

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201711030



采用 ARMAX 模型的精磨非线性 振动系统辨识

陈勇¹, 黄国钦², 罗光华³, 柯翔敏³

- (1. 华侨大学 机电及自动化学院, 福建 厦门 361021;
2. 华侨大学 制造工程研究院, 福建 厦门 361021;
3. 华侨大学 网络与教育技术中心, 福建 厦门 361021)

摘要: 基于外源自回归滑动平均模型(ARMAX),提出改进的动态偏心精密磨削非线性振动系统的二阶振动微分方程解耦算法,获得其传递函数系统模态参数,主要包括模态刚度、模态质量和模态阻尼等的辨识.结合模态辨识理论,优化复模态振型的振动系统传递函数矩阵模态参数的模态留数或模态参数形式辨识算法,并进行相应实验验证.验证结果表明:该复模态振型振动系统解耦算法实现重构传递函数曲线低频区域局部振动特征,计算精度较高,有效应用于精密加工过程非线性振动的预估和控制.

关键词: ARMAX 模型;非线性振动;解耦算法;精密磨削;系统辨识

中图分类号: TG 391.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2018)03-0332-05

Systemic Identification Research on Nonlinear Vibration System in Precision Grinding Process With ARMAX Model

CHEN Yong¹, HUANG Guoqin², LUO Guanghua³, KE Xiangmin³

- (1. College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021, China;
2. Institute of Manufacturing Engineering, Huaqiao University, Xiamen 361021, China;
3. Center of Internet and Education Technology, Huaqiao University, Xiamen 361021, China)

Abstract: Based on auto-regressive moving average (ARMAX) model, an improved decoupling algorithm of second order differential equation of nonlinear eccentric vibration system in precision grinding was presented to realize the system modal parameters identification such as modal quality, modal damping and modal rigidity. Combining with modal analysis theory, further identification algorithm of transfer function matrixes in complex modes of the vibration system was optimized and validated by experiments. Experimental results shown that the proposed decoupling algorithm is effective to reconstruct vibration features of transfer function curves in low frequency domain with high accuracy and can be well used to predict and control dynamic vibration during precision manufacturing process.

Keywords: auto-regressive moving average model; nonlinear vibration; decoupling algorithm; precision grinding; systemic identification

基于精密磨削过程输入-输出数据建立的动力学解析模型是磨削振动控制理论的主要内容之一^[1-2].由于磨削加工具有砂轮磨粒非均匀分布、磨粒微刃不等高切削等特性,而且在加工过程中,瞬

收稿日期: 2018-03-07
通信作者: 陈勇(1974-),男,副教授,博士,主要从事精密磨削动力学的研究. E-mail:chenyong@hqu.edu.cn.
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51235004, 51575198)

态振动通常是高刚度机床结构与磨削弧区内动力学特性互相耦合的结果^[3-5]. 通常有 3 类方法实现磨削振动系统解耦, 并获得工件加工表面完整性特征值的定量表达. 1) 文献[6]基于系统等效质量、刚度、阻尼特征变量的振动系统表达, 研究了砂轮不平衡质量引起的砂轮周期性振动对工件表面波纹度的影响, 解耦结果及其应用具有一定局限性. 2) 文献[7]建立两自由度非线性振动模型, 在阻尼和刚度非线性条件下探讨了振动的稳定性问题; 文献[8]基于混沌振动理论和用于识别混沌振动的若干数值特征, 讨论了重构相空间吸引子、计算关联维数和 Lyapunov 指数的算法, 解耦算法较为复杂且计算效率低. 3) 文献[9]基于振动系统模态特征表达的频率、矢量(振型)、衰减系数特征变量或质量、刚度、阻尼和矢量(留数)形式, 实现振动系统模态参数非线性项解耦. 由于再生效应和砂轮-主轴装配体微量偏心回转等非线性扰动容易导致两自由度粘性-阻尼-振动磨削加工系统的振动-力等响应-激励序列分散性特征, 使得局部振动各阶振型模态极值点的振幅及其振动相位均不相同且具有时滞特性, 振动系统的特征频率与特征向量均具有复模态振型特征^[10-11]. 因此, 为探索非线性磨削振动系统振幅及其相位形成规律与影响因素, 实现精密加工过程优化控制与监测, 本文以表面精密磨削为对象, 采用外源自回归滑动平均(ARMAX)模型进行精磨非线性振动系统辨识.

1 磨削动力学 ARMAX 模型

基于 ARMAX 模型的时间序列分析方法是通过对离散化的瞬态加工振动系统参数模型对有序输入-输出值进行数值处理的计算方法^[12]. 将直观反映振动系统动态特性的瞬态磨削力-振动位移作为 ARMAX 模型输入与输出序列, 借助系统辨识与解耦算法推导过程, 计算系统传递函数的模态留数或模态参数形式数值解, 实现系统主要模态参数辨识. 磨削振动系统 ARMAX $[n_a, n_b, n_c, n_k]$ 模型具有如下形式, 即

$$\left. \begin{aligned} A(q)X(t) &= q^{-n_k}B(q)F(t) + C(q)e(t), \\ A(q) &= 1 + a_1q^{-1} + a_2q^{-2} + \cdots + a_{n_a}q^{-n_a}, \\ B(q) &= b_1 + b_2q^{-1} + \cdots + b_{n_b}q^{-n_b+1}, \\ C(q) &= 1 + c_1q^{-1} + \cdots + c_{n_c}q^{-n_c}. \end{aligned} \right\} \tag{1}$$

式(1)中: q 为时间平移算子; n_a, n_b 和 n_c 定义为各多项式序列的阶次; n_k 为序列延迟时间; $F(t)$ 和 $X(t)$ 为待辨识系统的磨削力(输入)和振动位移(输出)信号序列; $e(t)$ 为系统噪声扰动序列; $A(q)$ 序列的零点是系统极值点. 若 $A(q)$ 零点取值不在单位圆以内, 该系统可视为不稳定; 若 $B(q)$ 零点取值不在单位圆以内, 该系统则处于非最小相位状态; $C(q)$ 零点取值必须位于单位圆上或以内, 以避免出现激振或失真状态, 其阶次 n_c 大小与系统受噪声扰动特性有关.

为简化非线性复杂系统研究, 可假设噪声为零均值的正态白噪声序列, 即 n_c 和噪声特性 $e(t)$ 序列均取为零, 则 ARMAX 模型可简化为自回归滑动平均(ARMA)模型. 将系统输出位移 $X(t)$ 离散值表示为 $X(t_k)=X(k\Delta t)=X_k(k=0,1,2,\cdots,\Delta)$, 力输入 $F(t)$ 离散值表示为 $F(t_k)=F(k\Delta t)=F_k(k=0,1,2,\cdots,\Delta)$, Δt 为采样时间离散间隔, 则振动系统的位移(输出)与力(输入)序列为

$$X_k - \sum_{l=1}^p a_l X_{k-l} = b_0 F_k - \sum_{l=1}^q b_l F_{k-l}. \tag{2}$$

ARMAX 模型的自回归系数序列 a_l 与滑动平均系数序列 b_l 均为反映系统固有特性的常数序列, 其为线性差分方程, 即对于确定性系统, 某个时刻离散输出响应值 X_k 是过往 p 个输出响应表达式 $X_{k-l}(l=1,2,\Delta,p)$ 和当前时刻输入激励值 F_k , 以及 q 个过往激励表达式 $F_{k-l}(l=1,2,\Delta,q)$ 间线性形式组合, 反映当前振动位移离散值与当前磨削力激励, 以及过往振动位移响应和磨削力激励之间的关系.

2 二阶磨削振动系统解耦与辨识算法

2.1 磨削振动系统解耦算法

改进的两自由度非线性磨削振动系统粘性-阻尼-振动物理模型, 如图 1 所示^[8-9]. 图 1 中: ω_d 为角速度. 二阶非齐次振动微分方程为

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F. \tag{3}$$

式(3)中: M, C, K 为振动系统 2×2 维的质量、阻尼和刚度矩阵; X 为振动位移向量($q \times 1$); F 为磨削力向量($p \times 1$).

物理模型综合考虑基于因基体密度和动态磨损分布不均匀容易导致的砂轮动态回转偏心行为和加工过程再生振动效应,使得该模型中振动位移项 X 中包含有各阶振型模态极值点的振幅,且其振动相位均不相同,具有非线性时滞项,使得解耦结果更符合实际应用,精度更高.

式(3)经拉氏变换后可得

$$(Ms^2 + Cs + K)\{X(s)\} = \{F(s)\}. \tag{4}$$

$$Z(s)X(s) = F(s). \tag{5}$$

式(5)中: $Z(s) = Ms^2 + Cs + K$,将其定义为阻抗矩阵. 若其逆阵存在,则式(5)可写为

$$X(s) = Z^{-1}(s)F(s) = H(s)F(s).$$

即式(3)系统传递函数矩阵 $H(s)$ 可表示为阻抗矩阵 $Z(s)$ 的逆矩阵,计算式为

$$H(s) = Z^{-1}(s) = \frac{\text{adj } Z(s)}{|Z(s)|}. \tag{6}$$

式(6)中:分母 $|Z(s)|$ 为矩阵 $Z(s)$ 的行列式;分子 $\text{adj } Z(s)$ 为矩阵 $Z(s)$ 的伴随矩阵;两者相应展开多项式的最高次幂为 s^{2N} 和 s^{2N-2} . 则式(6)可计算为两个多项式之比,即

$$H_{l,p}(s) = \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2 + \cdots + b_ms^m}{a_0 + a_1s + a_2s^2 + \cdots + a_ns^n}. \tag{7}$$

式(7)中: $m = 2N - 2; n = 2N$. 对式(7)进行部分分式分解,可得

$$H_{l,p}(s) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{A_{l,p,r}}{s - s_r} + \frac{A_{l,p,r}^*}{s - s_r^*} \right). \tag{8}$$

式(8)中: $A_{l,p,r}^*$ 为系统第 r 阶模态留数 $A_{l,p,r}$ 的共轭; s_r^* 为系统模态频率及阻尼值极值点 s_r 的共轭. $A_{l,p,r}^*, s_r^*$ 分别表示系统的振型和在响应序列中各阶模态的参与情况,二者均为复常数. 当 $r > N$ 时, $A_{l,p,r} = A_{l,p,r}^*, s_r = s_r^*$. 式(8)经拉氏逆变换后可得某离散时刻响应 l 对当前激励 p 的脉冲响应,即

$$h_{l,p}(t) = \sum_{r=1}^N (A_{l,p,r} e^{s_r t} + A_{l,p,r}^* e^{s_r^* t}). \tag{9}$$

对式(9)进行离散采样取值处理,其离散型表达式可写为

$$h_{l,p}(m) = \sum_{r=1}^N (A_{l,p,r} e^{s_r m\Delta} + A_{l,p,r}^* e^{s_r^* m\Delta}). \tag{10}$$

式(10)中: Δ 为采样离散时间间隔; $m = 1, 2, \cdots$. 记 $Z_r = e^{s_r \Delta}$. 则式(10)可计算为

$$h_{l,p}(m) = \sum_{r=1}^N (A_{l,p,r} Z_r^m + A_{l,p,r}^* Z_r^{*m}). \tag{11}$$

进一步对式(11)进行 Z 变换,可得

$$H_{l,p}(Z) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{A_{l,p,r}}{1 - Z_r Z^{-1}} + \frac{A_{l,p,r}^*}{1 - Z_r^* Z^{-1}} \right). \tag{12}$$

式(12)中: $Z = e^{\omega}$,作为 Z 变换因子. 将式(12)进行通分和合并后,可得其有理分式表达式,即

$$H_{l,p}(Z) = \frac{\theta_0 + \theta_1 Z^{-1} + \theta_2 Z^{-2} + \cdots + \theta_{2N-1} Z^{-2N+1}}{1 + \varphi_1 Z^{-1} + \varphi_2 Z^{-2} + \cdots + \varphi_{2N} Z^{-2N}}. \tag{13}$$

式(13)中: φ_i, θ_j 分别为 ARMA 模型自回归系数和滑动平均系数. 将式(13)简写成 $H_{l,p}(Z) = \frac{X(Z)}{F(Z)}$,即

$$(1 + \varphi_1 Z^{-1} + \varphi_2 Z^{-2} + \cdots + \varphi_{2N} Z^{-2N})X(Z) = (\theta_0 + \theta_1 Z^{-1} + \theta_2 Z^{-2} + \cdots + \theta_{2N-1} Z^{-2N+1})F(Z). \tag{14}$$

对式(14)再施行 Z 逆变换,即将其转化为时域序列模型,可得

$$X_t + \varphi_1 X_{t-1} + \varphi_2 X_{t-2} + \cdots + \varphi_{2N} X_{t-2N} = \theta_0 F_t + \theta_1 F_{t-1} + \theta_2 F_{t-2} + \cdots + \theta_{2N-1} F_{t-2N+1}. \tag{15}$$

式(15)即为振动系统离散差分模型. 在此取等式前面为 p 项,等式后面取 q 项,并将其中“ $-$ ”号并

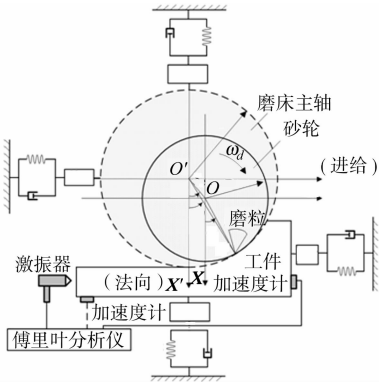


图 1 二阶非线性磨削振动系统物理模型
Fig. 1 Physical model of second order nonlinear grinding vibration system

入式中多项式系数,可计算出

$$X_t - \varphi_1 X_{t-1} - \varphi_2 X_{t-2} - \cdots - \varphi_p X_{t-p} = \theta_0 F_t - \theta_1 F_{t-1} - \theta_2 F_{t-2} - \cdots - \theta_q F_{t-q}. \tag{16}$$

对比式(16)与式(2),二者表达形式完全相同.由此可知, N 自由度磨削振动微分方程顺序推导可求解获得与 ARMAX 时序模型相同的数值解表达形式.依序反推,即磨削非线性振动系统时间序列 ARMAX 模型确立,则可解耦获得 N 自由度振动系统及其传递函数各阶模态参数数值解表达式.

2.2 振动系统传递函数模型参数辨识

二阶振动系统传递函数矩阵^[8-9]可计算为

$$\mathbf{H}(s) = \begin{bmatrix} H_{1,1}(s) & H_{1,2}(s) \\ H_{2,1}(s) & H_{2,2}(s) \end{bmatrix}. \tag{17}$$

直接传递函数 $H_{1,1}(s)$ 经式(12)拉普拉斯变换后,其模态留数和模态参数形式表达式分别为

$$H_{1,1}(s) = \left[\frac{A_{1,1,1}}{s-s_1} + \frac{A_{1,1,1}^*}{s-s_1^*} \right]_{\text{model1}} + \left[\frac{A_{1,1,2}}{s-s_2} + \frac{A_{1,1,2}^*}{s-s_2^*} \right]_{\text{mode2}},$$
$$H_{1,1}(s) = \left[\frac{\alpha_{1,1,1} + \beta_{1,1,1}s}{s^2 + 2\xi_1\omega_{n,1}s + \omega_{n,1}^2} \right]_{\text{model1}} + \left[\frac{\alpha_{1,1,2} + \beta_{1,1,2}s}{s^2 + 2\xi_2\omega_{n,2}s + \omega_{n,2}^2} \right]_{\text{mode2}}.$$

上式中:模态留数形式的 s_r 和 s_r^* ($r=1,2$) 为模态参数形式的系统特征方程 $s^2 + 2\xi_r\omega_{n,r}s + \omega_{n,r}^2 = 0$ 的两个复数共轭根,其数值解分别为 $s_r = -\xi_r\omega_{n,r} + j\omega_d$, $s_r^* = -\xi_r\omega_{n,r} - j\omega_d$, 对应模态留数计算为 $A = \sigma + j\nu$, $A^* = \sigma - j\nu$, 且有 $\alpha = 2(\xi\omega_n\sigma - \omega_d\nu)$, $\beta = 2\sigma$. 模态参数形式的分子式中 $\alpha_{n,j}$ 与 $\beta_{n,j}$ 为进给方向或法线方向上系统某阶振型模态 j 的模型系数,分母式中 $\omega_{n,j}$ 与 ξ_j 为系统某阶振型模态 j 的固有频率和阻尼比系数.

3 磨削振动系统传递函数辨识实验验证

为验证基于 ARMAX 模型实现精密磨削非线性振动系统及其传递函数模态参数解耦精度可靠性,在精密平面磨床(MITSUI MSG-250)上设计若干组模态激振实验,并采集激振后的砂轮主轴(端部)-工件系统($\phi 191\text{ mm}$, 主轴转速为 $3\,500\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 工件材料为低碳钢)在进给和法向方向上的激振力和振动信号,将其输入傅里叶分析仪进行模态留数分析.

在进给方向,经动平衡系统补偿后的砂轮-主轴回转系统运行平稳后,将相应传感器标定因子输入信号分析仪,经实验振动信号模态留数分析(即将采集的加速度信号每个模态的留数除以 $\omega_d^2 e^{j\pi}$, 将其转变为位移信号),获得系统特征频率(f)及其纵坐标信号幅值.基于提出的改进解耦算法系统辨识重构后,系统振动直接传递函数曲线和交叉传递函数曲线,分别如图 2,3 所示.

由图 2,3 可知:系统辨识重构后的振动系统主模态振型共振幅值最大处(极值点处)的振动频率(约 $4\,400\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)与实验测量曲线相比保持不变,曲线走向趋势基本一致;重构曲线在共振频率相对较低区间内的各局部极值点($2\,050, 750, 250\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$)处较好地重现了因信号分析仪设定频率过高导致实测低频区局部振幅泄漏的区域振动特征,即重构曲线完整地反映系统在不同频域区间内的局共振幅度及其振动频率特征.

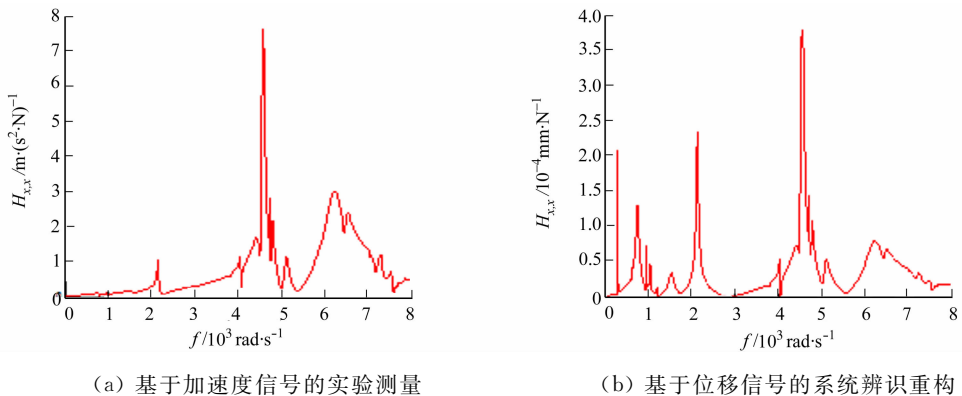


图 2 工件振动系统进给方向直接传递函数图形

Fig. 2 Direct transfer function curves in feed direction of workpiece vibration system

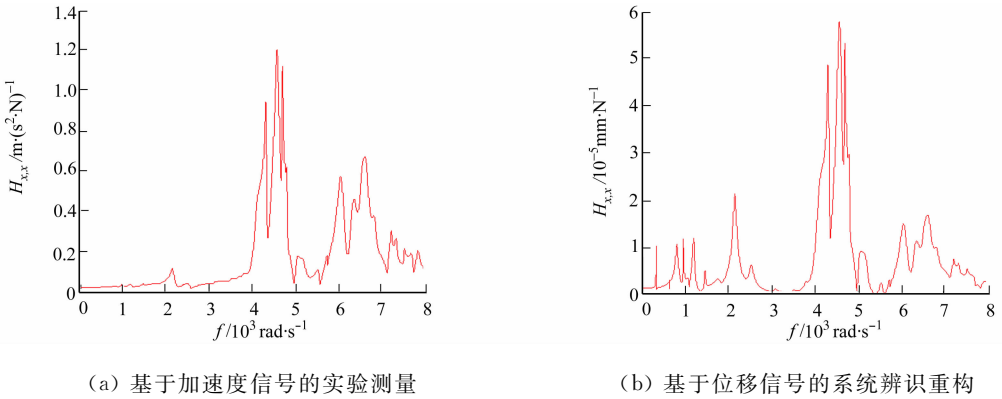


图3 工件振动系统进给方向交叉传递函数图形

Fig. 3 Cross transfer function curves in feed direction of workpiece vibration system

4 结束语

基于 ARMAX 模型的精密磨削振动系统复模态振型解耦算法,有效实现再生效应和偏心振动扰动下以模态留数或模态参数形式表达的系统传递函数模态参数辨识. 相比以往实模态振型研究更具有实用性,有利于低频区域局部极值点振动特征的系统复模态振型重构,计算精度更高,可为深入研究磨削机床整体机电耦合系统颤振稳定性分析和振动特征实时监测提供重要的理论依据.

参考文献:

[1] INASAKI I,KARPUSCHEWSKI B,LEE H. Grinding chatter-origin and suppression[J]. Manufacturing Technology,2001,50(2):515-534. DOI:10. 1016/s0007-8506(07)62992-8.

[2] ALTINTAS Y,WECK M. Chatter stability of metal cutting and grinding[J]. Manufacturing Technology,2004,53(2):619-642. DOI:10. 1016/s0007-8506(07)60032-8.

[3] 王民,冯猛,姚子良,等. 基于 ARIMA 的磨削颤振预测方法[J]. 北京工业大学学报,2016,42(4):609-613. DOI:10. 11936/bjutxb2015070030.

[4] 资嘉磊,黄红武,盛晓敏. 超高速平面磨削振动特性试验研究[J]. 机械与电子,2006(11):10-12. DOI:10. 3969/j. issn. 1001-2257. 2006. 11. 003.

[5] 杨占玺,孙志勇,韩秋实. CBN 砂轮动平衡及电主轴振动测量[J]. 机械工程与自动化,2005(4):49-51. DOI:10. 3969/j. issn. 1672-6413. 2005. 04. 017.

[6] 毕果,郭隐彪,郑茂江. 砂轮磨削振动对工件表面形貌特征的影响研究[J]. 机械科学与技术,2013,32(8):1118-1123. DOI:10. 13433/j. cnki. 1003-8728. 2013. 08. 004.

[7] 杨高伟,李大磊,黄乐. 外圆磨削加工过程非线性振动仿真分析[J]. 制造业自动化,2011,33(12):26-28. DOI:10. 3969/j. issn. 1009-0134. 2011. 9

[8] 韩正铜. 磨削颤振与磨削表面形貌误差的研究[M]. 徐州:中国矿业大学出版社,2005.

[9] 陈勇,黄国钦. 立铣动力学系统模态参数辨识及实验[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2014,35(1):1-6. DOI:10. 11830/ISSN. 1000-5013. 2014. 01. 0001.

[10] 陈东祥,田延岭. 超精密磨削加工表面形貌建模与仿真方法[J]. 机械工程学报,2010,46(13):186-191. DOI:10. 3901/JME. 2010. 13. 186.

[11] 洪玉芳,汪久根. 磨削系统的时间序列建模分析[J]. 机械科学与技术,2000,19(2):263-265. DOI:10. 3321/j. issn. 1003-8728. 2000. 02. 032.

[12] 杨叔子,吴雅轩,建平,等. 时间序列分析的工程应用[M]. 武汉:华中理工大学出版社,1992.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 崔长彩)