第 27 卷　第 3 期　　华 侨 大 学 学 报 (自 然 科 学 版)　　Vol. 27　No. 3
2006 年 7 月　　Journal of Huaqiao University (Natural Science)　　Jul. 2006

文章编号　1000-5013(2006) 03-0288-04

立铣再生颤振闭环控制系统的设计

陈　勇　　刘雄伟　　俞铁岳

(华侨大学机电及自动化学院, 福建 泉州 362021)

摘要　基于再生颤振机理, 研究和建立动态铣削加工振动系统的闭环控制系统, 以及其传递函数模型. 应用模态分析理论, 研究加工振动系统的复模态振型, 实现其传递函数矩阵模态参数, 包括模态质量、模态阻尼和模态刚度等的辨识, 为动态铣削加工振动的预估和有效控制奠定理论基础.

关键词　立铣加工, 再生颤振, 闭环控制系统, 模态分析, 参数辨识

中图分类号　TG 541⁺ . 102. 36 ; TG 547. 02　　　　文献标识码　A

铣削加工具有多刃断续切削、半封闭式加工, 以及变加工厚度等特点, 而且动态加工过程是机床结构与切削过程相互耦合的过程. 这使得铣削过程机理较为复杂, 容易产生颤振现象, 最终导致工件加工表面质量降低, 并影响刀具乃至机床的使用寿命. 因此, 必须充分了解铣削颤振的形成规律及其影响因素, 并尽可能地在加工过程中给予抑制. 本文基于铣削颤振的再生机理分析, 建立铣削刀具-工件振动系统的再生反馈闭环控制系统, 并利用模态分析理论实现了系统复模态振型的求解和传递函数矩阵模态参数的辨识. 作为开发非线性铣削振动计算机仿真系统的关键技术, 立铣再生颤振闭环控制系统的设计和研究对于实现加工过程和机床结构的解耦, 具有重要的理论意义和实践指导作用.

1　铣削颤振的再生机理研究

颤振是金属切削过程中刀具与工件之间产生的一种十分强烈的相对振动, 属于自激振动. 根据颤振形成的物理机理, 目前得到公认的有摩擦型颤振、再生型颤振、振型耦合型颤振、混合型颤振和滞后型颤振. 其中, 再生型颤振在实际中最为常见, 对其研究也较为成熟. 再生型颤振是指刀具与工件之间在切入方向(横向) 上的相对振动. 它是由于上次切削所形成的振纹与本次切削的振动位移之间的相位差导致刀具切削厚度的不同而引起的颤振, 又称为切削厚度变化效应. 1963 年, Hook 和 Tobias 发现有限振幅不稳定现象, 再生颤振的非线性理论开始被研究. 考虑加工条件的非线性因素(如刀具后角限制、刀具振离工件表面等) 与机床结构的非线性因素(如机床结构的非线性刚度等) , 可建立其非线性动力学模型. 由于动态振动位移与动态切削力之间具有非线性的幂指数关系, 并具有变化时滞, 使得动态切削力具有非线性特性. 而建立的动态振动位移与动态切削力之间的非线性、变时滞的微分差分方程, 目前尚不能求得其解析解, 只能用数值计算方法进行计算机仿真, 求得其数值解. 非线性模型及其研究方法是再生型颤振研究的重大进展, 它使得再生型颤振在理论与研究方向上更加完备, 在应用上更接近于实际. 因此, 近十几年来国内外众多学者对机床颤振的研究大多仍基于再生型颤振.

目前, 普通认为, 引起切削过程产生颤振的主要原因是, 交变切削力在一定条件下激励产生的切削过程自激振动. 由于铣削过程为多刃口断续切削, 切削力的交变成分比较复杂. 一方面, 因切削量随刀齿的切入和切出发生周期变化, 引起切削力中存在以刀具齿频或其整数倍为波动频率的交变成分. 这种交变切削力不论在稳定状态, 还是不稳定状态下都是存在的, 只是随切削参数的不同而幅度有所不同. 另一方面, 由于切削过程中存在再生效应而引起的切削力交变分量. 这种交变切削力产生的条件比较复

收稿日期　2005-12-18

作者简介　陈　勇(1974-) , 男, 讲师, 博士, 主要从事铣削加工动力学的研究. E-mail: chenyong@hqu.edu.cn

基金项目　福建省自然科学基金资助项目(A0540003) ; 国务院侨务办公室科研基金资助项目(04QZR05)

杂, 当切削参数选择不合适时, 此种交变切削力幅度会不断增大而引起铣削系统在系统固有频率附近产生颤振[1]. 因此, 必须深入研究铣削颤振的形成规律及其影响因素, 并尽可能地在加工过程中实现准确预估并给予抑制, 从而有效地保证铣削加工精度.

2　控制系统

2.1　系统的设计

铣削颤振现象是动态铣削过程与机床结构相互作用的结果, 铣削过程的动态铣削力将引起动态切削厚度和刀具-工件系统振动位移的变化. 这一变化又对动态切削力产生影响, 也就是说动态位移和动态切削力之间的相互作用可形成一个闭环控制系统, 如图 1 所示. 图中, $H_0(t)$ 表示笛卡儿坐标系中的“名义”切削厚度, 为刀具作刚体运动引起; $H(t)$ 表示笛卡儿坐标系中的“实际”切削厚度, 为名义切削厚度和再生振动效应引起的刀具-工件系统动态相对振动位移共同作用引起[3]; μ 与 T 分别为两次切削波纹间的重叠系数和时间差. $[G^c_{xx}, G^c_{xy}, G^c_{yx}, G^c_{yy}]$ 和 $[G^w_{xx}, G^w_{xy}, G^w_{yx}, G^w_{yy}]$ 分别表示刀具和工件振动系统在法线(X 向)和进给方向(Y 向)上的直接传递函数和交叉传递函数模型.

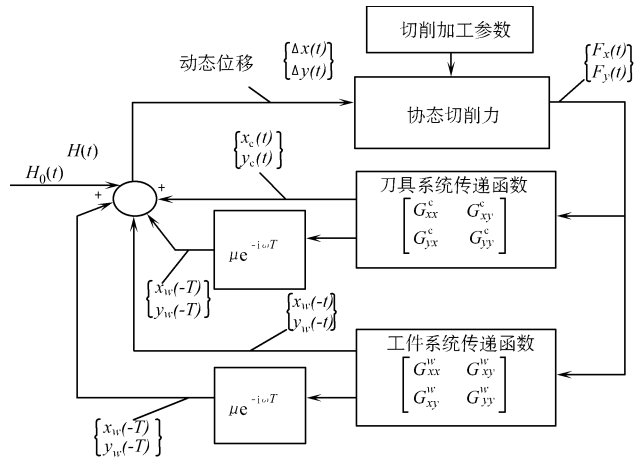

图 1　铣削过程再生振动闭环控制系统

根据图 1 所示闭环控制系统, 可以分别得到再生振动效应引起的铣削刀具系统和工件系统的动态振动位移. 在此, 以铣削刀具动态再生振动位移计算为例, 可表示为[3]

$$\begin{Bmatrix}\Delta x_c(i\omega)\\ \Delta y_c(i\omega)\end{Bmatrix} = (1-\mu e^{-i\omega T})\begin{bmatrix}G^c_{xx}(i\omega) & G^c_{xy}(i\omega)\\ G^c_{yx}(i\omega) & G^c_{yy}(i\omega)\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}F_x(i\omega)\\ F_y(i\omega)\end{Bmatrix}, \tag{1}$$

对式(1)进行拉氏变换后, 可得

$$\begin{Bmatrix}\Delta x_c(s)\\ \Delta y_c(s)\end{Bmatrix} = (1-\mu e^{-sT})\begin{bmatrix}G^c_{xx}(s) & G^c_{xy}(s)\\ G^c_{yx}(s) & G^c_{yy}(s)\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}F_x(s)\\ F_y(s)\end{Bmatrix}. \tag{2}$$

由图 1 可以看出, 在实际应用时, 可通过输入一定的切削加工参数(包括铣削参数和刀具几何参数)计算获得瞬时动态切削力. 结合模态分析实验测量获得的刀具-工件振动系统的结构参数(或传递函数模型), 可分别计算出相应的刀具-工件系统在进给方向和法线方向上的动态再生振动位移. 然后, 利用两自由度质量-弹性-阻尼系统构成的铣削动力学系统模型, 以及其二阶常系数非齐次线性微分方程形式的铣削动力学方程, 采用变步长数值积分算法和递推算法, 可建立起相应的铣削加工动力学计算机仿真模型[2]. 其中, 加工振动系统的传递函数模型对于铣削振动特性计算机仿真的可靠性和预测精度具有重要作用, 现利用模态分析理论对振动系统的模态参数辨识过程进行深入研究.

2.2　加工振动系统传递函数模型

模态分析是将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标, 使方程组解耦, 成为一组以模态坐标及模态参数描述的独立方程, 以便求出系统的模态参数[3]. 坐标变换的变换矩阵为模态矩阵, 其每列为模态振型. 由于采用模态截断的处理方法, 使得方程数大为减少, 从而大大节省了计算时间, 减小了机器容量, 降低了计算成本, 为大型复杂结构的振动分析带来很大的好处. 如图 1 所示, 基于两自由度的铣削加工振动系统, 其传递函数矩阵可以表示为

$$\boldsymbol{G}(s) = \begin{bmatrix}G_{11}(s) & G_{12}(s)\\ G_{21}(s) & G_{22}(s)\end{bmatrix}. \tag{3}$$

在式(3)中, 以矩阵中第 1 行第 1 列的传递函数为例, 分析其模态参数求解过程. 有(1) 模态留数形式 $G_{11}(s) = \left[\frac{A_{11,1}}{s-s_1} + \frac{A^*_{11,1}}{s-s^*_1}\right]_{\mathrm{mode1}} + \left[\frac{A_{11,2}}{s-s_2} + \frac{A^*_{11,2}}{s-s^*_2}\right]_{\mathrm{mode2}}$; (2) 模态参数形式 $G_{11}(s) =$

$[\frac{\alpha_{11,1}+\beta_{11,1}s}{s^2+2\zeta_1\omega_{n,1}s+\omega_{n,1}^2}]_{\mathrm{mode1}}+[\frac{\alpha_{11,2}+\beta_{11,2}s}{s^2+2\zeta_2\omega_{n,2}s+\omega_{n,2}^2}]_{\mathrm{mode2}}$. 其中, 模态留数形式的 s_r 和 s_r^* $(r=1,2)$ 为系统特征方程 $s^2+2\zeta_r\omega_{n,r}s+\omega_{n,r}^2=0$ 的两个复数共轭根, 即 $s_r=-\zeta_r\omega_{n,r}+\mathrm{j}\omega_{\mathrm{d}}$, $s_r^*=-\zeta_r\omega_{n,r}-\mathrm{j}\omega_{\mathrm{d}}$. 对应模态的留数 $A=\sigma+\mathrm{j}v$, $A^*=\sigma-\mathrm{j}v$, 且有 $\alpha=2(\zeta\omega_n\sigma-\omega_{\mathrm{d}}v)$, $\beta=2\sigma$. 模态参数形式的 s 为拉普拉斯算子, α_j, β_j 为相关方向上的模型系数, ω_j 和 ζ_j 分别为刀具-工件振动系统模态 j 的固有频率与阻尼比. 它们可分别从各阶模态分析中, 通过求取法线和进给方向的阻尼和刚度参数 C_x, C_y, K_x, K_y 等求得. 即 $\omega_{nx}=\sqrt{k_x/m_x}$, $\zeta_x=0.5c_x/\sqrt{k_xm_x}$, $\omega_{ny}=\sqrt{k_y/m_y}$, $\zeta_y=0.5c_y/\sqrt{k_ym_y}$. 基于上述分析, 完整的传递函数可以表示为

$$\boldsymbol{G}(s)=\sum_{k=1}^{n}\frac{\boldsymbol{R}_k}{s^2+2\zeta_k\omega_{n,k}s+\omega_{n,k}^2}. \tag{4}$$

在式(4)中, $[n\times n]$ 维矩阵中的每个元素 $\boldsymbol{R}_k=[\alpha+\beta s]_k$, 代表模态 k 在 i 行 l 列的留数.

在实际铣削加工过程中, 可以认为刀具与主轴装配体在轴向上是刚性的. 因此, 传递函数矩阵中的元素 $G_{il}(s)$ 可通过实验模态分析技术, 采用傅里叶分析仪测取刀具-工件系统在法线和进给方向的 l 阶模态计算获得. 本文提出的模态参数辨识的有效性和预测精度已得到实验验证, 验证原理和分析过程将另文撰述. 需要注意的是, 在分析仪中所测量的传递函数通常以频域形式存储. 虽然分析仪中通常带有转换程序, 可以用时域或频域形式显示测量的数据, 然而它通常是以每个频率的实部和虚部的形式存储(模态留数形式). 因此, 需要利用计算机中的模态分析软件, 将测量的频域传递函数数据转换成数字计算形式(模态参数形式)后才能进行应用.

3　铣削加工振动系统的复模态振型求解

实际的铣削加工过程可以视为有阻尼的多自由度系统, 其结构参数、输入及输出响应均是以矩阵形式表示, 而且还具有许多单自由度系统所没有的特性. 通过激振试验表明, 在铣床切削部位 X 和 Y 坐标方向测得的相对动柔度曲线中, 主轴振型最突出, 其他振型均较小, 因此可用相互垂直的两自由度质量-弹性-阻尼系统来构成基本的铣削动力学模型[4]. 加工过程振动时, 由于阻尼的分散性, 各点的振动除了振幅不同之外, 振动相位也各不相同. 这就使系统的特征频率及特征向量成为复数, 形成所谓的“复模态”, 使得振动系统具有复模态振型. 因此, 研究加工振动系统的复模态比实模态更具有一般性.

用模态振型和模态传递函数表示位移矢量, 系统的模态振型可以从估计的留数中求得[5], 即

$$\boldsymbol{x}=(\sum_{k=1}^{n}\boldsymbol{P}_k\boldsymbol{P}_k^{\mathrm{T}}\Phi_{q,k})\boldsymbol{F}. \tag{5}$$

因此, 有

$$\boldsymbol{G}(s)=\sum_{k=1}^{n}\boldsymbol{P}_k\boldsymbol{P}_k^{\mathrm{T}}\Phi_{q,k}. \tag{6}$$

在式(6)中, $\boldsymbol{P}_k$ 为模态 k 的特征矢量; Φ_{q} 为对角模态传递函数矩阵.

综合式(4), (6), 并按一定比例放大或缩小特征矢量 $\boldsymbol{P}_k$, 可以得到

$$\boldsymbol{G}(s)=\sum_{k=1}^{n}\frac{\boldsymbol{P}_k\boldsymbol{P}_k^{\mathrm{T}}}{m_{q,k}}(\frac{1}{s^2+2\zeta_k\omega_{n,k}s+\omega_{n,k}^2})=\sum_{k=1}^{n}(\frac{\boldsymbol{R}_k}{s^2+2\zeta_k\omega_{n,k}s+\omega_{n,k}^2}). \tag{7}$$

上式中, $m_{q,k}$ 为对应模态 k 的模态质量, 可表示为 $m_{q,k}=\boldsymbol{P}_k^{\mathrm{T}}\boldsymbol{M}_x\boldsymbol{P}_k$. 从式(7)中可以看出, $\boldsymbol{P}_k\boldsymbol{P}_k^{\mathrm{T}}/m_{q,k}$ 即为模态质量的平方根, $\boldsymbol{u}_k=\boldsymbol{P}_k/\sqrt{m_{q,k}}$. 对每个特征值进行归一化后, 则留数与模态振型之间的关系为

$$\boldsymbol{P}_k\boldsymbol{P}_k^{\mathrm{T}}/m_{q,k}=\boldsymbol{u}_k\boldsymbol{u}_k^{\mathrm{T}}=\boldsymbol{R}_k. \tag{8}$$

上式中, $\boldsymbol{u}_k$ 表示对应于给定单位模态质量的归一化模态振型. 上述过程对于实现系统的模态振型、模态刚度和模态阻尼辨识, 在数学上是比较方便和简单的. 因此, 特定模态 k 的留数矩阵可以采用通用形式表示, 即

$$\boldsymbol{R}_k=\begin{bmatrix} u_1u_2 & u_1u_2 & \cdots & u_1u_n \\ u_2u_2 & u_2u_2 & \cdots & u_2u_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ u_lu_1 & u_lu_2 & \cdots & u_lu_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ u_nu_1 & u_nu_2 & \cdots & u_nu_n \end{bmatrix}. \tag{9}$$

从模态 k 的留数矩阵中抽取行或列 l, 可得

$$[R_{1l} \quad R_{2l} \quad \cdots \quad R_{nl}]_k^{\mathrm{T}} = [u_1 u_l \quad u_2 u_l \quad \cdots \quad u_n u_l]_k^{\mathrm{T}}, \qquad k = 1, 2, \cdots, n. \tag{10}$$

上式中, n 为模态数. 在模态分析实验中, 即可从激励和测量点匹配的第 1 个解 u_l 开始, 从测量的传递函数的一行或一列计算出模态振型. 求得模态 k 的模态振型矢量为

$$\boldsymbol{u}_{l,k} = \sqrt{R_{ll,k}}, \qquad \boldsymbol{u}_{1,k} = R_{1l,k}/u_{l,k}, \qquad \boldsymbol{u}_{2,k} = R_{2l,k}/u_{l,k}, \qquad \cdots \qquad \boldsymbol{u}_{n,k} = R_{nl,k}/u_{l,k}.$$

将该过程对所有模态重复进行, 就可以构造出铣削振动系统的完全模态矩阵. 系统的模态矩阵是一个由模态振型列构成的系统的模态数为 n 的$[m \times n]$的矩阵, 即 $\boldsymbol{U}_{m\times n} = [\boldsymbol{u}_1 \quad \boldsymbol{u}_2 \quad \cdots \quad \boldsymbol{u}_n]$. 其中 m 为振动结构上的测量点或坐标数. 在此需要注意的是, 由于矩阵的元素为复数, $\boldsymbol{R} = [\alpha + \beta s]$. 因此, 最终的模态振型可能是复数, 并取决于模态频率(ω_{d}). 它可用以下方法获得简化的实模态振型, 即 $R_{il,k} = \alpha_{il,k} + \beta_{il,k} s$, $s = \mathrm{j}\omega_{\mathrm{d}}$. 为了使模态振型为实数, $R_{il,k}$的虚部必须为 0, 即 $\beta_{il,k} = 2\sigma_{il,k} = 0$; 或者留数的实部必须为 0 即 $\alpha_{il,k} = 0$. 这类结构形式常用于结构具有比例阻尼, 即它的阻尼比 C 是质量 M 和刚度 K 的线性组合的情况. 此时, 留数则变为 $r = \mathrm{j}v$, $r^* = -\mathrm{j}v$, $\alpha_{il,k} = 2\omega_{\mathrm{d},k}\upsilon_{j,k}$.

4 结束语

动态铣削加工过程是机床结构与切削过程相互耦合的过程. 在实际铣削加工过程中, 由于再生振动的出现导致振动系统的阻尼具有分散性, 各点的振动除振幅不同之外, 振动相位也各不相同. 这使得振动系统的特征频率及特征向量成为复数, 形成振动系统的复模态振型. 因此, 深入研究铣削加工振动系统的复模态振型, 比以往采用实模态振型研究铣削振动更具有实用性. 本文应用模态分析理论, 有效地实现了铣削加工过程再生振动系统模态参数的辨识和系统复模态振动的求解. 它对于深入研究铣削机床在加工过程中的颤振稳定性, 以及开发非线性铣削振动计算机仿真系统提供了重要的理论依据. 本文中模态参数辨识结果的有效性和精度, 已通过模态分析实验得到验证, 验证原理和过程将另文撰述.

参 考 文 献

1 王 民, 李南京, 袁伟军, 等. 铣削过程的计算机仿真及试验研究[J]. 北京工业大学学报(工科版), 2003, 29(3): 292~295

2 陈 勇, 刘雄伟. 在 Matlab/Simulink 环境下的动态铣削力仿真[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2003, 24(2): 168~173

3 傅志方, 华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2000. 7

4 刘晓胜, 吴乐男. 基于电流信号的铣削颤振识别技术研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(4): 25~29

6 Altintas Y. 数控技术与制造自动化[M]. 罗学科, 译. 北京: 化学工业出版社, 2002 11

Design of Closed-Loop Control Systems with Regenerative Chatter in Peripheral Milling Process

Chen Yong　Liu Xiongwei　Yu Tieyue

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, 362021, Quanzhou, China)

Abstract A closed-loop control system and its transfer function models of dynamic milling process are established and studied based on regenerative chatter theory. Research on plural modal models of milling vibration system is conducted with modal analysis theory. Modal parameters of transfer function models of the vibration system, including modal mass, modal damp and modal rigidity are identified. These results will be important to estimate and control effectively on vibration in dynamic milling process.

Keywords peripheral milling, regenerative chatter, closed-loop control system, modal analysis, parameter identification