限元和实验模态分析建立机械结构的动力学模型,其物理参数(质量、刚度和阻尼)矩阵部分元素(或单元)存在明显误差,这些元素散布于矩阵的各个位置上,按常规利用系统全部动力学方程进行修正。因无误差的元素全部参与运算导致振型误差的引入和放大,不但运算量大,修正精度亦很差。为此,本文研究一种新的修正方法,通过对结构模型自由度排列顺序的重新调整,使模型物理参数矩阵中的误差集中在一个尽可能小的区域里,然后用该域所在的方程修正,从而减少了计算量,有效地提高了修正精度。

二、结构动力学模型修正原理

设一粘性阻尼结构系统的动力学方程为

$$[M]_A \{\ddot{x}\} + [C]_A \{\dot{x}\} + [K]_A \{x\} = \{f\} \quad (1)$$

其中 $[M]_A$ 、 $[C]_A$ 、 $[K]_A$ 分别为该系统模型的初始质量、阻尼和刚度矩阵。将该系统模型中自由度排列顺序进行调整,使物理参数矩阵中含有误差的元素集中在一个尽可能小的区域里。设调整后系统的特征方程为

$$S_{Ai}^2 \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix}_A \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{Ai} + S_{Ai} \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix}_A \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{Ai} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix}_A \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{Ai} = \{0\} \quad (2)$$

* 本文受国家自然科学基金资助。

式中 $[M_{22}]_A$ 、 $[C_{22}]_A$ 和 $[K_{22}]_A$ 内的元素含有误差, S_{2i} 和 $\{\psi_1, \psi_2\}_{2i}^T$ 分别是该初始模型的第*i*阶复频率和复振型向量。

假设自由度排列顺序调整前的初始模型中误差单元的质量、阻尼和刚度矩阵分别为 $[M^{(1)}]_A, \dots, [M^{(p)}]_A, [C^{(1)}]_A, \dots, [C^{(p)}]_A, [K^{(1)}]_A, \dots, [K^{(p)}]_A$,对于这些矩阵按照自由度重新排列顺序进行调整,则有

$$[M_{22}] = [M_{22}]_A + \sum_{i=1}^p a_i [M_{22}^{(i)}]_A \quad (3)$$

$$[C_{22}] = [C_{22}]_A + \sum_{i=1}^p \beta_i [C_{22}^{(i)}]_A \quad (4)$$

$$[K_{22}] = [K_{22}]_A + \sum_{i=1}^p \gamma_i [K_{22}^{(i)}]_A \quad (5)$$

式中 $[M_{22}]$ 、 $[C_{22}]$ 和 $[K_{22}]$ 分别为修正后的局部质量、阻尼和刚度矩阵。

令实验测试的第*i*阶模态复频率和复振型分别为 S_{mi} 和 $\{\psi_1, \psi_2\}_{mi}^T$,则类似于式(2)有

$$S_{mi}^2 \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{mi} + S_{mi} \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{mi} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{mi} = \{0\} \quad (6)$$

由上式第2行得

$$(S_{mi}^2 [M_{22}] + S_{mi} [C_{22}] + [K_{22}]) \{\psi_2\}_{mi} = - (S_{mi}^2 [M_{21}] + S_{mi} [C_{21}] + [K_{21}]) \{\psi_1\}_{mi} \quad (7)$$

式中 $[M_{21}]$ 、 $[C_{21}]$ 和 $[K_{21}]$ 分别等于式(2)中相应值,将式(3)~(5)代入上式并整理得

$$[V] \{e\} = \{h\} \quad (8)$$

式中 $\{e\} = \{\alpha_1, \dots, \alpha_p, \beta_1, \dots, \beta_p, \gamma_1, \dots, \gamma_p\}^T$ 为修正系数向量。由该式解出 $\{e\}$ 后,可通过式(3)~(5)获得修正后的局部物理参数矩阵。

三、实测振型的扩充

在前述模型修正过程中,实验测试振型的自由度同分析模型的自由度应该是一一对应的,即实验测点位置和测量方向与分析模型的节点位置和位移方向相一致。但由于结构转角自由度难以测量及实验测点数目的限制,实验测试的自由度数常常小于模型自由度数。因此,在模型修正之前,应将实测振型自由度进行扩充以求得未测自由度的振型值或将初始模型进行凝聚。这里采用前一种方法。

以往的实测振型扩充方法,是利用初始模型整个物理参数矩阵,由特征方程来识别未测振型。其中有误差的物理量也参与了运算,这势必影响未测振型的识别精度,从而进一步影响了模型修正的精度。针对这一问题,下面提出一种提高未测振型识别精度的有效方法。

式(6)第一行中的物理参数均为正确值,由该行得:

$$S_{mi}^2 \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{mi} + S_{mi} \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{mi} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}_{mi} = \{0\} \quad (9)$$

其中 $\{\psi_1, \psi_2\}_{mi}^T$ 中含有已测值和未测值,调整该向量中各量的排列顺序,使已测值排在一起,用 $\{\psi_m\}$ 表示,其余未测振型分量用 $\{\psi_u\}$ 表示,式(9)中各物理参数矩阵也作相应调整。此时,式(9)变为

$$S_{mi}^2[M_m \ M_n] \begin{Bmatrix} \psi_m \\ \psi_n \end{Bmatrix}_{mi} + S_{mi}[C_m \ C_n] \begin{Bmatrix} \psi_m \\ \psi_n \end{Bmatrix}_{mi} + [K_m \ K_n] \begin{Bmatrix} \psi_m \\ \psi_n \end{Bmatrix}_{mi} = \{0\} \quad (10)$$

上式整理后得

$$(S_{mi}^2[M_n] + S_{mi}[C_n] + [K_n]) \langle \psi_n \rangle_{mi} = - (S_{mi}^2[M_m] + S_{mi}[C_m] + [K_m]) \langle \psi_m \rangle_{mi} \quad (11)$$

设 nl 和 nu 分别是 $[M_n]$ 的项数和列数, rr 为 $(S_{mi}^2[M_n] + S_{mi}[C_n] + [K_n])$ 的秩。当 $nl > nu = rr$ 时, $(S_{mi}^2[M_n] + S_{mi}[C_n] + [K_n])$ 有左伪逆矩阵^[1], 则由式(11)得

$$\langle \psi_n \rangle_{mi} = [D]^+ [B] \langle \psi_m \rangle_{mi} \quad (12)$$

式中 $[D] = S_{mi}^2[M_n] + S_{mi}[C_n] + [K_n]$

$$[B] = - (S_{mi}^2[M_m] + S_{mi}[C_m] + [K_m])$$

$$[D]^+ = ([D]^T [D])^{-1} [D]^T$$

此时识别的结果是最小二乘解。

若 $nl = rr < nu$, 则式(11)中 $\langle \psi_n \rangle_{mi}$ 的最小范数解唯一, 即

$$\langle \psi_n \rangle_{mi} = [D]^+ [B] \langle \psi_m \rangle_{mi} + ([1] - [D]^+ [D]) \langle \psi_{n0} \rangle \quad (13)$$

其中 $[D]$ 和 $[B]$ 的含义与式(12)中一致, $[D]^+ = [D]^+ ([D][D]^T)^{-1}$, $\langle \psi_{n0} \rangle_{mi}$ 为 $\langle \psi_n \rangle_{mi}$ 的初值, 可由初始模型的整体矩阵方程计算结果提供。

若 $nl = rr = nu$, 则式(11)有唯一解

$$\langle \psi_n \rangle_{mi} = [D]^{-1} [B] \langle \psi_m \rangle_{mi} \quad (14)$$

四、算例分析

图1为一结构系统算例, 不考虑结合面阻尼参数, 其各质量、刚度的理论设定值见表1值。

表1 结构物理参数的设定值

序 号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
质量(kg)	10	9	8	8	8	5	6	4	7	4	5	6	7	7	8					
刚度 ($\times 10^4$ N/m)	8	7	6	8	6	7	5	6.5	4	3	3	3	3.5	3	3	4.5	4.5	0.5	0.5	3

现以 $nl > nu = rr$ 的情况为例, 设含有误差的质量、刚度参数的初值如表2所示。

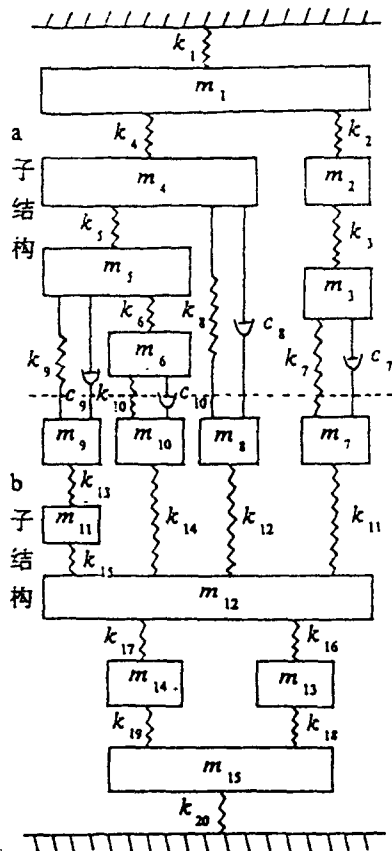


图1 十五自由度粘滞阻尼振动系统

表 2 误差元素的初值

参 数	质 量 (kg)			刚 度 (N/m)		
	m_2	m_4	m_{14}	k_2	k_4	k_{14}
初 值	4	10	14	7.5×10^6	5.0×10^6	6.0×10^6

上述误差项对应的自由度为 x_1, x_2, x_4, x_{12} 和 x_{14} 。假设 $x_1, x_2, x_4, x_5, x_6, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{14}$ 和 x_{15} 为已测振型自由度, 而 x_3, x_7, x_{12} 和 x_{13} 为未测自由度, 则 $nm=11, nu=4, nl=10$ 。

对于某个有误差的参数, 设其初值为 a_0 , 正确值为 a , 则 $a = a_0 + t^* \cdot a_0$, 其中 t^* 称为该参数的修正系数。

表 3 列出了同时采用前 5 阶模态进行识别时的计算结果。由本文的算法和用系统全部动力学方程求解修正的结果比较, 可见本文的方法具有很高的精度。表 4 为固有频率计算比较表。

表 3 修正系数结果比较

方 案		精 确 值	本文方法解	用全部动力学方程求解
质 量 修 正 系 数	a_2	$0.12500D+1$	$0.12500D+1$	$0.18324D-2$
	a_4	$-0.20000D+0$	$-0.20000D+0$	$-0.20094D+0$
	a_{14}	$-0.50000D+0$	$-0.49999D+0$	$-0.25614D+0$
刚 度 修 正 系 数	γ_2	$-0.66666D-1$	$-0.66666D-1$	$-0.69423D-1$
	γ_4	$0.60000D+0$	$0.60000D+0$	$0.59727D+0$
	γ_{14}	$-0.25000D+0$	$-0.24999D+0$	$-0.67028D-1$

表 4 固有频率计算比较表

模 态 \ 固 有 频 率 $f(\text{Hz})$	精 确 值	本文方法解	用全部动力学方程求解
1	$0.37215D+2$	$0.37215D+2$	$0.36802D+2$
2	$0.88967D+2$	$0.88967D+2$	$0.92381D+2$
3	$0.96540D+2$	$0.96540D+2$	$0.95566D+2$
4	$0.11718D+3$	$0.11718D+3$	$0.11547D+3$
5	$0.13348D+3$	$0.13348D+3$	$0.12974D+3$
6	$0.13458D+3$	$0.13458D+3$	$0.13352D+3$
7	$0.15298D+3$	$0.15298D+3$	$0.15528D+3$
8	$0.18078D+3$	$0.18078D+3$	$0.19043D+3$
9	$0.19047D+3$	$0.19047D+3$	$0.19889D+3$
10	$0.22183D+3$	$0.22183D+3$	$0.22184D+3$

假设 $x_1, x_2, x_4, x_5, x_6, x_8, x_{10}, x_{11}$ 和 x_{14} 为已测振型自由度, 其它自由度为未测项, 则 $nm=9, nu=6, nl=10$, 其中 $nl > nu = rr$ 。该种情况下由本文方法获得的修正系数见表 5。与

表 3 中修正系数的精确值比较可见,本方法的识别精度较高。

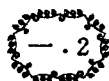
表 5 修正系数结果

质 量 修 正 系 数	a_2	$0.12500D+1$
	a_4	$-0.20000D+0$
	a_{14}	$-0.50000D+0$
刚 度 修 正 系 数	γ_2	$-0.66666D-1$
	γ_4	$0.60000D+0$
	γ_{14}	$-0.25000D+0$

由上述计算可知,在 $nl > nu = rr$ 时,采用本文提出的方法能获得较好的修正结果,而利用整体矩阵方程的方法,修正效果不甚理想。

参 考 文 献

- 1 Frieder Kuhnert. 广义逆矩阵与正则化方法. 陈杰. 北京:高等教育出版社,1985.



设置阻尼油膜提高 滚动导轨系统抗振性研究*

江 早 王启义 钱为民

(东北大学机械工程学院)

【摘要】 本文分析了设置阻尼油膜对于提高滚动导轨系统抗振性能的影响效果及其作用规律。采用了集中参数动力学模型模拟算法,并进行了相应的试验研究。

在滚动导轨系统中设置阻尼油膜已被证明是提高其抗振性能有效而合理的措施^[1]。试验研究结果表明,采用油膜阻尼技术,不仅能有效地提高滚动导轨整体的抗振性能,还能保持系统固有的良好的运动灵敏性和低速运动平稳性。

滚动导轨系统设置阻尼油膜如图 1 所示。在动导轨和刚性附加阻尼板或支承导轨的平行光滑表面之间,靠吸附作用形成一层油膜,当动导轨相对支承导轨及阻尼板振动时,形成挤压油膜阻尼,可以吸收振动能量,抑制振动幅值,成为一个具有线性的角阻尼系数的粘性阻尼器,且阻尼系数 C_p 可以表示为:^[2]

$$C_p = 0.25\mu \left(\frac{BL}{h_0} \right)^3 g(R) \quad (1)$$

其中 μ ——油的动力粘度系数;

B, L ——油膜的宽度和长度;

h_0 ——油膜的静态间隙厚度;

$g(R)$ —— C_p 的修正系数,为 $R = \frac{L}{B}$ 的函数。

本文旨在定量分析平行间隙式阻尼油膜对滚动导轨系统动态特性的影响,为在滚动导轨系统中设计一个有效的油膜阻尼器提供依据。

一、模拟计算

1. 动力学模型

采用一个适当的动力学模型,可以对阻尼油膜的减振效果进行模拟分析,从而为设计

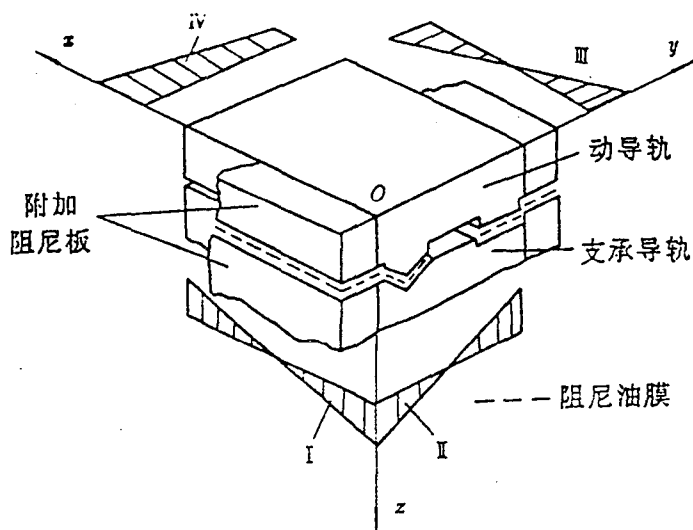


图 1 滚动导轨振型及阻尼油膜

提供依据。

滚动导轨的两个主要振型 I、II 见图 1。试验研究表明,导轨在竖直方向上的振动是 I、II 两振型的叠加,理论分析时,可分别考虑。为研究振型 I,这里考虑如图 2(a)所示的一个 y 方向对称的滚动导轨结构。在图 2(a)中,滚子支承有两排,每排 5 个。在动导轨自

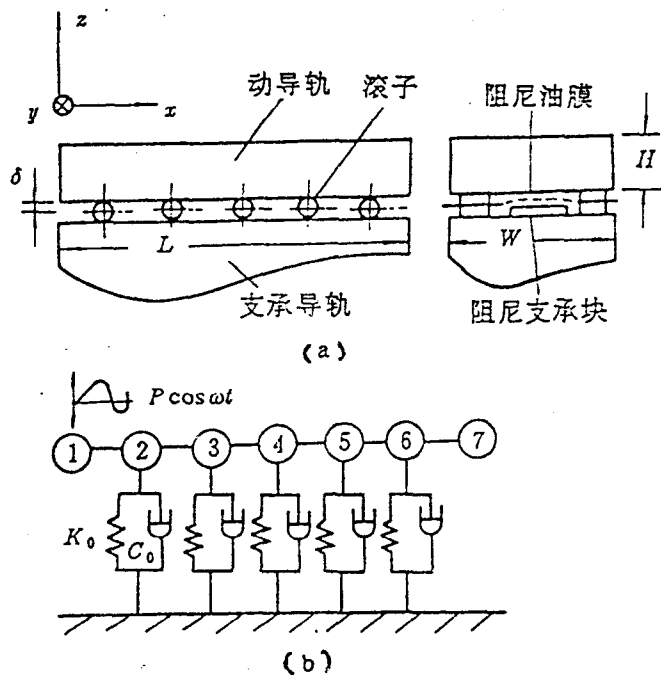


图 2 简化滚动导轨系统及集中参数模型

重的作用下,平均每个滚子产生 $\delta = 1.07 \mu\text{m}$ 的变形量。采用集中参数模型可以描述这一类梁结构的 z 方向振动特性,如图 2(b)所示。图中将动导轨分成 7 个集中质量单元,用弹性元件和阻尼元件表示滚子的动态特性。这一滚动导轨结构及其集中参数模型的各个参数列于表 1。

这里采用传递矩阵法^[3]计算集中参数模型的动态特性,并通过一个 Fortran 语言程序反复计算模型在改变刚度、阻尼等参数下的共振频率、振型、幅频特性等来实现。

表 1 滚动导轨模型参数

导轨材料密度	$\rho = 7.8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
导轨长	$L = 400 \text{ mm}$
导轨宽	$W = 150 \text{ mm}$
导轨高	$H = 40 \text{ mm}$
横截面惯性矩	$I = 8 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
弹性模量	$E = 2.0 \times 10^{11} \text{ Nm}^{-1}$
滚子长	$l = 24 \text{ mm}$
滚子直径	$d = 7.07 \text{ mm}$
滚子刚度系数	$K_0 = 3.42 \times 10^7 \text{ Nm}^{-1}$
滚子阻尼系数	$C_0 = 100 \text{ Nsm}^{-1}$
滚子径向变形量	$\delta = 1.07 \mu\text{m}$

2. 系统的共振频率和振型

图 2(b)中质量①处的原点幅频特性曲线如图 3 所示。在 $f = 400 \text{ Hz}$ 附近有显著共振峰值,相应的振型如图 4 所示。由此可见,主要是动导轨本身的刚性摆振,振动节点在集中

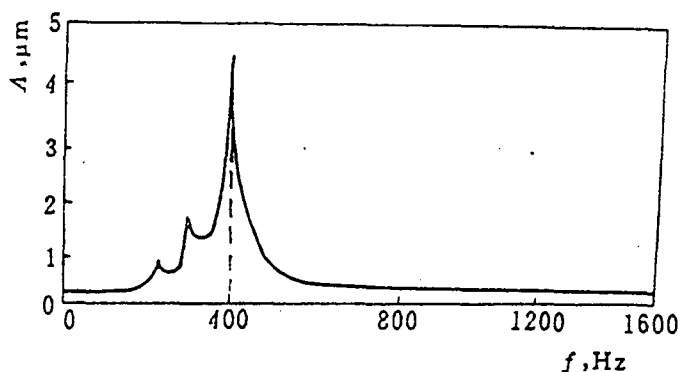
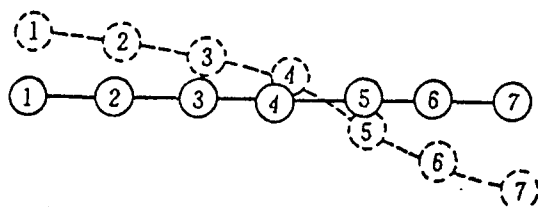


图 3 模型集中质量①处幅频特性曲线

图 4 共振频率 $f = 400 \text{ Hz}$ 振型曲线

质量④附近。原则上其它六阶振型和共振频率相对 $f = 400 \text{ Hz}$ 这一振动来说振幅都很小,因此这一阶振动为本文主要考查对象。

3. 油膜的阻尼效果

根据图 4 振型的特点,在导轨全长上设置的阻尼油膜在长度方向具有如图 5 所示的压力分布。在模型中可将其简化为集中质量②、③、⑤、⑥上的粘性阻尼器,总的阻尼系数

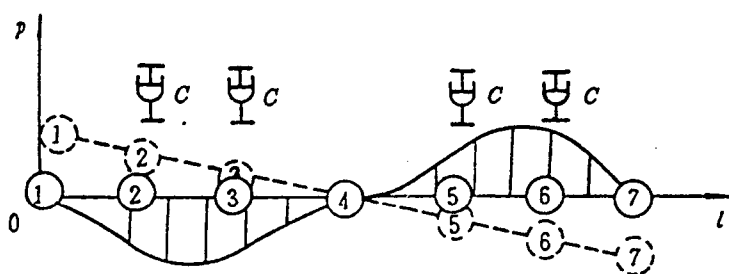


图5 阻尼油膜压力分布及参数特性

值 $C=0\sim 2000\text{ Ns/m}$, 通过计算不同阻尼系数下集中质量的共振幅值, 可以绘得振型角振幅曲线如图6所示。

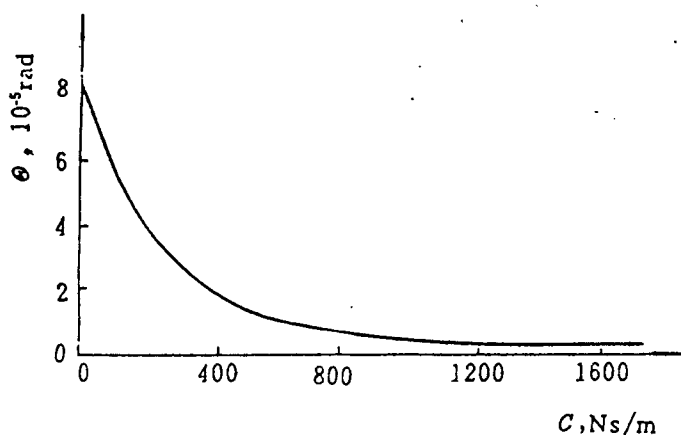


图6 振型夹角共振峰值随阻尼变化曲线

计算结果表明, 阻尼加入后, 振型仍然如图4所示, 但振幅明显下降。当阻尼系数为 800 Ns/m 时, 共振幅值从 $8\times 10^{-5}\text{ rad}$ 降至 $1.75\times 10^{-5}\text{ rad}$, 下降率达78%; 当阻尼系数大于 800 Ns/m 以后, 减振效果趋于平缓。可见, 在 $0\sim 800\text{ Ns/m}$ 这一段阻尼系数范围内, 阻尼油膜的减振效果是十分显著的。

如果不是在导轨全长上施加阻尼油膜, 而是将其设置在一侧, 相当于在模型集中质量⑥处加入阻尼器, 则得到如图7所示的结果。图中 s 表示振型节点与集中质量⑦的距离。

从图7可以看出, 单侧的阻尼油膜也可以起到大幅度的减振作用。当阻尼系数 $C=800\text{ Ns/m}$ 时, 角共振幅值 θ 从 $8\times 10^{-5}\text{ rad}$ 降至 $3.75\times 10^{-5}\text{ rad}$, 下降率达53%。与全长的阻尼油膜的作用不同, 此时振型的形态虽未改变, 但振型节点明显右移。如果考查原节点④的振动幅值, 则是一个振动不断加强的过程。而点④附近的点③的振幅随阻尼系数增加呈先下降而后略有回升的趋势。点④和③的振幅变化情况在图7中一并给出。这些结果表明, 虽然阻尼油膜的加入使系统整体抗振性能得到改善, 但由于油膜对振型的改变, 对系统某些具体位置而言, 当阻尼系数到达一定值以后, 振动情况反而可能恶化。

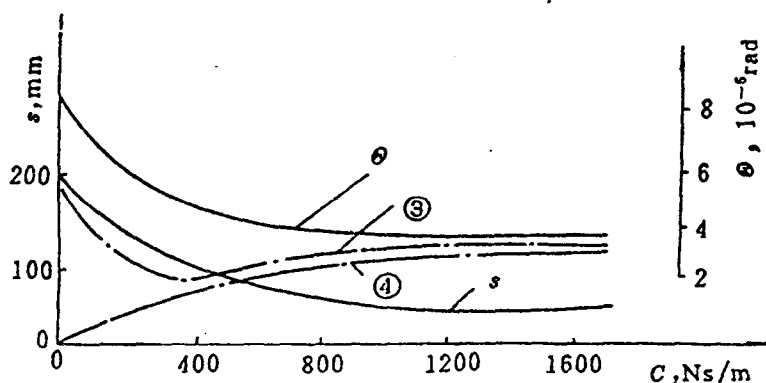


图7 单侧施加阻尼对角共振峰值及振动节点的影响曲线

二、试验研究

在滚动导轨系统中施加阻尼油膜,常用以下两种方式,即单侧设置和双侧同时设置。为此,本文在某磨床滚动导轨上进行了试验研究。测试系统如图8所示。

1. 平导轨阻尼油膜

将一组厚度不同的支承块插入导轨,用以形成间隙不同的油膜。首先在平导轨一侧加入油膜,通过测试系统角共振峰值,得图9所示结果。

对于振型 I,相当于在导轨全长上加入油膜,理论上与图6变化规律相同;对于振型 I,则相当于在单侧上加入阻尼油膜,振动节点由中央移至加入阻尼油膜处,而测试点(在原振动节点附近)的振幅呈由小变大的过程,如图7点划线所示趋势。综合振型 I、I 随阻尼大小的变化过程,将产生图9所示结果。即在测试点处(一般是承受切削力的位置),随着单侧阻尼油膜的加入,起初产生明显减振作用;当阻尼系统达到某值 C_0 时,存在一个最佳的阻尼效果;当阻尼系数继续增大时,振幅反而开始回升,减振效果变差。这一结果的重要意义在于,如果阻尼系数过大,不一定获得很好的阻尼作用,对某些位置的减振效果会起相反作用。理论上,这是阻尼分配失衡所致,因此,在阻尼油膜的设计中应引起足够重视。

2. 双侧导轨阻尼油膜

如果在平导轨一侧加入油膜的同时,在 V-导轨一侧也加入阻尼油膜,则对于振型 I 和 I,都相当于在导轨全长上加入油膜,测试结果如图10所示。可见,其规律性完全类似图6。减振效果随阻尼系数增大而单调增强,在某一阻尼系数 C_0 以后,减振效果平缓。这一点对于阻尼油膜的参数设计很重要。选取大于 C_0 的阻尼系数显然是不必要的,而且过大的阻尼系数必然靠选取很小的油膜间隙来获得,这极易造成因刚性接触而使油膜失效。

以上通过比较分析模拟计算结果与试验研究结果,可以证明,采用本文的滚动导轨动力学模型可以得到滚动导轨特性的主要特点。下面对实际问题与理论分析上的差异做一些说明。首先,实际的导轨中,滚子的尺寸是不均匀的,因而各滚子的支承刚性和阻尼存在差异,这种差异可导致振型节点的某些改变,而振型的改变又反过来影响滚子的接触刚度。其次,振型节点也会影响到阻尼的效果,不同振型节点时产生的挤压油膜阻尼系数是

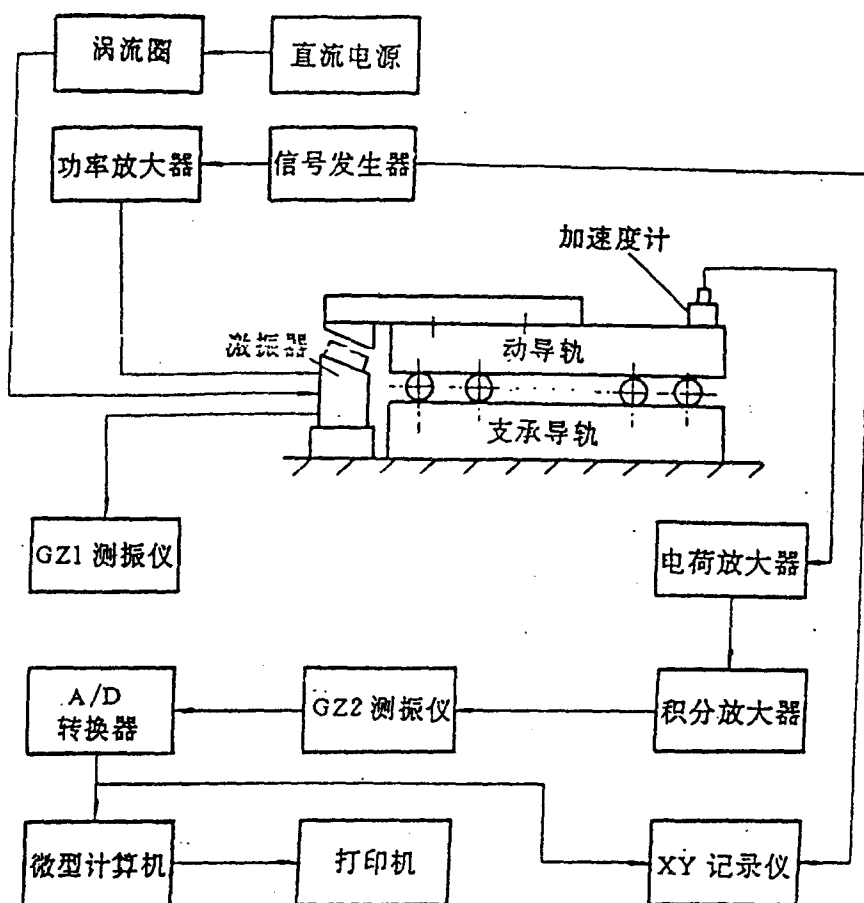


图 8 滚动导轨系统动态特性测试系统

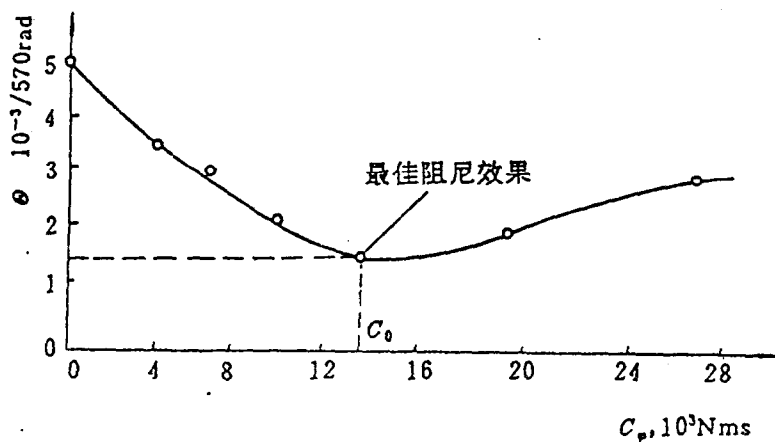


图 9 在平导轨上设置阻尼油膜的减振效果

不完全相同的。通过观测振型节点的变化，可以对这一问题有一个直观的认识，这种变化