

# 大型焊接筒节切削刀具的振动特性\*

程耀楠, 刘利, 巩亚楠, 吴明阳, 钱俊, 严复钢

(哈尔滨理工大学高效切削及刀具国家地方联合工程重点实验室 哈尔滨, 150080)

**摘要** 为了研究大型焊接筒节切削过程中刀具的振动特性, 首先, 对切削振动的产生机理进行分析, 建立大型焊接筒节切削过程动力学模型; 然后, 通过参照实际生产加工条件进行切削振动模拟实验, 结合模型变化规律修正法对振动模型进行修正, 从而验证模型在实际应用中对切削振动预测的可行性与精度保持性; 最后, 确定大型焊接筒节切削振动产生的临界条件, 为进一步研究大型结构不稳定零件加工过程的振动规律提供理论支撑。

**关键词** 大型焊接筒节; 刀具振动; 动力学模型; 数值分析

**中图分类号** TH113

## 引言

机械切削过程中的切削振动, 会引起工件加工精度差、加工效率低、刀具使用寿命短以及安全性差等问题。在切削复杂结构零部件加工时, 更容易出现振动现象<sup>[1-2]</sup>。大型焊接筒节由若干锻造筒节焊接而成, 由于其尺寸规格和壁厚之比高达 50 : 1, 是典型的结构不稳定零部件<sup>[3-4]</sup>。其焊接后需要切削内圆周槽, 由于零件尺寸非常大, 因此加工过程中刀具处于较大悬伸状态, 悬伸量的大小直接影响加工过程中刀具的刚性, 同时加工过程中在切削力激励下容易出现加工变形和切削振动等问题<sup>[5-7]</sup>。切削过程中, 由于切削振动的加剧, 出现振幅超过几十微米的颤振, 并伴随有较大的切削噪声。当切削过程中振幅超过 90  $\mu\text{m}$  时, 极有可能造成刀具和工件的损坏, 进而影响整个加工进程。切削振幅在 90  $\mu\text{m}$  以下时, 虽然能够保证正常的切削加工, 但是加工中较大振幅的突变必定引起已加工表面产生振动波纹。经分析, 在大型焊接筒节车削过程中, 振幅较大的情况多数是由于再生效应的反馈作用所引起的自激颤振<sup>[8-10]</sup>。由于加工过程中刀具悬伸量较大, 前一次走刀后可能在已加工表面留下振纹, 在下次切削工程中, 由于叠加效应, 振纹便会对切削产生影响。当进行切削内环槽时(采用较大的刀具悬伸量和较大的切削宽度  $b_D$  或切削深度  $a_p$ ), 会激起动态不稳定现象的发生<sup>[11]</sup>。当刀具采用适当的悬伸量,

或是当切削宽度  $b_D$  或切削深度  $a_p$  在某个极限范围内时, 不会发生切削颤振。

目前, 针对大型焊接筒节切削稳定区域, 研究其切削振动及相关技术, 对保证加工过程动态平稳性、提高加工质量和生产效率具有十分重要的意义。

## 1 大型焊接筒节切削过程动力学分析

### 1.1 大型焊接筒节切削过程振动特性

车削筒节内孔环槽时(切削简图如图 1 所示), 筒节变形较小, 但是相比大型筒节的壁厚, 刀具系统的相对刚性较弱。由于刀具处于较大悬伸状态下, 刀具的变形也随之增大, 同时刀具与工件的相对振动的趋势增大; 因此, 在加工大型焊接筒节过程中, 刀具系统是整个机床切削系统的薄弱环节, 是大型焊接筒节切削过程中引起振动的主要因素。

当切削用量超过某一限度后, 便会发生激烈的振动。引起大型焊接筒节切削过程颤振主要是由刀具切削轨迹的叠加效应所引起的再生振动, 即由上次振动所残留下的振纹与本次切削振动位移存在相位差, 导致刀具切削厚度不同, 切削过程中所产生的交变力变化造成切削系统出现切削再生振动效应。

根据上述再生振动的理论, 切削过程中力的动态分量的振幅  $Y$  与刀具的振动位移  $y(t)$  之间的传递函数为

\* 国家自然科学基金资助项目(51205095); 黑龙江省教育厅科学技术重点资助项目(12541z006)  
收稿日期: 2013-10-17; 修回日期: 2014-09-09

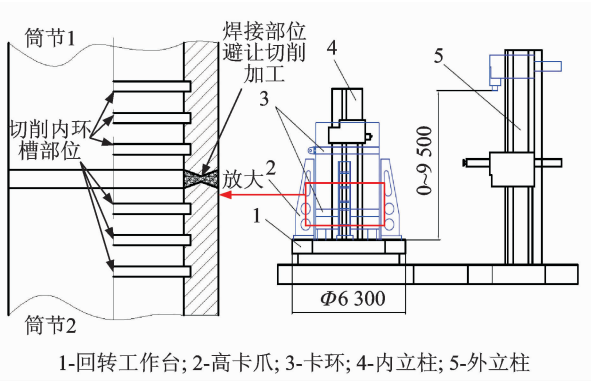


图1 加工大型筒节车铣复合机床结构简化示意图

Fig.1 Simplified structure map of the turning and milling composite machine tool in processing large cylinder

$$\frac{Y}{y(t)} = k_d b_D (\epsilon e^{j\varphi} - 1) \quad (1)$$

其中： $k_d$  为动态切削系数； $b_D$  为有效切削宽度； $\epsilon$  为重叠系数。

在实际切削过程中，存在如图2所示的几何关系。其中红色线段表示工件在上一次切削时残余的切削振纹，受到其影响的部分是  $b_0$ 。描述再生振动效应的影响程度的重叠系数  $\epsilon$  可由式(2)给出

$$\epsilon = b_0 / b_D \quad (2)$$

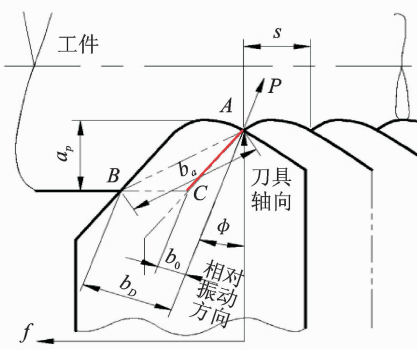


图2 实际切削过程中有效切削宽度  $b_D$  与重叠系数  $\epsilon$   
Fig.2 The relation between effective cutting width  $b_D$  and overlap coefficient  $\epsilon$  in actual cutting process

图3是车削大型焊接筒节内孔环槽时建立的切削颤振系统动力学分析原理图。切削系统的主振系统方向如图3中的  $P$  所示。 $y$  表示振动的方向， $\Delta F(t)$  表示动态切削力的方向。这里以使刀具产生弯曲振动为临界值进行数学建模描述分析。

通过采取不利因素排除法与有效因素统筹法相结合的措施，将系统模型进行简化处理，即图3所示的切削振动系统动力学模型简化为：切削系统在振动方向( $y$ 向)上弹性恢复力与振动位移  $y(t)$  成正

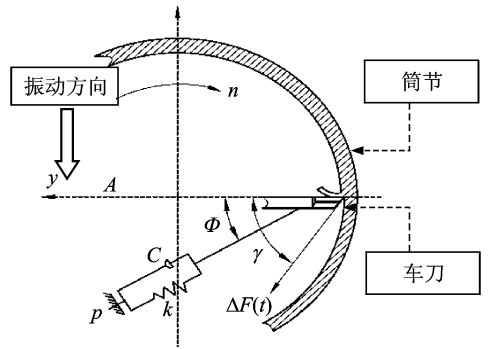


图3 大型焊接筒节切削动力学测试模型  
Fig.3 Cutting dynamics test model of large welding cylinder

比，同样在振动方向( $y$ 向)上阻尼力与振动速度  $\dot{y}(t)$  成正比。

## 1.2 切削过程动力学模型

设前后两次切削的重叠系数为  $\epsilon$ ，则当前切削厚度变化量为

$$d(t) = \epsilon y(t - T) - y(t) \quad (3)$$

其中： $y(t - T)$  为上一次切削的振动位移； $y(t)$  为当前切削的振动位移； $T$  为工件旋转一周的时间。

$\Delta F(t)$  表示动态切削力，是由切削厚度变化引起的，可表示为

$$\Delta F(t) = k_c b_D d(t) = k_c b [\epsilon y(t - T) - y(t)] \quad (4)$$

其中： $k_c$  为单位切削宽度上的切削刚度系数； $b_D$  为切削宽度。

通过对图3切削动力学模型的几何关系分析，得到切削运动方程为

$$m_y \ddot{p}(t) + c_y \dot{p}(t) + k_y p(t) = \Delta F(t) \cos(\gamma - \varphi) \quad (5)$$

其中： $m_y$  为振动系统中  $m$  在振动方向上的等效质量； $c_y$  为系统中  $c$  在振动方向上的等效阻尼； $k_y$  为振动系统中  $k$  在振动方向上的等效刚度； $\gamma$  为切削系统动态切削力与刀具振动方向的夹角； $\varphi$  为振动系统主振动方向与刀具振动方向的夹角。

因为  $y = p \cos \varphi$ ，可以得出

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = \Delta F(t) \cos \varphi \cos(\gamma - \varphi) \quad (6)$$

令  $\frac{c_y}{m_y} = 2\zeta \omega_n$ ， $\frac{k_y}{m_y} = \omega_n^2$ ，可以得到

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta \omega_n \dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = \frac{\omega_n^2}{k_y} \Delta F(t) \cos \varphi \cos(\gamma - \varphi) \quad (7)$$

通过式(4)与式(7)可得

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = \frac{\omega_n^2}{k_y} k_c b [\epsilon y(t-T) - y(t)] \cos\varphi \cos(\gamma - \varphi) \quad (8)$$

其中: $\omega_n$ 为系统固有振动角频率; $\zeta$ 为系统阻尼比。

假设  $e$  为方向系数,则有

$$\begin{cases} e = \cos(\gamma - \varphi) \cos\varphi \\ U = -\frac{\omega_n^2 k_c b e}{k_y} \end{cases} \quad (9)$$

因此,获得切削系统动力学模型为

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = U[y(t) - \epsilon y(t-T)] \quad (10)$$

## 2 解析动力学模型

假设当前切削过程的振幅为

$$\begin{cases} y(t) = B\sin(\omega T) \\ y(t-T) = y(t)\cos(\omega T) - \frac{\sin(\omega T)}{\omega} \dot{y}(t) \end{cases} \quad (11)$$

将式(11)代入到式(10)中,可得

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = U[B\sin(\omega T) - \epsilon y(t)\cos(\omega T) + \frac{\epsilon}{\omega} \sin(\omega T) \dot{y}(t)] \quad (12)$$

整理得

$$\ddot{y}(t) + \dot{y}(t) \left[ 2\zeta\omega_n - \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{\omega} \right] + y(t) [\omega_n^2 - U(1 - \epsilon \cos(\omega T))] = 0 \quad (13)$$

因此,式(13)的特征方程为

$$\gamma^2 + \left[ 2\zeta\omega_n - \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{\omega} \right] \gamma + \omega_n^2 - U[1 - \epsilon \cos(\omega T)] = 0 \quad (14)$$

对式(14)进行求解,得

$$\gamma_{1,2} = - \left[ \zeta\omega_n - \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{2\omega} \right] \pm \frac{1}{2} \left( 4\omega_n^2 (1 - \zeta^2) + \left[ 4\zeta\omega_n - \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{\omega} \right] \times \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{\omega} + 4U[\epsilon \cos(\omega T) - 1] \right)^{\frac{1}{2}} i \quad (15)$$

$$\text{使} \begin{cases} \alpha = - \left[ \zeta\omega_n - \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{2\omega} \right] \\ \beta = \frac{1}{2} \left( 4\omega_n^2 (1 - \zeta^2) + \left[ 4\zeta\omega_n - \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{\omega} \right] \times \frac{U\epsilon \sin(\omega T)}{\omega} + 4U[\epsilon \cos(\omega T) - 1] \right)^{\frac{1}{2}} \end{cases}$$

通解为

$$y(t) = e^{-\alpha t} [C_1 \cos(\beta t) + C_2 \sin(\beta t)] \quad (16)$$

其中: $C_1, C_2$ 为任意常数。

## 3 切削振动实验分析

为了研究刀柄悬伸量对切削稳定性的影响,运用切削振动实验分析方法研究不同刀柄悬伸量的动态特性变化规律。实验所用工件为根据实际零部件尺寸同比例缩小,为保证实验的准确性将实验切削条件和加工形态与实际加工过程尽可能保持一致。实验结果通过比例修正系数修正后便能反映实际切削状态,从而验证切削动力学模型。

### 3.1 实验设备与方案

实验采用 Mazak 复合机床和 SLV-S01 扫描激光测振仪,信号采集系统为 DH-5927 动态信号测试系统。切削工件为圆筒,材质为 508III 钢,规格为  $\varnothing 200 \times 100$ ,如图 4(a)所示。根据之前的实验数据分析,本次实验选用的刀具参数如表 1 所示,切削参数如表 2 所示。实验过程中刀具悬伸量为 45,40,35,30,25,20 mm。

表 1 实验刀具参数

Tab.1 Geometry structure parameters of experimental cutter

刀具型号	$\gamma_0 / (^\circ)$	$\alpha_0 / (^\circ)$	$\lambda_s / (^\circ)$	$\gamma_\epsilon$	涂层类型
SNMG120408-QM	22	0	0	0.8	4025

表 2 切削参数

Tab.2 Cutting parameters

切削速度/( $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ )	进给量/( $\text{mm} \cdot \text{r}^{-1}$ )	切削深度/mm
60	0.2	0.5

为了保证所测振动为切削产生,实验系统的刀具主轴套一个带有滑槽的引导轴,导引轴与工装连接处安装一个轴承座。在实验过程中刀具沿刀具滑槽做上下( $z$ 方向)进给运动,而刀具-刀具主轴-导引轴相对静止,工件与机床承载台主轴以  $v_c$  做圆周运动,如图 4(b)所示。同时,切削环槽过程中刀具的扭矩可通过扭矩传感器获得,测量扭矩的目的在于分析不同切削参数所产生的扭矩对刀具变形量以及振动的影响规律。

综合分析实际加工参数,并分析大量实验数据,选取实验过程中近似稳定性极限切削深度  $a_p$ ,采用不同刀具悬伸量车削圆筒内环槽,测量其振动频率。测试系统及设备如图 4 所示。

### 3.2 实验结果分析及切削振动临界条件的建立

图 5 为不同刀柄悬伸量工件加工表面质量,不

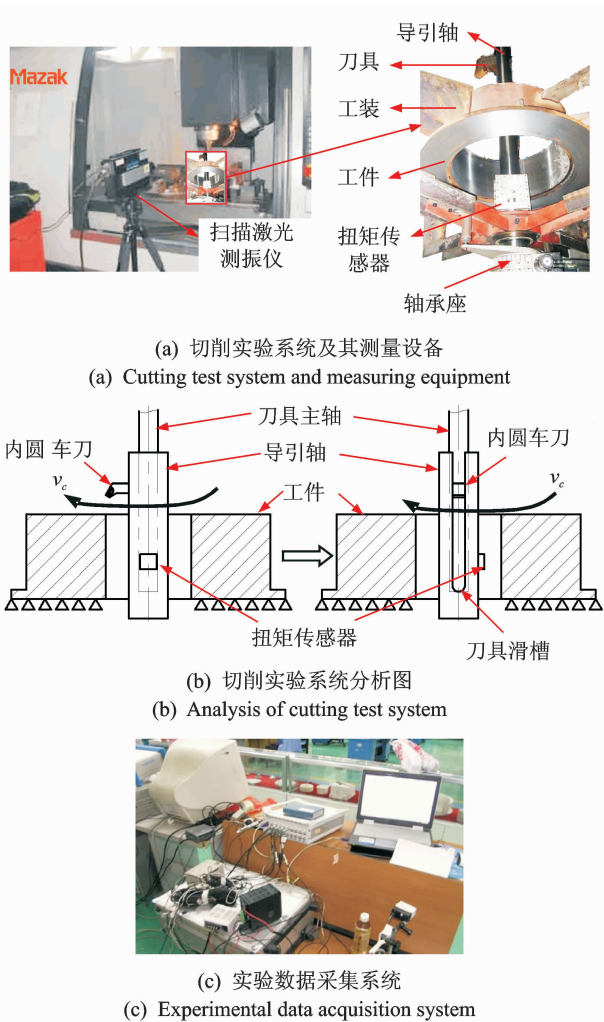
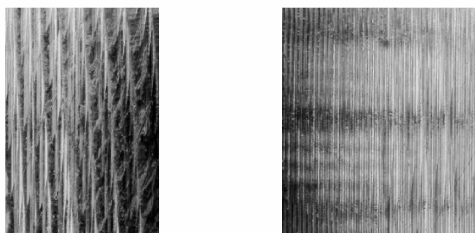


图 4 实验数据采集及切削系统图

Fig. 4 Experimental data acquisition and cutting system diagram



(a) 大悬伸量(45 mm) 加工振纹  
(a) Machining marks of large overhang (45 mm)

(b) 小悬伸量(20 mm) 加工振纹  
(b) Machining marks of small overhang (20 mm)

图 5 切削实验过程与加工表面形貌

Fig. 5 Cutting experimental process and machined surface appearance

同悬伸量引起的切削振动频率不同,造成工件表面划痕差异很大,即振动越大划痕越明显,其特征是振纹相对于进给方向朝左上方倾斜。这是由于刀具每切削一周,振纹的相位略有滞后所导致的。振动时

残留下的振动波纹,在后续的切削过程中会被复制,但略有偏移,并伴随产生再生效应,从而引起切削力的波动。切削力的突变方式导致振动能量流入机械结构,使切削振动得以产生和维持。

由图 5(a)可以看出,已加工表面出现了清晰可见的高频振动波纹,切削过程伴随着较大的颤振。对比图 5(b)可以看出,切削过程中颤振频率减小。结合图 6 不同悬伸量振动频谱图可以看出,随着悬伸量的减少,切削过程中的高频振动波纹幅度呈逐渐递减状态,达到一定程度后切削系统振动状态趋于稳定。

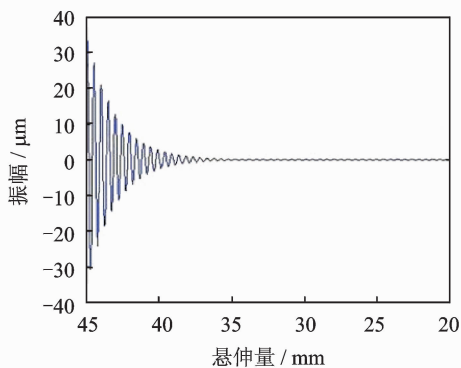


图 6 振动与刀杆悬伸量分析云图

Fig. 6 Cloud chart of vibration and cutter overhang analysis

根据切削实验结果分析可知,切削系统的稳定性取决于特征方程根  $\gamma$  的值。若  $\gamma = \alpha + i\omega$ ,那么简节切削动力学特性与前面分析的式(14)所表示的特征方程根  $\gamma$  中的  $\alpha$  的取值有关;若  $\alpha = 0$ ,系统处于稳定与非稳定的临界状态; $\alpha > 0$  时,系统处于非稳定状态;当  $\alpha < 0$  时,系统处于稳定状态。

根据实验数据分析,当切削速度为 60 m/min 时,可得  $n = 37 \text{ r/min}$ ,  $\omega = 283 \text{ rad/s}$ ,  $T = \frac{60}{37} = 1.62$ 。

当选取  $a_p = 0.5 \text{ mm}$  时,结合图 2 所示几何关系,求得  $b = 0.81 \text{ mm}$ ,  $\epsilon = 0.86$ 。同时选取机床系统径向刚度作为切削系统振动方向上的等效刚度 ( $k_y = 26\,780 \text{ N/mm}$ ),并将机床自身阻尼比  $\zeta = 0.108$  设定为切削系统阻尼比;再根据计算所得的切削力结合式(4),求得单位切削宽度上的切削刚度系数  $k_c = 1\,578 \text{ N/mm}$ ,将数据代入式(9),得到  $e = 0.62$ ,  $U = -12\,098.13$ 。最终得到结果为  $\gamma_{1,2} = -87 \pm 648i$ ,解方程(13)得出

$$y(t) = e^{-87t} [C_1 \cos(648t) + C_2 \sin(648t)]$$

因此,可获得特征根  $\gamma_{1,2}$  的值为:  $\gamma_{1,2} = -87 \pm$

648i,从而推算出,当  $\alpha = -87$  时,切削系统处于稳定状态。为了建立切削系统的稳定临界条件,分析计算当  $\alpha = 0$  时,特征方程根  $\gamma$  值的情况。将  $\gamma = i\omega$  代入式(14)中,可获得方程

$$\begin{cases} \omega_n^2 - \omega = U[1 - \epsilon \cos(\omega T)] \\ 2\zeta\omega_n\omega = U\epsilon \sin(\omega T) \end{cases} \quad (17)$$

令  $E = \frac{\omega}{\omega_n}$ ,将  $U = -\frac{\omega_n^2 k_b \epsilon}{k}$  代入式(15),可得

$$1 - E^2 = -\frac{k_b \epsilon [1 - \epsilon \cos(\omega T)]}{k} \quad (18)$$

$$2\zeta E = -\frac{k_b \epsilon \sin(\omega T)}{k} \quad (19)$$

将式(18)除以式(19),可得

$$[(2\zeta E)^2 + (1 - E^2)^2]^{\frac{1}{2}} \sin(\omega T + \varphi) = \frac{2\zeta E}{\epsilon} \quad (20)$$

因此,有

$$l_{\lim} = -\frac{2\zeta E k}{\epsilon k_c \sin \left[ \arcsin \frac{2\zeta E}{\epsilon \sqrt{(2\zeta E)^2 + (1 - E^2)^2}} - \arctan \left( \frac{2\zeta E}{1 - E^2} \right) \right]} \quad (24)$$

在切削筒节内环槽过程中,工件旋转相邻的周期内,刀具沿进给方向移动的位移为进给量  $f$ ,此时刀具切出的区域在重叠区域的重叠系数为  $\epsilon$ 。在车削的基平面内,依据几何关系可以得到重叠系数的计算公式

$$l_{\lim} = -2\zeta E k / \left\{ \epsilon k_c \left( 1 - \frac{f \sin \kappa_r \sin \kappa'_r}{a_p \sin(\kappa_r + \kappa'_r)} \right) \times \sin \left[ \arcsin \frac{2\zeta E}{\left( 1 - \frac{f \sin \kappa_r \sin \kappa'_r}{a_p \sin(\kappa_r + \kappa'_r)} \right) [(2\zeta E)^2 + (1 - E^2)^2]^{\frac{1}{2}}} - \arctan \left( \frac{2\zeta E}{1 - E^2} \right) \right] \right\} \quad (26)$$

根据系统频率传递原理,模型比例修正系数可由如下方程计算获得

$$K_D = \frac{K_g K_c}{K_g + K_c} \eta \quad (27)$$

其中: $K_g$  为刀具切削刚性; $K_c$  为机床系统综合刚性; $\eta$  为频率传递衰减系数。

通过式(26)和式(27)绘制如图 7 所示向量线图。机床系统的动态特性  $R_M$  最显著的部分以虚线所表示的封闭曲线来描述。切削过程中的动态特性  $R_C$ ,以粗实线表示。当刀具悬伸量增加(切削和有效切削宽度  $b_D$  增大)时,该直线与  $R_M$  曲线相交。根据稳定性极限图,假设不同的刀具悬伸量,给出  $R_C$  和  $R_M$  的交点所满足的条件。切削振动在刀具悬伸较小时不会发生, $R_C$  与  $R_M$  相切时的数值给出无条件稳定极限刀具极限悬伸量。因此,依据切削动态临界条件和实际所选的切削参数,可以预测切削加工过程中的振动特性,从而评估切削的平稳性,优化工艺参数。

$$\sin(\omega T + \varphi) = \frac{2\zeta E}{\epsilon \sqrt{(2\zeta E)^2 + (1 - E^2)^2}} \quad (21)$$

解式(21)可得

$$\begin{aligned} \omega T &= 2j\pi + \arcsin \frac{2\zeta E}{\epsilon \sqrt{(2\zeta E)^2 + (1 - E^2)^2}} - \\ &\arctan \left( \frac{2\zeta E}{1 - E^2} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

其中: $j = 0, 1, \dots$ 。

将  $T = 60/n$  代入式(20),计算可得

$$n = \frac{60\omega}{2j\pi + \arcsin \frac{2\zeta E}{\epsilon \sqrt{(2\zeta E)^2 + (1 - E^2)^2}} - \arctan \frac{2\zeta E}{1 - E^2}} \quad (23)$$

式(18)和式(19)是在  $\alpha = 0$  的时候获得的,所以可以获得车削过程中刀柄的极限悬伸长度为

$$\epsilon = 1 - \frac{\sin \kappa_r \sin \kappa'_r}{\sin(\kappa_r + \kappa'_r)} \frac{f}{a_p} \quad (25)$$

其中: $\epsilon$  为重叠系数; $\kappa_r$  为刀具的主偏角; $\kappa'_r$  为刀具的副偏角; $f$  为切削进给量; $a_p$  为切削深度。

因此,切削动态临界条件为

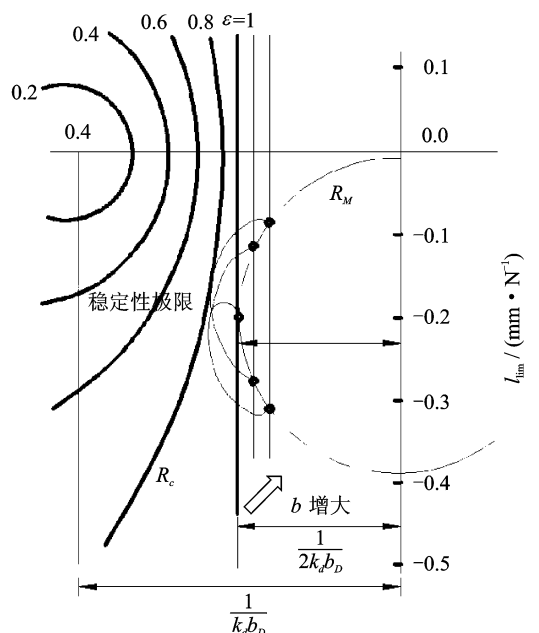


图 7 稳定性极限向量图

Fig. 7 Vector diagram of stability limit

## 4 结 论

1) 分析了加工大型焊接筒节的振动机理,建立了大型焊接筒节切削过程动力学模型,并对其进行了求解。

2) 为了研究刀柄悬伸量对切削稳定性的影响,运用切削振动实验分析方法研究不同刀柄悬伸量的动态特性变化规律,在大悬伸量(45 mm)条件下的切削振纹非常明显,并且振纹较为繁杂,振纹相对于进给方向朝左上方倾斜,同时验证了切削过程动力学模型的正确性。

3) 建立了大型焊接筒节切削动态临界条件,后续研究可以用于相关零件的分析和实际加工应用,避免了大量高阶微分方程求解的问题。根据所选切削参数就可以预测切削加工过程的稳定性,从而进行工艺优化,提高加工效率,保证加工质量并节约成本。

### 参 考 文 献

- [1] 王民,张晋欣,管涛,等. 数控加工中心高速电主轴运行状态测试[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(4): 660-663.  
Wang Min, Zhang Jinxin, Zan Tao, et al. The running condition monitoring and diagnosis of a high-speed electric spindle on CNC machining center[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 660-663. (in Chinese)
- [2] Chen C C, Liu Nunming, Chiang K T, et al. Experimental investigation of tool vibration and surface roughness in the precision end-milling process using the singular spectrum analysis[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2012, 63(5-8): 797-815.
- [3] Zhang Guojun, Li Jian, Chen Yuan, et al. Prediction of surface roughness in end face milling based on Gaussian process regression and cause analysis considering tool vibration[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2014, 75 (9-12): 1357-1370.
- [4] 张军,唐文彦,强锡富. 切削振动条件下的表面轮廓仿真分析[J]. 工具技术, 2000, 34(2): 44-46.  
Zhang Jun, Tang Wenyan, Qiang Xifu. Simulation analysis of surface profile with cutting vibration[J]. Tool Engineering, 2000, 34(2): 44-46. (in Chinese)
- [5] 陶征,张行,刘德平. 基于 ANSYS 的 CX8075 加工中心底座的优化设计[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(6): 966-969.

Tao Zheng, Zhang Hang, Liu Deping. Optimal design for the pedestal of CX8075 turning and milling machining center based on ANSYS[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(6): 966-969. (in Chinese)

- [6] Mi Liang, Yin Guofu, Sun Mingnan, et al. Effects of preloads on joints on dynamic stiffness of a whole machine tool structure[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(2): 495-508.
- [7] 程耀楠,刘献礼,李振加,等. 极端重载切削条件下的刀-屑粘结失效[J]. 机械工程学报, 2012, 48(19): 169-176.  
Cheng Yaonan, Liu Xianli, Li Zhenjia, et al. Adhering failure of the tool-chip in the process of extremely heavy cutting[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(19): 169-176. (in Chinese)
- [8] 吴石,刘献礼,肖飞. 铣削颤振过程中的振动非线性特征试验[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(6): 935-940.  
Wu Shi, Liu Xianli, Xiao Fei. Experimental study of the nonlinear characteristics of vibration in milling chatter[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(6): 935-940. (in Chinese)
- [9] Zavgorodnii V I, Kozochkin M P, Maslov A R, et al. Influence of the dynamic characteristics of the tool and the blank on the vibroacoustic monitoring of cutting[J]. Russian Engineering Research, 2010, 30(9): 939-943.
- [10] 贾春扬. 数控刀具切削振动分析与对策[J]. 机械工程与自动化, 2008(4): 174-175.  
Jia Chunyang. Analysis on both the vibration of CNC cutting tool and countermeasures[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2008(4): 174-175. (in Chinese)
- [11] He Genghuang, Liu Xianli, Yan Fugang. Research on the dynamic mechanical characteristics and turning tool life under the conditions of excessively heavy-duty turning[J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2012, 7(3): 329-334.



**第一作者简介:**程耀楠,男,1977年9月生,博士、教授。主要研究方向为重型切削理论与刀具技术、槽型优化技术与难加工材料高效加工技术。曾发表《极端重载切削条件下的刀-屑粘结失效》(《机械工程学报》2012年第48卷第19期)等论文。

E-mail: yaonancheng@163.com