DOI: 10.3901/JME.2019.03.208

基于动态切削过程仿真的外圆车削稳定性判定*

仇 健^{1,2}

(1. 沈阳建筑大学高档石材数控加工装备与技术国家地方联合工程实验室 沈阳 100081;

2. 沈阳机床(集团)有限责任公司高档数控机床国家重点实验室 沈阳 110142)

摘要: 建立考虑工件轴向和径向两个方向刀具刃倾角和模态方向的车削颤振模型。利用试验得到的切削力系数和模态参数,获得给定机床、刀具和工件组合下的颤振稳定域曲线。建立外圆车削轴类零件的动力学模型,主要包括刀具相对工件的动态切削力和动态位移模型。提出一种借助动态切削力和刀具动态位移时域仿真,以及相邻两转的切削力和位移动态成分映射截面来综合判断切削过程稳定性的方法。通过切削试验验证颤振稳定域判据和动态切削过程判据的准确性。利用该方法了解稳定切削和颤振切削的信号特点和分布规律。对比颤振稳定域和动态切削仿真两种稳定性判据的有效性、优缺点和适用场合,尤其通过典型零件的切削过程仿真说明动态切削仿真方法的优点。此外,还通过对动态切削过程的变模态参数仿真,分析模态参数对切削过程稳定性的影响。

关键词: 动态车削力; 动态位移; X - Y 平面; 稳定性判定; 车削颤振

中图分类号: TH161

Research on Cylindrical Turning Process Stability Judgment Based on Dynamic Cutting Process

QIU Jian^{1,2}

(1. National-Local Joint Engineering Laboratory of NC Machining Equipment and Technology of High-Grade Stone, Shenyang Jianzhu University, Shenyang 100081;

2. State Key Laboratory of High Grade NC Machine Tools, Shenyang Machine Tool (Group) CO., LTD., Shenyang 110142)

Abstract: A turning chatter model regarding inclination angle in axial and radial direction of workpiece, and modal direction of machining system is established. Based on the cutting force coefficients and modal parameters obtained from the cutting tests, the chatter stability lobe of given machine tool, tool and workpiece are obtained. The dynamic process models of cylindrical turning shaft are established, including the dynamic displacement between tool and workpiece and dynamic cutting force model. A method with the help of a X - Y mapping section of dynamic cutting force and that of dynamic displacement with the adjacent two spindle revolutions, in combination with time domain simulation signal of dynamic cutting force and dynamic displacement to comprehensively judge cutting process stability is put forward. The accuracy of chatter stability lobe and dynamic cutting process criterion are verified by cutting tests. The effectiveness, advantages and disadvantages of the two stability criteria are compared with the simulation results of the chatter stability lobe and the dynamic cutting simulation. The simulation results show that the dynamic cutting simulation method had the advantage of the simulation of the cutting process. In addition, the influence of the modal parameters on the stability of the cutting process is simulated by the variable parameters simulation of dynamic cutting process.

Key words: dynamic turning forces; dynamic displacement; X - Y plane; stability judgment; turning chatter

0 前言

针对金属切削过程中发生的颤振现象,通常采

用稳定性叶瓣图来进行预测。在稳定性叶瓣曲线上方区域内选择参数进行切削会引起颤振,造成刀具破损、零件加工表面质量下降,严重的还会造成机床主要部件损坏^[1]。在曲线下方选择参数时,切削过程稳定。在机床、刀具和工件确定下来后,颤振稳定域曲线可以用来描述机床每个主轴转速在稳定切削条件下可供选择的切削深度。有助于优化切

* 辽宁省自然科学基金(2015020109), 沈建大开放基金(SJSC-2015-11), 国家科技重大专项(2013ZX04001-031)资助项目。20180305 收到初稿, 20181104 收到修改稿

削参数获得更大的材料去除率, 充分发挥机床效能^[2]。然而, 影响颤振稳定域叶瓣图精确计算的因素众多, 除机床规格、主轴的额定功率、扭矩和转速等机床设计因素外, 刀具和工件材质、特征, 以及机床主轴和刀柄、刀柄和刀具、工件和夹具等零部件之间的结合刚度等因素都会对叶瓣图的绘制精度产生影响。此外, 若将刀具磨损等引起的过程阻尼因素^[3], 以及不同零部件间的模态耦合^[4]等因素加以考虑, 也会得到多种不同的颤振稳定域曲线。因此, 基于切削动力学理论建立颤振稳定域模型预测切削加工稳定性的方法对实际工程应用虽有价值, 但在准确获取稳定性叶瓣图, 真实反映机床动态特性对加工过程的影响一直是国内外学者研究的热点。

此外, 更多学者也开始利用其他方法对切削工艺系统的过程稳定性进行辨识和预测。SUH 等^[5]提出了一种使用离散小波变换方法表征铣削非线性动态特性的方法, 可辨识出从稳定到不稳定状态更为理想的结果, 并可应用到大规模制造过程的实时监控和优化。BRECHER 等^[6]建立了一种基于过程稳定性计算的时域仿真模型, 通过考虑切削过程的主动和被动变主轴转速参数化来优化切削厚度, 进而改善加工稳定性。文献[7-8]较为系统地建立了车削力预测模型, 在静态车削力基础上各自建立了体现切削系统动态性能的切削力模型, 能够较为精确地预测车削加工的动态切削力。文献[9-11]分别考虑了位移反馈、切屑几何模型、刀具磨损等非线性因素而建立动态切削力改进模型, 用于精确预测不同条件下的切削力。郭瑞琴等^[12]建立了三自由度再生型颤振的动力学模型, 利用 Matlab / Simulink 对刀具从接触工件至稳定切削过渡阶段的振动进行了瞬态响应仿真研究。本项研究重点在刀具角度, 尤其是工件径向和轴向两个方向刃倾角, 以及模态方向角上对切削稳定性判据进行改进, 建立颤振稳定域和动态切削过程仿真模型, 进而结合两种方法综合预测车削加工过程的稳定性。

1 车削颤振稳定域预测

1.1 颤振稳定域判定车削稳定性

切削加工中的颤振绝大多数属于再生型颤振, 或因再生颤振引起的耦合型颤振。车削再生颤振系统模型及原理如图1所示, 其中, 图1a中 k_y 、 k_z 、 c_y 、 c_z 为刀具在 Y 和 Z 方向的模态刚度和模态阻尼。外圆切削中, 刀具在进给方向和主切削方向刚度薄弱, 尤其进给方向是切削的薄弱方向。在工件的前后两相邻转内, 刀具相对工件的动态位移差形成了

动态切削厚度 h , 可表示为式(1)所示^[13]。

$$h(t) = h_0 - z(t) + z(t - \tau) \quad (1)$$

式中, h_0 为静态切削厚度, 即理论切削厚度; $z(t)$ 为形成当前切削表面的振动量; $z(t - \tau)$ 为工件前一转切削表面上的振动量; τ 为前后两转的时间差。

(a) 车削再生颤振模型

(b) 再生型颤振传递函数

图1 车削再生颤振模型

一般认为刀具在机床的竖直方向刚度足够大, 引起动态切屑厚度 h 变化的主要原因是切削力在进给方向的分力的波动。因此, 切削系统可以简化为式(2)所示单自由度系统。

$$\begin{pmatrix} \mu_1 & 0 \\ 0 & \mu_2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} m_z \ddot{z}(t) \\ m_y \ddot{y}(t) \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} c_z \dot{z}(t) \\ c_y \dot{y}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_z z(t) \\ k_y y(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (K_a + K_t)_z a_p [h_0 + z(t - \tau) - z(t)] \end{pmatrix} \quad (2)$$

式中, m_z 、 c_z 、 k_z 和 m_y 、 c_y 、 k_y 分别为系统在机床 Z 轴和 Y 轴方向上的模态质量、阻尼和刚度; K_a 为与刀具前刀面平行方向的切削力系数; K_t 为与刀具前刀面垂直方向的切削力系数; $(K_a + K_t)_z$ 为沿刀具进给方向并与刀具切削平面垂直方向的切削力系数, 相当于在机床坐标系 Z 轴方向的投影; a_p 为单边切削深度, mm。

由动态切削厚度产生的径向力是激发切削颤振的主要原因。外圆轴向车削的颤振预测可表示为图1闭环系统传递函数, 其稳定性判定的表达式如式(3)^[7-8]所示。

$$a_{p, \lim} = \frac{-1}{2(K_a + K_t)_z R_{G(z,y)N}} \quad (3)$$

$$\frac{f_c}{n} = N + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad (4)$$

$$\varepsilon = 2\pi - 2\arctan\left(\frac{R_{G(z,y)}}{I_{G(z,y)}}\right) \quad (5)$$

式中, $a_{p,lim}$ 为能够保证稳定切削的临界切深, mm; $(K_a + K_t)_z$ 为考虑刀具刃倾角的刀具前刀面平行和垂直方向的切削力系数在机床 Z 轴方向的有向分量; $R_{G(z,y)}$ 、 $I_{G(z,y)}$ 为颤振频率 $\omega_c = 2\pi f_c$ 处的传递函数的实部和虚部, 其中, f_c 是颤振频率, Hz; R_G 为传递函数的负实部; n 为主轴转速, r/min; N 为发生颤振时刀具复印在工件上的整数波纹数; $\varepsilon/2\pi$ 为每转表面振纹的非整数部分, 其中, ε 是刀具在当前转与前一转间相对工件的振动相位差。

由表达式(3), 在系统传递函数为负值时, 能获得数值为正的临界切深, 说明颤振能发生在系统传函为负值的任何频率上。当得到切削工艺系统的颤振稳定域曲线后, 若选取极限切深的最小值, 则可以保证在任何主轴转速下都避免切削颤振的发生。

1.2 动态切削信号判定切削稳定性

除利用颤振稳定域进行切削稳定性的预测外, 还可以利用动态切削信号仿真对切削颤振进行预测^[14]。通过对切削加工的时域信号进行特征辨识, 掌握稳定切削、颤振、以及临界稳定等状态下的信号特征, 并以此作为评判切削稳定性的依据。体现切削状态的最具有代表性的动态信号通常有切削力、切削振动、功率、刀具-相对工件的加工变形等, 其中动态车削力信号和刀具相对工件的动态位移尤其适合作为评定车削稳定性的判据。车削过程中的切削力包括两部分: 一是切削力的稳态分量, 量值接近实测切削力的平均值, 它是引发切削变形所必需的力; 二是切削力的动态分量, 表现为以平均切削力为中心上下波动的类正弦信号。动态分量是由切削过程中的各种随机振动引起, 这些激振源主要来自地基、机床、工件、刀具、夹具、切屑以及测力仪本身。各种不同的自激频率和激振频率的振动叠加后, 不仅引起刀尖强迫振动, 还会引起自激振动。自激振动以刀尖上的力和位移的变化表现出来, 当刀具出现切削用量增大时, 刀具与工件的接触面积增大, 摩擦力也增大, 从而引起动态切削力的变化。这就是动态切削力产生的原因。

车削加工中作用于刀具上的力可以简化为作用于前刀面上切削点的集中力, 前刀面是垂直于切屑生成的法向平面, 因此, 通过切削力系数计算得到作用于刀具前刀面上相对工件的径向、切向、轴向切削力可认为是坐标系为图中 nta 坐标系。通过轴

向和径向两个方向刃倾角 λ_1 、 λ_2 旋转, 经坐标变换可以转为机床坐标系 XYZ 下的方向力, 如图 2 所示。 λ_1 、 λ_2 两个夹角共同组成车削系统传递函数的有向成分。

图2 车削力坐标变换

与静态切削力类似, 将切削力模型中的切削厚度用动态切削厚度代替, 并增加切削力的刃口力分量, 得到式(6)动态切削力作用于刀具前刀面上相对工件的径向、切向、轴向切削力 $F_n(t)$ 、 $F_t(t)$ 和 $F_a(t)$ 。

$$\begin{cases} F_n(t) = K_{nc}A(t) + K_{ne}l(t) \\ F_t(t) = K_{tc}A(t) + K_{te}l(t) \\ F_a(t) = K_{ac}A(t) + K_{ae}l(t) \end{cases} \quad (6)$$

式中, $A(t)$ 为刀具切削工件的动态切削截面积, mm^2 ; $l(t)$ 为外圆车削时刀具主切削刃接触工件的长度, mm; K_{nc} 、 K_{tc} 、 K_{ac} 为法向、切向、轴向的切削力系数, 可通过实验获得, N/mm^2 ; K_{ne} 、 K_{te} 、 K_{ae} 为法向、切向、轴向的刃口力系数, 可通过试验获得, N/mm 。

动态车削力的径向、切向和轴向分量经坐标变换得到式(7)所示沿机床 X 轴、Y 轴和 Z 轴坐标方向

的切削力分量 F_x 、 F_y 和 F_z 。

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \lambda_1 & \cos \lambda_1 \sin \lambda_2 & 0 \\ -\sin \lambda_2 & \cos \lambda_1 \cos \lambda_2 & -\sin \lambda_1 \\ 0 & \cos \lambda_2 \sin \lambda_1 & \cos \lambda_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_n \\ F_t \\ F_a \end{pmatrix} \quad (7)$$

式中, F_{zy} 为轴向和切向切削力合力, $F_{zy} = \sqrt{F_z^2 + F_y^2}$;

λ_1 、 λ_2 为表示前刀面在工件轴向和径向的刃倾角

在 YOZ 平面上, 模态方向的方向因子模型如图 3 所示。

图 3 激振力敏感方向的方向因子

刀具垂直进给方向的加工表面的模态方向^[15]可按式(8)所示分解。因此, 得到两个方向的方向因子如式(9)计算。

$$F_z = F_a \cos \alpha_1 + F_t \cos(\alpha_2) \quad (8)$$

$$\begin{cases} \mu_1 = \cos \alpha_1 \\ \mu_2 = \cos \alpha_2 \end{cases} \quad (9)$$

式中, μ_1 、 μ_2 为模态方向因子, α_1 、 α_2 为模态方向角。在车削中不考虑外部振源, 由于刃倾角的存在, 认为刃倾角与模态方向角相等, 即 $\lambda_1 = \alpha_1$, 其中, α_1 是切削时的主振方向与刀具方向的夹角^[16]。

在实际加工中, 由于刀具和工件在切削力作用下都会发生变形, 并且切削振动也会改变切削力作用的方向, 切削中一般伴随切削方向角, 并且方向角会决定模态方向。在再生型颤振中增加的有向传递函数会决定车削中的合成切削力系数。由切削颤振理论可知, 通常情况下对于同种材质的工件, 使用的刀具不同或热处理等工艺不同, 实际测量获得的切削力系数不相等。一般, 切削力系数越大, 颤振稳定域曲线的临界切深越小。由于切削方向角通常不为零, 造成切削力分力方向、主振方向、以及合成切削力系数不确定, 进而对颤振稳定域曲线的临界切深产生影响, 从而造成颤振的临界稳定不会像颤振稳定域预测那样在理论上有十分清晰的临界曲线, 使得颤振的预测存在一定的不确定性。

由动态切削位移与动态车削力之间的函数关系, 见式(10)~(12), 可得到车削加工中受动态切削力作用而产生的刀具相对工件的动态位移。

$$\begin{pmatrix} \ddot{U}_{y(n)} \\ \ddot{U}_{z(n)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{m_y} & -\frac{c_y}{m_y} & -\frac{k_y}{m_y} \\ \frac{1}{m_z} & -\frac{c_z}{m_z} & -\frac{k_z}{m_z} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{y(n)} & F_{z(n)} \\ \dot{U}_{y(n-1)} & \dot{U}_{z(n-1)} \\ U_{y(n-1)} & U_{z(n-1)} \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{pmatrix} \dot{U}_{y(n)} \\ \dot{U}_{z(n)} \end{pmatrix} = (1 \quad dt) \begin{pmatrix} \dot{U}_{y(n-1)} & \dot{U}_{z(n-1)} \\ \dot{U}_{y(n)} & \dot{U}_{z(n)} \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$\begin{pmatrix} U_{y(n)} \\ U_{z(n)} \end{pmatrix} = (1 \quad dt) \begin{pmatrix} U_{y(n-1)} & U_{z(n-1)} \\ \dot{U}_{y(n)} & \dot{U}_{z(n)} \end{pmatrix} \quad (12)$$

式中, $\ddot{U}_{y(n)}$ 、 $\dot{U}_{y(n)}$ 、 $U_{y(n)}$ 和 $\ddot{U}_{z(n)}$ 、 $\dot{U}_{z(n)}$ 、 $U_{z(n)}$ 为第 n 转 Y 轴的瞬时加速度、速度和位移, 以及第 $(n-1)$ 转 Y 轴的瞬时速度和位移; $\ddot{U}_{z(n)}$ 、 $\dot{U}_{z(n)}$ 、 $U_{z(n)}$ 和 $\ddot{U}_{y(n)}$ 、 $\dot{U}_{y(n)}$ 、 $U_{y(n)}$ 为第 n 转 Z 轴的瞬时加速度、速度和位移, 以及第 $(n-1)$ 转 Z 轴的瞬时速度和位移; $F_{y(n)}$ 、 $F_{z(n)}$ 为第 n 转 Y 和 Z 轴的动态切削力

由此可见, 车削加工中的动态车削力与动态位移之间相互作用, 动态切削力以及动态位移的大小和方向与切削系统的模态参数有关。

2 两种方法的切削试验对比验证

首先, 获得机床、刀具和工件组合下的切削力系数和切削系统模态参数。试验在沈阳机床 BRT 3665 经济型数控车床上进行, 主轴电机额定功率 5.5 kW, 转速 200~4 000 r/min。数据采集如图 4 所示, Kistler 9121 车削测力仪, 5070 电荷放大器和 Dynaware 软件, 东方噪声振动系统和 DASP 软件, Kisler 9722 A500 冲击力锤, Kisler 8778A500 加速度传感器。

图 4 车削力测试装置

试验在恒定主轴转速下,通过变进给和变切深组合切削试验获得各设定切削参数下的切削力。刀具应用 Sandvick PDJNL 2020K 15, 刀尖圆弧半径 0.8 mm, 刀具主偏角 93°, 刀尖角 80°。工件材料为常见的 45 钢棒料, 硬度 178 HB。试验切削参数和获得的在机床 X、Y、Z 方向的平均切削力经式(7)计算如表 1 所示前刀面上相对工件径向、轴向和切向的切削力, 其中转速为 1 000 r/min, 单边切削深度为 1 mm。

表 1 切削参数和变换得到的切削力

进给量 f_r /(mm/r)	切削力 F_r /N	切削力 F_a /N	切削力 F_t /N
0.1	-282.29	417.96	655.83
0.2	-402.92	529.6	1 043.04
0.3	-526.24	614.54	1 421.33
0.4	-614.41	654.69	1 742.6
0.5	-723.35	723.06	2 100.02
0.6	-829.7	781.03	2 450.65

随后, 建立表 1 中车削力与每转进给量线性曲线如图 5。辨识车削力系数如表 2 所示。其中 K_{nc} 、 K_{tc} 、 K_{ac} 、 K_{ne} 、 K_{te} 、 K_{ae} 分别表示径向、切向和轴向切削力系数和刃口力系数。由式(13)获得机床 XY 平面上的法向车削力与刀具切削截面上合力的夹角 β 。经计算, 切削力夹角 β 为 61.2°。

图 5 进给量对平均车削力的影响

表 2 试验获得的切削力系数

参数	数值
径向切削力系数 K_{nc} /(N/mm ²)	-1 081.9
径向刃口力系数 K_{ne} /(N/mm)	-184.5
切向切削力系数 K_{tc} /(N/mm ²)	3 561.8
切向刃口力系数 K_{te} /(N/mm)	322.28
轴向切削力系数 K_{ac} /(N/mm ²)	695.97
切向刃口力系数 K_{ae} /(N/mm)	376.56

$$\beta = \arctan(F_y/F_x) \quad (13)$$

获得切削系统的频响函数, 辨识得到在工件径向水平和轴向两个方向上的模态参数如表 3 所示。

表 3 试验获得的工件模态参数

轴	阶次	频率 f /Hz	刚度 $k/(\times 10^8 \text{ N/m})$	阻尼 $c/(\times 10^3 \text{ N-s/m})$	质量 m/kg
Y	1	116.98	0.53	1.98	98.09
	2	193.20	0.51	1.27	35.23
Z	1	113.83	0.39	1.63	76.24
	2	191.18	0.37	0.80	25.47

在颤振稳定域的计算中, 将试验获得的切削力系数和工件-主轴系统的模态参数 m 、 c 、 k 经颤振稳定域模型计算得出稳定域曲线, 如图 6 所示(图中 $\square$ 表示颤振, $\circ$ 表示稳定, $\diamond$ 表示临界稳定)。其中, 考虑有向传递函数对颤振稳定域曲线的影响, 方向角为 $\alpha_1=6^\circ$ 和 $\alpha_2=84^\circ$ 。

图 6 颤振稳定域曲线

利用动态车削信号辨识车削加工稳定性时, 以模态方向(切向、法向)与机床方向夹角分别为 $\alpha_1=6^\circ$ 和 $\alpha_2=84^\circ$ 进行动态切削力计算和试验验证。将切削力系数和 m 、 c 、 k 值输入动态切削力和动态位移模型, 得到时域曲线, 并与实测切削力数据对比如图 7 所示。试验主轴转速 1 000 r/min, 径向切深 1 mm, 每转进给量 0.2 mm, 切削后直径 44.5 mm。可见, 所建立的动态车削力模型能准确地与试验车削力数据对应。

图 7 稳定车削的动态切削力模型试验验证

动态车削力引起的刀具-工件相对振动量 d 可由式(14)表示, 计算如图 8。结合图 7 动态车削力图说明该参数时切削处于稳定切削状态。这与图 6 中利用颤振稳定域方法获得的预测结果相近。

图 8 机床 Z 轴动态位移

若切削力不含有动态切削力成分, 则理论上频谱应不含有明显的频率峰值。由转速 1 000 r/min, 切削深度 1 mm, 每转进给量 0.2 mm/r 的动态切削力频谱试验(图 9)分析不难发现, 加工中无明显峰值, 说明该参数时切削力几乎不含有动态成分, 不会对加工中前后两转的刀具-工件相对位移造成影响。因此, 该切深下可以实现稳定切削, 加工表面没有明显振纹, 如图 10 所示。

图 9 稳定切削时的车削力频谱

图 10 稳定切削时的加工表面

保持转速和每转进给量不变, 继续增加切深, 当切削深度达到 2.5 mm 时, 切削发生颤振, 此时的切削时动态切削力曲线的试验验证结果如图 11 所示。切削试验参数: 转速 1 000 r/min, 径向切深 2.5 mm, 每转进给量 0.2 mm, 切削后直径 39.5 mm。与图 7 稳定切削不同, 随着切削的进行, 切削力信号的动态成分显著增大, 切削过程趋向不稳定。

此时, 切削力频谱图上出现频率峰值(图 12), 说明加工中发生了颤振。能量主要集中在 303.19 Hz, 及其倍频 606.61 Hz 附近, 在 303.19 Hz 这个主要频率附近伴随有 290.3 Hz 和 320.2 Hz 分量。X、Y 和 Z 三个轴向的力谱有着同步分布的频率分量。车削颤振导致前后两个转动周期内刀具振动存在差异, 反映在加工表面上则会出现图 13 所示波纹。

图 11 不稳定车削的动态切削力模型试验验证

图 12 颤振切削时的车削力频谱

图 13 颤振切削时的加工表面

将切削试验与颤振稳定域预测方法(图 6)给出全部主轴转速-切深参数的稳定性判断对比发现, 颤振的预测结果与实际基本相当。颤振稳定域的整体临界切深在 1.6 mm 左右, 但是在一些转速下可实现更大切深参数的稳定切削。

3 动态切削过程判定与叶瓣图判定

动态切削过程仿真方法与颤振稳定域方法预测切削稳定性的区别在于预测模型不同, 实现目的、适用范围不同。相同点是都能够用来预测切削稳定性, 并且动态切削过程仿真方法更能够反映出切削加工状态。针对颤振判据的认识, 以及两种方法的特点分析和对比如下。

(1) 有关颤振稳定域的研究始终是一个热点,

尤其是稳定域计算精度的问题,国内外很多学者采用了多种模型、在最初理论的基础上引入了更多的影响因素方面的思考,如过程阻尼、刀具角度、切削方向角、多维模态参数等,也有应用HHT变换、时频域结合等方法帮助判定切削稳定性。但是,众多方法在预测切削稳定性时存在一定的误差,甚至临界稳定曲线会有较大差别,更难以完全与实际加工相对应。在实际应用中稳定与不稳定的临界区间往往比较模糊,可以理解为一个在临界稳定曲线上上下浮动的一个区间,而这个区间多大,在稳定域曲线上无法精确反映。它与切削系统的模态参数和切削力系数等因素有关,并且会随着切削工艺系统动力学参数(如工件刚度、频率、刀具磨损等)的变化而发生改变。颤振的预测从判据的理论依据上来说,无论是采用何种方法,对于模态参数识别、切削力系数的获得要求较高。

(2) 颤振稳定域方法能够获得一台机床在给定刀具-工件-装夹等条件时可保障机床实现稳定切削的主轴转速-切深等参数匹配。但是,颤振稳定域判据方法无法表述出稳定域图上任意一个转速-切深参数匹配下的时域切削状态。利用动态切削力和动态位移的方法可以预测切削过程的稳定性,反映出切削加工中刀具相对工件的受力和振动等物理量随时间发展的信息^[17]。

(3) 结构较为复杂的机床在进行模态参数辨识时,传递函数杂乱,伴随着多个不易进行取舍的模态,若不进行简化,稳定域曲线的计算结果较难识别,甚至绘制不出来。通常,为了获得更容易识别的叶瓣图,会对切削系统进行简化,其简化结果对于稳定性预测的精度有较大影响。因此,应用传统颤振稳定域曲线进行切削参数选择时,为了避免颤振,一般会将切削参数选择稍小一些,这样就限制了机床的利用率。

(4) 变型面或复杂型面的加工,应用动态切削仿真的方法判断切削稳定性比颤振稳定域方法更具有优势^[18]。如图14所示变型面车削案例,在对零件的外圆型面进行加工时,应用动态切削信号预测

图14 变型面切削案例

加工中刀具位置的实时切削力和振动,可判断整个加工过程的切削稳定性。可依据加工全程的仿真信号获得切削不稳定区域在切削工艺流程中所处的具体位置,进而有助于优化切削参数和加工工艺。

当切削工艺系统模态参数一定,刀具切削工件的切削力系数一定,对于不同型面加工的差异主要在于工件型面特征不同和切削参数不同。并且,切削力模型中,普遍不包含工件直径和主轴转速等参数。因此,对于图14案例中的只使用一把刀具完成外圆型面加工の場合,只需要在动态切削力模型中将刀具处于工件不同位置的切削深度和进给等切削参数即可实现动态车削力的实时预测。图15a为图14零件在表4切削参数得到的粗加工阶段动态切削力仿真信号。借此,在未进行加工之前对每个型面特征在给定的切削参数下预先了解切削加工中可能发生的状态,并预判切削稳定性。可以发现,粗加工阶段的第二个特征型面在给定的切削参数下处于从临界稳定到不稳定切削的过渡状态。而其余阶段虽然切削用量相近,但由于各个型面在加工时的主轴转速不同,从而由切削稳定性的切削深度-主轴转速匹配关系可知,切削基本处于稳定切削状态。

(a) 优化前的粗加工切削力

(b) 优化后的粗加工切削力

图15 粗加工条件下的动态切削力过程仿真

表 4 优化前各特征对应的粗加工参数

特征 ID	刀具	过程描述	转速 /(r/min)	切深 /mm	进给量 /(mm/r)	长度 /mm
1	T1	粗车螺纹外圆	2 500	2.0	0.50	24.1
	T2	精车螺纹	—	—	—	
2	T1	精车外圆	2 400	2.0	0.50	26.9
3	T1	精车外圆圆锥	2 700	2.0	0.35	26.1
4	T1	精车外圆	3 300	2.0	0.50	31.8
5	T1	倒圆及精车外圆	2 700	2.0	0.20	14.0

对于第二个型面，未达到完全稳定切削，可利用图 6 将主轴转速适当提高或减小，使切削参数落在稳定切削区域，同时，对于切削力较小的切削参数可以适当提高切削用量，从而在保证稳定切削时，仍可提升加工效率，如图 15b 所示为调整主轴转速后的切削力更稳定、平均，加工时间更短，整体切深和材料去除率更大。调整后的切削参数见表 5。

表 5 优化后各特征对应的粗加工参数

特征 ID	刀具	过程描述	转速 /(r/min)	切深 /mm	进给量 /(mm/r)	长度 /mm
1	T1	粗车螺纹外圆	2 500	2.0	0.35	24.1
	T2	精车螺纹	—	—	—	
2	T1	精车外圆	3 350	2.2	0.40	26.9
3	T1	精车外圆圆锥	3 400	2.0	0.35	26.1
4	T1	精车外圆	3 400	2.0	0.40	31.8
5	T1	倒圆及精车外圆	3 010	2.5	0.30	14.0

图 16 为图 11 零件在精加工阶段对应的动态切削力仿真信号。各个型面特征在精加工时对应的切削参数如表 6 所示。可见，精加工阶段切削稳定，这样的参数可以获得十分良好的加工表面。

图 16 精加工的动态切削力过程仿真

表 6 各特征对应的精加工参数

特征 ID	刀具	过程描述	转速 /(r/min)	切深 /mm	进给量 /(mm/r)	长度 /mm
1	T1	粗车螺纹外圆	2 400	2.0	0.30	24.1
	T2	精车螺纹	2 800	1.0	0.15	
2	T1	精车外圆	3 460	1.0	0.30	26.9
3	T1	精车外圆圆锥	2 810	0.5	0.20	26.1
4	T1	精车外圆	3 200	0.5	0.20	31.8
5	T1	倒圆及精车外圆	3 010	0.5	0.15	14.0

对于多个刀具共同完成型面多个工序的加工场合，则需要先将这些刀具的切削力系数和模态参数确定，将不同工序刀具的使用和工序内落刀点处的切削参数对应，从而完成多刀工序的动态切削力预测。如表 6 中特征 1 为螺纹切削，图 16 中给出了使用 T1 刀具精车螺纹外圆型面的动态切削力仿真曲线，但是，对于下一个节拍使用 T2 螺纹车刀完成螺纹型面加工就需要预先获得 T2 车刀的切削力系数和模态参数，从而实现对螺纹车削稳定性的预判。

(5) 利用动态切削力预测和判断切削稳定性是一种可以获得切削过程信号的方法，可以弥补颤振稳定域方法的不足，更细致地了解切削加工状态。但是，该方法也存在一定的不足，相对于颤振稳定域叶瓣图方法，该方法无法在一次计算中获得全部转速范围内的轴向临界稳定切深，对于多个参数匹配需要多次重复计算，计算量较大。综上，该方法可以作为稳定性叶瓣图方法的补充，特别适用于反映切削系统动态切削过程的预测。

4 基于动态切削过程的稳定性判定

表 7 给出了主轴转速在 3 400 r/min，进给率为 0.2 mm/r 时不同切削深度对应的动态切削力和动态位移的时域仿真结果，以及动态切削力和动态位移的动态成分在相邻转和相邻点关联的 X-Y 图，用来综合判断给定转速下的切削稳定性。表 7 第一列切削深度为 2 mm，刀具-工件之间的切削力和动态位移的时域曲线几乎无动态成分，说明切削过程稳定；此时，切削力和位移动态成分的 X-Y 图上的绝大多数点集中于一个位置，少数点离散，点轨迹几乎无交叉，处于稳定切削状态。第二列切深 3.5 mm，动态切削力和动态位移在切削初期波动较大，随后逐渐减小并趋于稳定；X-Y 图上的点分布较切深 2 mm 时扩大，但同 2 mm 时一样表现为多数点集中，少数点离散，点轨迹出现交叉，此时也为稳定切削。当切深达到 3.8 mm 时，第三列中的切削力和位移时域仿真曲线从初始切削开始，幅值包络几乎没有变化，表现为等幅值振动，说明此时切削达到了临界稳定状态；并且 X-Y 图上的点分布范围进一步扩大，点轨迹交叉增多，属于临界稳定切削。当切深达到 4 mm 后，第四列中动态切削力和动态位移随着切削的深入由初期小幅振动逐渐增大；X-Y 图上的集中点分布范围扩大，离散点消失，点轨迹较集中，切削处于混沌不稳定状态。

表7 主轴转速在 3 400 r/min 时不同径向切深下的切削状态

切深	$a_p=2\text{ mm}$	$a_p=3.5\text{ mm}$	$a_p=3.8\text{ mm}$	$a_p=4\text{ mm}$
动态切削力				
动态位移				
动态切削力稳定判定				
动态位移稳定判定				
状态	稳定(s)	稳定(s)	临界稳定(r)	不稳定(c)

图 17 给出了主轴转速在 3 200 r/min, 进给率 0.2 mm/r 时, 切削深度分别在 1.5 mm 和 2.0 mm 时对应的动态切削力时域仿真信号和动态成分的 X-Y 图。径向切深在 1.5 mm 时为稳定切削, 切深 2 mm 时超出临界稳定切深。与颤振稳定域方法得到的数据结果一样, 主轴在 3 200 r/min 时, 动态切削信号上反映出的临界切深远小于 3 400 r/min 时。

图 17 主轴转速在 3 200 r/min 时不同切削深度下的切削状态

此外, 图 5 和表 7、图 17 还给出了利用颤振稳定域方法和动态切削过程仿真的结果对比。可见, 利用动态切削仿真信号获得的稳定性预测与颤振稳定域得到的临界切深在数值上偏差不大。

5 影响动态切削过程稳定性的因素

数控机床切削工艺系统由主轴、工件、刀架、刀具等组成, 系统的模态参数会对机床的切削稳定性产生影响^[16,19]。为了从根本上提高材料去除率, 还需要对机床切削端的结构模态进行优化。通过研究动态切削力仿真信号, 修改模态参数预测相应条件时的切削稳定性, 可以给出机床的改进方向。

图 17b 中主轴转速在 1 000 r/min, 进给速度 0.2 mm/r, 切深 2.5 mm 时发生了颤振。利用动态切削力和动态位移模型可得到不同模态参数对切削稳定性的预测结果。改变模态刚度, 将原来 Z 方向的一阶模态的刚度 $k_{z1} = 0.39 \times 10^8\text{ N/m}$ 改为 $1.39 \times 10^8\text{ N/m}$, 由图 18 中可发现 Z 方向刚度增大, 切削由图 17 的不稳定转为稳定, 说明提高系统刚度有助于提高切削系统的临界切深, 改善机床的加工性能。

图 18 增大模态刚度的效果

当保持 Z 轴向和 Y 轴向的模态刚度、质量, 以及 Y 轴阻尼不变时, 只改变 Z 轴模态阻尼, 将原有 Z 方向二阶模态阻尼 $c_{22} = 0.80 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 提高到 $1.27 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 得到图 19 所示动态切削力和动态位移图。由此可见, 提高模态阻尼可以改变稳定性叶瓣的临界切深, 对加工稳定性起到改善作用。

图 19 增加模态阻尼的效果

当保持 Z 轴向和 Y 轴向的模态刚度、阻尼, 以及 Y 轴质量不变时, 只改变 Z 轴二阶模态质量由原有 $m_{22} = 25.47 \text{ kg}$, $m_{22} = 76.4 \text{ kg}$ 分别提高到 105.47 kg 和 176.24 kg 。由图 20 动态切削的仿真信号可见, 切削状态得到改善, 但提高模态质量对切削工艺系统改善切削稳定性的作用稍弱。

此外, 当切削工艺系统的模态参数无法改变时 (即固化机床-刀具-工件), 稳定切削主要受切削参数影响。其中起决定作用的是切削深度。此外, 改变主轴转速可以在某些特定转速下获得更大的切削极

限切深。这与颤振稳定域方法中转速和颤振频率会影响叶瓣的分布形态具有相同的结论。

图 20 提高模态质量的效果

6 结论

(1) 建立考虑刀具沿工件轴向和径向两个方向刃倾角的车削颤振模型, 获得颤振稳定域和动态切削仿真信号。对比分析得到两种用于判定切削稳定性的判据的特点和适用范围。

(2) 根据动态切削厚度产生机理建立动态切削力和动态位移的数学模型, 获得切削过程的时域信号。经试验验证, 模型计算结果可以很好地与试验数据对应。该时域信号可作为判断切削过程稳定性的依据, 弥补颤振稳定域方法无法反映切削加工时域过程的不足。

(3) 建立动态位移和动态切削力在相邻两转和相邻两点的 $X-Y$ 图。利用 $X-Y$ 图在稳定、不稳定和临界稳定几种状态下的不同特征来评估切削系统的稳定性。 $X-Y$ 图方法能够与颤振稳定域曲线对应。

(4) 通过改变切削工艺系统模态参数, 利用动态切削过程稳定性判据方法评估切削稳定性。分析模态参数对切削稳定性的影响。研究发现, 增大系统刚度和阻尼、减小模态质量都可以改善切削稳定性, 获得更大的稳定切削极限。

参考文献

- [1] URBKAIN G, FERNANDEZ A, LOPEZ L, et al. Stability lobes for general turning operations with slender tools in the tangential direction[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2013, 67: 35-44.
- [2] 石莉, 陈尔涛, 姜增辉. 正交车铣铝合金薄壁回转体振动信号的试验分析[J]. 兵工学报, 2009, 30(3): 356-360. SHI Li, CHEN Ertao, JIANG Zenghui. Test analysis on

- vibration signal of thin aluminium-alloy cylinder machined with orthogonal turn-milling[J]. *Acta Armamentarii*, 2009, 30(3): 356-360.
- [3] ALWARAAMY T, SANGEETHA N, NAVANEETHAN S. Stability and vibration signal analysis in hard turning[C]//The Fifth International Conference on Vibration Engineering and Technology of Machinery. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009: 27-28.
- [4] OZLU E, BUDAK E. Analytical Modeling of chatter stability in turning and boring operations—Part II: Experimental verification[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 2007, 129: 733-739.
- [5] SUH C, KHURJEKAR P, YANG B. Characterisation and identification of dynamic instability in milling operation[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2002, 16(5): 853-872.
- [6] BRECHER C, HERMES R, EPPLE A, et al. Simulative parameterization of dead time variable rotation speed behavior to improve process stability in high performance cutting[J]. *Procedia CIRP*, 2012, 4: 2-10.
- [7] SCHMITZ T L, SMITH K S. *Machining dynamics - frequency response to improved productivity*[M]. New York: Springer Science, 2009.
- [8] ALTINTAS Y. *Manufacturing automation: Principles of metal cutting and machine tool vibrations*[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.
- [9] HAMED M, FIROOZ B N, MOHAMMAD R M. Nonlinear behaviour of the regenerative chatter in turning process with a worn tool: Forced oscillation and stability analysis[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2010, 45: 1050-1066.
- [10] ARMAREGO E A, KATTA R K. Predictive cutting model for forces and power in self-propelled rotary tool turning operations[J]. *Annals of the CIRP*, 1997, 46(1): 19-24.
- [11] ENDRES W J, SUTHERLAND J W, DEVOR R E. A dynamic model of the cutting force system in the turning process[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2003, 43: 1163-1170.
- [12] 郭瑞琴, 武帅, 李中. 外圆车削加工过程中再生型颤振的建模与分析[J]. *中国工程机械学报*, 2015, 13(3), 252-257.
- GUO Ruiqin, WU Shuai, LI Zhong. Modeling and analysis on regenerative fluttering for cylindrical turning[J]. *Chinese Journal of Construction Machinery*, 2015, 13(3): 252-257.
- [13] 李勤良, 汪博, 赵斌, 等. 考虑非线性迟滞力的机床颤振系统稳定性研究[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(11): 43-49.
- LI Qinliang, WANG Bo, ZHAO Bin, et al. Research on the chatter stability of machine system taking the nonlinear hysteretic force into consideration[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(11): 43-49.
- [14] CHIGBOGU G, OZOEGVU, SAM N. O. Time domain chatter stability comparison of turning and milling processes[J]. *International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering*, 2012, 3(11): 25-30.
- [15] ANDREAS O, GUNTER R. Application of spindle speed variation for chatter suppression in turning[J]. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 2013 6: 102-109.
- [16] 蔡力钢, 孙光辉, 刘志峰, 等. 动态激励下多参数对不落轮轮对车削稳定性的影响[J]. *北京工业大学学报*, 2016, 42(8): 1121-1128.
- CAI Ligang, SUN Guanghui, LIU Zhifeng, et al. Influence of multiparameter with dynamic excitation on turning stability for underfloor wheelsets[J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2016, 42(8): 1121-1128.
- [17] KAMBIZ H H, HAMED M, GHOLAMREZA V, et al. Spindle speed variation and adaptive force regulation to suppress regenerative chatter in the turning process[J]. *Journal of Manufacturing Processes*, 2010, 12, 106-115.
- [18] 谭方浩, 焦黎, 王西彬, 等. 基于 B 样条曲线建模预测复杂型面动态车削力[J]. *计算机集成制造系统*, 2014, 20(12): 3048-3057.
- TAN Fanghao, JIAO Li, WANG Xibin, et al. Dynamic force prediction model in complex surface turning based on B-spline curves[J]. *Computer Integrated Manufacturing Systems*, 2014, 20(12): 3048-3057.
- [19] FENG P F, YU D W, WU Z J. Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2008, 48: 1268-1275.

作者简介: 仇健, 男, 1981 年出生, 博士, 教授级高级工程师。主要研究方向为数控机床共性技术, 切削磨削加工技术。
E-mail: qiu Jian1981@126.com