

再生型车削颤振的动力学建模与稳定性分析

邱 辉, 李国平*, 孙 涛

(宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211)

摘要: 在分析再生型数控车削颤振产生机理的基础上, 建立了再生型外圆车削颤振系统动力学模型, 推导了稳定性极限切削深度和主轴转速与车削系统相关动力学参数的关系, 通过 Matlab 软件仿真分析得到极限切削深度和主轴转速的稳定性叶瓣图. 结果表明, 提高机床振动系统的等效刚度、等效阻尼比能增大稳定性叶瓣图的稳定区域, 而提高方向系数、切削刚度系数和切削重叠系数则使稳定性叶瓣图的稳定区域变小; 提高机床振动系统固有频率会使稳定性叶瓣图曲线向右移动, 更难激起车削系统的颤振.

关键词: 再生型车削颤振; 动力学模型; 稳定性叶瓣图; 稳定区域

中图分类号: TG519.1

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2016) 03-0098-05

当金属工件在数控车床上加工时, 车削颤振是指工件与刀具之间剧烈的自激振动. 颤振现象出现会使加工过程变得不稳定、产生尖锐的噪声、工件的表面质量变差、金属切削效率降低, 严重时会导致刀具和车床的损坏. 因此在金属切削中, 对减振、消振的研究很早就受到研究者的关注^[1]. 1907年美国学者 Taylor^[2]发表了第一篇有关切削颤振的文章, 以后有关学者在机床切削颤振领域做了大量的研究. Taylor 给出了颤振产生的条件是加工的振动频率和车床某部件的固有频率相等或者接近. 再生型颤振的产生是由于切削过程中, 当工件转过一圈后, 刀具在其表面留下振纹, 当工件转第二圈时, 刀具在工件上留下的振纹和前一圈的振纹相位不一致, 从而导致切削厚度的波动及切削力的波动^[3]. 因此正确地选取切削用量, 对于避开颤振是有益的, 许多学者对此进行了进一步的研究. 阳辉等^[4]建立了再生型切削颤振系统的动力学模型, 通过仿真方法求出了极限切削宽度. Ozlu 等^[5]分析了单自由度切削系统的颤振稳定性. 赵宏伟等^[6]推导了机床再生型切削颤振系统的极限切削宽度和主轴转速之间的关系公式, 并通过试验进行了验证. 丛春晓等^[7]对加工细长杆时产生的颤

振进行了稳定性分析, 建立了刀具和细长轴耦合振动的两自由度系统的再生型颤振模型. 李金华等^[8]通过建立车削动力学模型, 开发了车削颤振分析软件包, 为抑制颤振提供了理论依据.

本文通过综合刀具切削外圆工件时的振动情况, 建立了再生型颤振分析模型, 推导出极限切削深度和主轴转速关系的理论公式. 通过 Matlab 软件对车削颤振稳定性进行了仿真, 并分析了稳定性叶瓣图的影响因素, 旨在为实际加工中数控车床的稳定切削提供参考.

1 再生型车削颤振系统建模

1.1 再生型车削颤振系统动力学模型

再生型车削颤振现象是由加工过程中切削厚度的再生效应或模态耦合引起的^[9-10]. 再生型车削颤振刀具和工件振动耦合关系如图 1 所示.

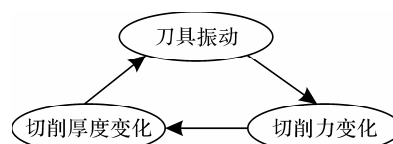


图 1 再生型车削颤振刀具和工件振动耦合关系

通过分析再生型颤振产生的机理, 可以建立

收稿日期: 2015-10-13.

宁波大学学报(理工版) 网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 浙江省自然科学基金 (LY15E050005); 浙江省公益性技术应用研究项目 (2013C31017).

第一作者: 邱辉 (1990-), 男, 江西吉安人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 机械振动与机电测控. E-mail: 1064397247@qq.com

*通信作者: 李国平 (1967-), 男, 湖北武穴人, 博士/教授, 主要研究方向: 精密加工、机械振动与机电测控. E-mail: liguoping@nbu.edu.cn

外圆车削工件时的单自由度再生型颤振的动力学模型(图2), 其动力学微分方程为:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_d(t)\cos(\beta - \alpha), \quad (1)$$

式中: m 为车床振动系统的等效质量, $(\text{N}\cdot\text{s}^2)\cdot\text{mm}^{-1}$; c 为车床振动系统的等效阻尼, $(\text{N}\cdot\text{s})\cdot\text{mm}^{-1}$; k 为车床振动系统的等效刚度, $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$; $F_d(t)$ 为动态切削力, N ; β 为 $F_d(t)$ 与 y 坐标轴的夹角; α 为主振方向 x 与振动敏感方向 y 坐标轴的夹角。

由于振动敏感方向是 y 轴方向, 其能反映出切削厚度变化, 因此可以将主振方向的动力学微分方程转化成 y 轴方向。从图2可得:

$$x = y / \cos \alpha, \quad (2)$$

将(2)式代入式(1), 可得:

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = F_d(t)\cos(\beta - \alpha)\cos \alpha. \quad (3)$$

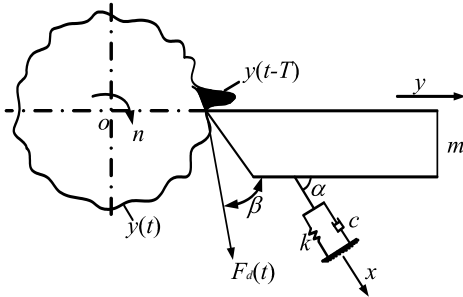


图2 再生型车削颤振系统动力学模型

1.2 主轴转速与极限切削深度

式(3)经过拉普拉斯变换并整理可得:

$$s^2 y(s) + 2\zeta\omega_n s y(s) + \omega_n^2 y(s) = (F_d(s)\cos(\beta - \alpha)\cos \alpha) / m,$$

式中: ζ 为振动系统等效阻尼系数, $\zeta = c / (2m\omega_n)$; ω_n 为振动系统的固有频率, $\omega_n = \sqrt{k / m}$ 。

传递函数为:

$$G(s) = \frac{y(s)}{F_d(s)} = \frac{1}{k} \frac{\cos(\beta - \alpha)\cos \alpha}{(s / \omega_n)^2 + 2\zeta s / \omega_n + 1}. \quad (4)$$

依据控制工程原理, 振动系统输出的时域特性取决于系统传递函数 $G(s)$ 的特征根 s 的性质。特征根 s 可表示为 $s = \sigma + i\omega$, 当 $\sigma = 0$ 时, 系统处于稳定与不稳定的临界状态; 当 $\sigma > 0$ 时, 系统处于不稳定状态; 当 $\sigma < 0$ 时, 系统处于稳定状态^[11]。因此当 $\sigma = 0$, $s = i\omega$ 时, 可求得系统极限切削深度 a_{plim} , 把 $s = i\omega$ 代入式(4)可得:

$$G(i\omega) = \frac{y(i\omega)}{F_d(i\omega)} = \frac{1}{k} \frac{\cos(\beta - \alpha)\cos \alpha}{(i\omega / \omega_n)^2 + 2\zeta i\omega / \omega_n + 1}. \quad (5)$$

由图2可知, 动态切削力为:

$$F_d(t) = k_c \frac{a_p}{\sin \kappa_r} [\mu y(t - T) - y(t)], \quad (6)$$

式中: k_c 为切削刚度系数, $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$; a_p 为切削深度, mm ; κ_r 为主偏角; μ 为前后两转的切削重叠系数; $y(t)$ 与 $y(t - T)$ 分别为当前转和前转切削的振动位移; T 为工件转一圈的时间。

设 $F_d(t) = Fe^{i\omega t}$, 其中 F 为动态切削力的振幅。根据振动理论, 振动系统对周期激励的响应为:

$$y(t) = G(i\omega)Fe^{i\omega t}, \quad (7)$$

因此

$$y(t - T) = e^{-i\omega T} G(i\omega)Fe^{i\omega t}, \quad (8)$$

将式(7)和式(8)代入式(6)可得:

$$[1 + k_c \frac{a_p}{\sin \kappa_r} (1 - \mu e^{-i\omega T}) G(i\omega)] Fe^{i\omega t} = 0, \quad (9)$$

因为 $F \neq 0$, $e^{i\omega t} \neq 0$, 所以式(9)成立的条件为:

$$1 + k_c \frac{a_p}{\sin \kappa_r} (1 - \mu e^{-i\omega T}) G(i\omega) = 0, \quad (10)$$

将式(5)代入式(10)可得:

$$1 + k_c \frac{a_{plim}}{\sin \kappa_r} (1 - \mu e^{-i\omega T}) \frac{\cos(\beta - \alpha)\cos \alpha}{k} \cdot \frac{1}{((i\omega / \omega_n)^2 + 2\zeta(i\omega / \omega_n) + 1)} = 0,$$

令

$$u = \frac{\cos(\beta - \alpha)\cos \alpha}{\sin \kappa_r}, \quad \lambda = \omega / \omega_n, \quad \text{则}$$

$$1 + k_c a_{plim} (1 - \mu e^{-i\omega T}) \frac{u}{k} \frac{1}{1 - \lambda^2 + 2\zeta\lambda i} = 0, \quad (11)$$

又因为

$$e^{-i\omega T} = \cos \omega T - i \sin \omega T, \quad (12)$$

将式(12)代入式(11), 整理得:

$$\begin{aligned} & -\frac{k}{uk_c a_{plim}} \frac{1 - \mu \cos \omega T - i \mu \sin \omega T}{1 + \mu^2 - 2\mu \cos \omega T} = \\ & \frac{1 - \lambda^2 - i 2\zeta\lambda}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}. \end{aligned}$$

由复数相等性质可知, 等式两边实部和幅角分别对应相等, 可得:

$$-\frac{k}{uk_c a_{plim}} \frac{1 - \mu \cos \omega T}{1 + \mu^2 - 2\mu \cos \omega T} = \frac{1 - \lambda^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}, \quad (13)$$

$$\frac{\mu \sin \omega T}{1 - \mu \cos \omega T} = \frac{2\zeta\lambda}{1 - \lambda^2}. \quad (14)$$

由式(13)可得极限切削深度为:

$$a_{p\lim} = -\frac{k(1-\mu\cos\omega T)[(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2]}{k_c u(1-\mu\cos\omega T + \mu^2)(1-\lambda^2)}. \quad (15)$$

由式(14)可得:

$$\mu\cos\omega T + \frac{1-\lambda^2}{2\zeta\lambda}\mu\sin\omega T = 1 = A\sin(\omega T + \phi), \quad (16)$$

其中:

$$A = \sqrt{\mu^2 + \left(\frac{1-\lambda^2}{2\zeta\lambda}\right)^2}, \quad \phi = \arctan \frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2},$$

则有:

$$\begin{aligned} \sqrt{\mu^2 + \left(\frac{1-\lambda^2}{2\zeta\lambda}\right)^2} \sin(\omega T + \arctan \frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}) &= 1, \\ \omega T + \arctan \frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2} &= \\ \arcsin\left[\sqrt{\mu^2 + \left(\frac{1-\lambda^2}{2\zeta\lambda}\right)^2}\right]^{-1} + 2\pi j, \end{aligned} \quad (17)$$

其中: j 为自然数, $j = 0, 1, 2, \dots, J$.

将主轴转速 $n=60/T$, 代入式(17)可得与极限切削深度对应的主轴转速为:

$$n = \frac{60\omega}{2\pi j + \arcsin\left[\left(\sqrt{\mu^2 + \left(\frac{1-\lambda^2}{2\zeta\lambda}\right)^2}\right)^{-1}\right] - \arctan\left(\frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}\right)}.$$

2 外圆车削稳定性叶瓣图

在建立再生型颤振的外圆车削动力学模型, 获得机床系统动力学参数($k, \omega_n, \zeta, u, k_c, \mu$)后, 由于 $a_{p\lim}$ 和 n 都是关于 λ 和 j 的函数, 因此当 λ 和 j 取不同值时可以得到相应的 $a_{p\lim}$ 和 n 值, 绘制出以极限切削深度 $a_{p\lim}$ 为纵轴, 主轴转速 n 为横轴的外圆车削稳定性叶瓣图^[12]. 根据文献[11]中实验辨识得到的相关参数($k=3\ 106.6$, $\omega_n=502.5$, $\zeta=0.038$, $u=0.66$, $k_c=2\ 903.3$, $\mu=0.68$), 通过 Matlab 软件可绘制出外圆车削稳定性叶瓣图, 如图 3 所示.

当合理选择主轴转速 n 和极限切削深度 $a_{p\lim}$ 时, 可以保证车削外圆时不会产生颤振现象. 车削外圆时, 由主轴转速和切削深度组成的点($n, a_{p\lim}$)落在稳定性叶瓣图“耳线”内, 表示此时的主轴转速和切削深度会导致不稳定切削, 即产生颤振; 如果点($n, a_{p\lim}$)落在“耳线”上, 表示处于临界状态; 如果点($n, a_{p\lim}$)落在“耳线”下方, 表示外圆切削过程为稳定状态, 即不会产生颤振现象. 因此针对

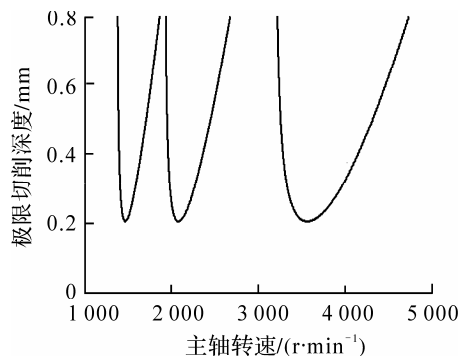


图3 外圆车削稳定性叶瓣图

不同的数控车床, 在获得其稳定性叶瓣图的前提下, 可以用其指导实际生产, 通过选择合理的主轴转速和切削深度来保证切削过程的稳定性, 提高切削效率.

3 颤振稳定性的影响因素分析

机床系统动力学参数会影响稳定性叶瓣图曲线的变化. 为了考察等效刚度 k 对叶瓣图的影响, 设定 $\omega_n, \zeta, u, k_c, \mu$ 等参数不变, 结果如图 4 所示. 从图 4 可知, 当等效刚度 k 增大时, 叶瓣图的“耳线”向上移动, “耳线”变得陡峭, 切削稳定区域变大. 因此提高等效刚度 k 可以使得切削稳定区域变大, 稳定性增强, 更有利于稳定切削.

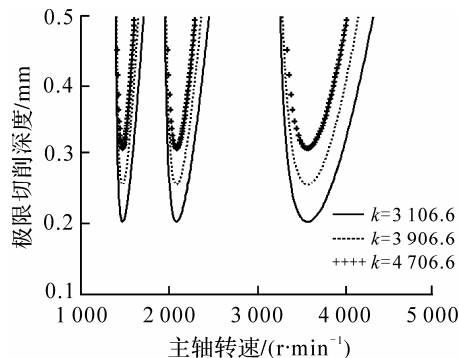


图4 等效刚度 k 对叶瓣图的影响

为了考察固有频率 ω_n 对叶瓣图的影响, 设定 k, ζ, u, k_c, μ 等参数不变, 结果如图 5 所示. 从图 5 可知, 当固有频率 ω_n 增大时, 叶瓣图的“耳线”向右移动. 因此通过提高机床振动系统的固有频率可以使得车削过程中更难激起共振, 即更难产生颤振现象.

在其他参数不变情况下, 改变等效阻尼系数 ζ , 叶瓣图中“耳线”的变化如图 6 所示. 从图 6 可知, 当等效阻尼系数 ζ 增大时, 叶瓣图的“耳线”

向上移动,稳定性极限切削深度增大,稳定切削的区域变大,有利于稳定切削。

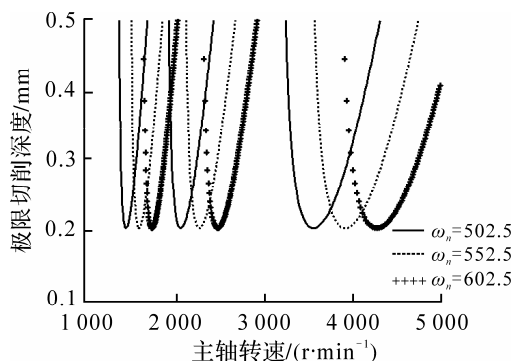


图5 固有频率 ω_n 对叶瓣图的影响

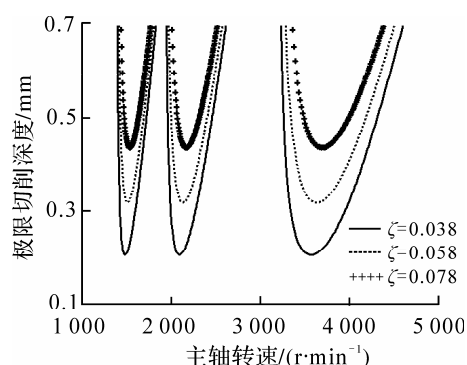


图6 等效阻尼系数 ζ 对叶瓣图的影响

图7是方向系数 u 对叶瓣图的影响。在其他参数不变的情况下,方向系数 u 增大时,叶瓣图的“耳线”向下移动,使得稳定性极限切削深度变小,稳定性区域变小,从而在外圆加工过程中稳定性降低,更容易产生颤振现象。

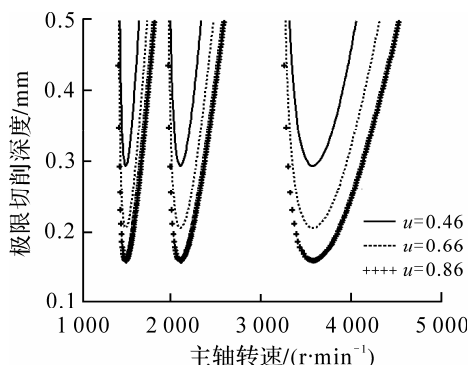


图7 方向系数 u 对叶瓣图的影响

图8是切削刚度系数 k_c 对叶瓣图的影响。在其他参数不变的情况下,切削刚度系数 k_c 增大时,叶瓣图的“耳线”反而向下移动,使得稳定性极限切削深度变小,稳定性区域变小,外圆加工过程中稳

定性降低。因此在使用变切削刚度的方法对工件进行加工时,可以从该理论得到抑制颤振的依据。

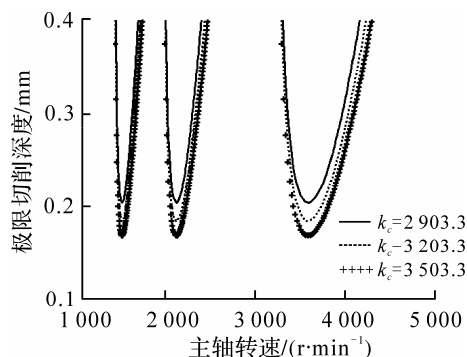


图8 切削刚度系数 k_c 对叶瓣图的影响

图9是切削重叠系数 μ 对叶瓣图的影响,切削重叠系数 μ 主要与车刀的主偏角和副偏角有关。在其他参数不变的情况下,切削重叠系数 μ 增大时,叶瓣图的“耳线”向下移动,稳定性极限切削深度变小,稳定性区域变小,加工过程中稳定性降低,容易发生颤振现象。因此可以通过调整车刀的主偏角、副偏角来改变切削重叠系数 μ ,达到抑制颤振的效果。

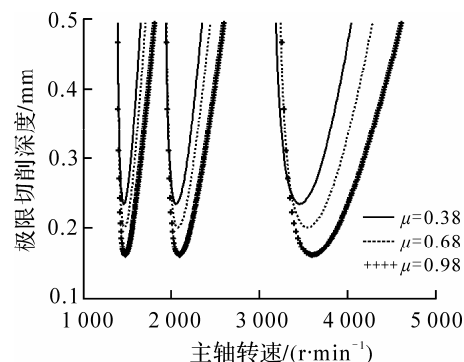


图9 切削重叠系数 μ 对叶瓣图的影响

4 结论

(1)建立了外圆车削颤振系统的动力学模型,得到了主轴转速和极限切削深度之间存在非线性关系,并用 Matlab 软件仿真得到了稳定性叶瓣图。

(2)通过提高机床振动系统的等效刚度、等效阻尼比能增大稳定性叶瓣图稳定区域,而提高方向系数、切削刚度系数和切削重叠系数则使得稳定性叶瓣图的稳定区域变小,提高固有频率更难激起系统的颤振。这些结果可以为实际加工中抑制颤振提供理论依据。

参考文献:

- [1] YU J Y, ZHANG Y L. Study on electro rheological fluid damper for application in machining chatter control[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 16(1): 13-16.
- [2] TAYLOR F W. On the art of cutting metals[J]. Transactions of ASME, 1907, 10(6):31-33.
- [3] MORADI H, MOVAHHEDY M R. Robust control strategy for suppression of regenerative chatter in turning [J]. Manufacturing Processes, 2009, 11:55-65.
- [4] 阳辉, 黄彼调, 方成刚. 再生型切削颤振系统极限切削宽度探究[J]. 现代制造工程, 2008(5):110-112.
- [5] OZLU E, BUDAK E. Analytical modeling of chatter stability in turning and boring operations-part II: Experimental verification[J]. Manufacturing Science and Engineering, 2007, 129:726-732.
- [6] 赵宏伟, 王晓军, 于骏一. 机床再生型切削颤振系统稳定性极限预测[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(5):547-552.
- [7] 丛春晓, 刘恒, 吕凯波, 等. 细长轴切削颤振的稳定性分析和实验研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(5):73-76.
- [8] 李金华, 谢华龙, 盛忠起, 等. 数控车削过程再生型颤振稳定性建模与仿真[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2013, 34(1):118-122.
- [9] LUCIANO V M, JUAN C J C, JOSE A R. Characterization of machining chattering dynamics: An R/S scaling analysis approach[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2009, 49:832-842.
- [10] Grossi N, Scippa A, Sallese L, et al. Spindle speed ramp-up test: A novel experimental approach for chatter stability detection[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2015, 89:221-230.
- [11] 王晓军. 车削加工系统稳定性极限预测的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2005.
- [12] ANDREAS O, STEFAN R, MARTIN K, et al. Extension of Thusty's law for the identification of chatter stability lobes in multi-dimensional cutting processes[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2014, 82/83:50-58.

Dynamics Modeling and Stability Analysis of Regenerative Turning Chatter

QIU Hui, LI Guo-ping*, SUN Tao

(Faculty of Mechanical Engineering & Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: On the basis of the analysis of the mechanism of regenerative chatter in the computerized numerical control (CNC) lathing process, a dynamic model is constructed for the ex-circle turning chatter system and two formulas of the stability limit of cutting depth and the spindle speed related turning system of kinetic parameters are deduced. The stability lobes diagram of the cutting depth limit and spindle speed are obtained using the MATLAB software. Results of analysis show that improvement of the equivalent stiffness and equivalent damping ratio of vibration system can increase the stability lobes diagram's stability region, but improvement of the direction coefficient, cutting stiffness coefficient and cutting overlapping coefficient shall compromise the stability of the stability lobes diagram area. On the other hand, improving the natural frequency of the machine tool vibration system makes stability lobes figure curve move to the right and harder to be activated. These simulation results can provide corresponding theoretical basis to suppress chatter in practical processing.

Key words: regenerative cutting chatter; dynamic model; stability lobes diagram; region of stability

(责任编辑 史小丽)