

机床自动换刀机构振动源确定及分析*

李艳生¹, 张延恒¹, 孙汉旭¹, 董海洋¹, 邹运²

(1. 北京邮电大学自动化学院 北京, 100876) (2. 大连高金数控集团有限公司 大连, 116620)

摘要 由于换刀机构在换刀过程中产生的振动影响其换刀平稳性, 为了分析振动产生的原因, 确定振动源的确切位置, 采用小波去噪和信号相关性分析等方法对测试的数据进行处理。通过时域信号与机械手输出曲线对比分析, 最终确定换刀机构的振动主要由抓刀时机械手与刀具碰撞和插刀时刀具与刀套碰撞产生。根据不同条件下振动强度的变化规律, 分析得出根据刀具质量合理地选择换刀速度能够减少振动强度。提出了一种用软件编程来实现振动源自动快速识别的方法, 得出的结论和提出的方法为换刀机构设计优化及安装调试提供了依据和有效手段。

关键词 换刀装置; 振动测量; 碰撞实验; 小波神经网络

中图分类号 TP391.7; TH113

引言

自动换刀机构是实现机床自动化的重要组成部分, 其功能是实现机床主轴刀具的快速更换, 在满足快速换刀的前提下, 保证换刀过程中刀具的平稳性好和可靠性高^[1]。换刀机构采用机械式的复合凸轮机构代替电子控制, 可靠性有了很大提高^[2], 但是换刀过程中存在的强烈振动仍未很好解决, 装置的平稳性受到影响。一些学者通过有限元仿真分析了换刀机械手本身微变形、应力分布和动态特性^[3]。在振动数据分析和检测方面, 基于频域理论的方法很多^[4-5], 处理单周期旋转、周期成分少的换刀机构效果不是很好, 一些原始数据的预处理和数据相关分析方法有可借鉴之处^[6-7]。

笔者以 TH6350 机床为研究对象, 采集换刀机构工作时的振动数据, 对振动信号进行小波去噪和相关性等分析, 初步确定出振动源产生的位置。建立换刀机械手末端的输出方程, 确定换刀机构振动产生的原因和准确位置。总结换刀速度与刀具质量对振动强度的影响, 提出用 Labview 和 Matlab 混合编程来实现冲击振动源的识别方法。该结论和方法可以辅助设计和装配人员对换刀机构进行改造、检测和调试。

1 传感器安装与信号采集

换刀机构主要由链条、复合凸轮、摆杆、锥齿轮、花键轴和机械手等部件构成。在复合凸轮匀速转动输入下, 机械手先逆时针转动 60° 后抓刀和平移 167 mm 拔刀, 再顺时针转 180° 后, 反向平移 167 mm 插刀和松刀, 最后机械手顺时针旋转 60° 复位。换刀机构通过以上动作实现了机床主轴上刀具的自动更换。

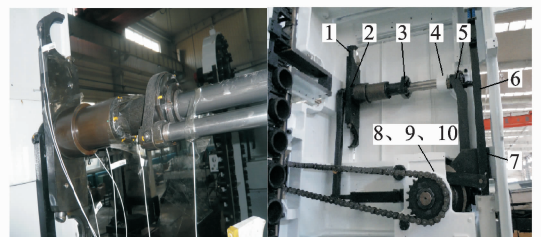


图 1 测试实物及传感器安装位置图

Fig. 1 Test and sensors installation

为了获取实际工作中振动数据, 选用安装方便 ICP 类型压电加速度传感器和 LMS Test. Lab 软件及相应硬件来采集振动信号。如图 1 所示, 在换刀机构的传动路径上关键位置处依次安装了 10 个传感器: 1 号传感器位于机械手末端, 数据可以反映手指的振动情况; 2 号传感器安装在机械手臂中点,

* 国家重大科技专项课题资助项目(2011ZX04011-022)
收稿日期: 2012-04-20; 修回日期: 2012-06-25

数据可以反映出机械手和旋转轴接触处的振动情况;3号传感器和4号传感器分别安装在花键副外表面和花键轴的轴承处,数据可以反映花键的振动情况;5号传感器安装在摆杆末端,数据可反映平移振动;6,7,8,9,10号传感器分别安装在分度轮和链轮的轴承处,用来测量复合凸轮的输入轴和分度轮的输出轴振动,也可反映凸轮面间和齿轮面间的振动情况。

信号采集选用外信号触发模式,启动电机后,复合凸轮输入轴角度作为触发通道,当旋转到 0° 位置时,系统10个加速度通道同时开始采集振动数据。设置采样率为2 048 Hz,分别在通常工作条件下、不同的换刀速度条件下和不同的刀具质量条件下进行多次采集,为后面的数据分析和处理做充分准备。

2 数据处理和运动方程建立

2.1 信号去噪

由于现场环境和仪器设备本身的影响,采集的数据必然存在随机噪声。只有把杂乱无用的噪声去除,数据的计算结果才能真实准确地反映振动原因和规律。文献[6]中用设定软阈值小波分解方法实现了轧机振动信号去噪。笔者也采用小波分解方法对换刀机构的振动信号进行去噪,根据实测信号具有的脉冲特点,选用了波形相近的 sym7 小波作为基波,应用极大极小值估计阈值和噪声层相关性调整阈值比例的方法来去除噪声。图2分别为截取的原始信号和经过去噪处理后的信号,通过对比可以看出去噪后的信号更能清晰地提供脉冲发生时间和峰值等信息。

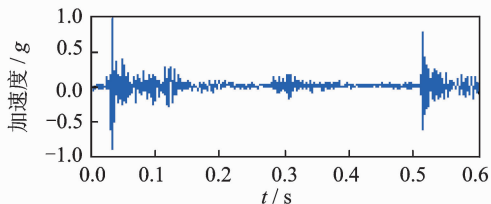
2.2 相关性计算

在通常工作条件下,一次换刀周期内,10个传感器的实测振动信号如图3所示。可以看出,信号中多处含有脉冲波形,且脉冲信号出现的时间点在各路上基本一致。

文献[7]中采用相关性原理识别出涡旋压缩机的振动故障源,本研究也对换刀机构实测的数据做了相关性分析。为了去除局部振铃波动对计算结果的影响,采用滑动二阶统计方法对信号进行了平滑处理^[8],取脉冲信号明显的1~5号传感器数据,根据式(1)进行相关系数计算,结果如表1所示。

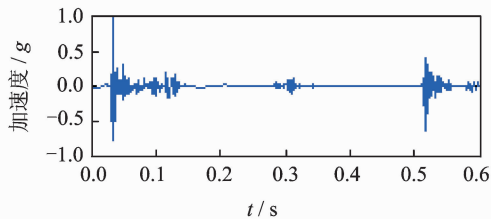
$$\rho_{xy}(\tau) = \frac{R_{xy}(\tau) - \mu_x \mu_y}{\sigma_x \sigma_y} \quad (1)$$

其中: μ_x, μ_y 为信号均值; σ_x, σ_y 为标准差; $R_{xy}(\tau)$ 为互相关函数。



(a) 原始信号

(a) Original signal



(b) 去噪信号

(b) De-noising signal

图2 信号去噪前后对比图

Fig. 2 Signal processing results

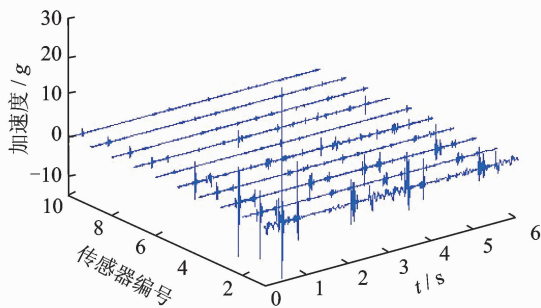


图3 振动信号时域图

Fig. 3 Vibration signal in time domain

表1 互相关系数

Tab. 1 Cross-correlation coefficients

传感器 编号	传感器编号				
	1	2	3	4	5
1	1.000	0.770	0.815	0.775	0.580
2	0.770	1.000	0.656	0.539	0.349
3	0.815	0.656	1.000	0.922	0.693
4	0.775	0.539	0.922	1.000	0.729
5	0.580	0.349	0.693	0.729	1.000

表1中除了2号和5号传感器之外,其余传感器信号之间的互相关系数都大于0.5,表明信号之间相关性很大。图3中1号传感器信号幅值最大,按顺序依次减小,说明振动源在1号传感器附近,振动能量通过传动机构传播且能量依次递减。基于以上相关性和幅值分析可预测整个振动主要由机械手处冲击振动引起。2号和5号传感器之间互相关系数小,是由于传感器安装方向不同引起的。

2.3 振动强度计算

换刀机构要根据加工需要来交换不同质量的刀具。有时不带刀零质量旋转,有时刀具质量可达 30 多千克。对于不同的机床,换刀速度也不一致,可以通过调节电机变频器参数来改变换刀速度。为了研究振动能量的分布情况及振动强度随刀具质量和换刀速度变化的规律,选用时域信号处理中的均方根值指标来对实测振动数据进行计算,如图 4 所示。

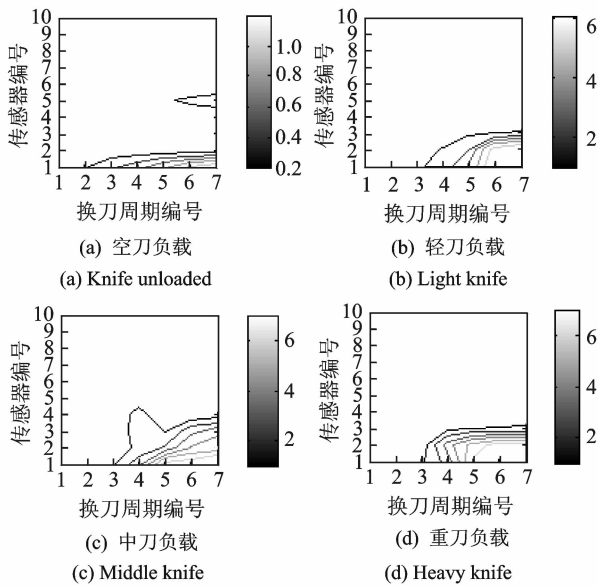


图 4 振动强度分布图

Fig. 4 Vibration intensity distribution

图 4 中,横坐标表示的表示的换刀周期编号 1~7 代表完成一次换刀的时间分别为 5.9 s, 3.6 s, 3 s, 2.8 s, 2.4 s, 2.1 s, 2 s, 换刀速度是依次增加的。从图 4 可以看出,振动能量最大值点分布在右下角,其他地方振动能量较低且分布均匀,这也表明振动源可能在 1 号传感器位置处,且当刀速变大时,机械手处的振动较严重,随着刀具质量增加,振动能量逐渐集中。图 4(a) 中在 5 号传感器换刀时间为 2 s 时出现了局部极值点,这是由于在空刀具质量情况下振动能量普遍较小,传感器安装是沿摆杆摆动方向并且与其他传感器不同,所以此处振动能量比临近传感器略大。

2.4 机械手运动方程

为了确定振动源产生的准确位置,需要获取在振动冲击发生时机械手的空间位置,因此要先建立机械手运动方程。以花键轴为 z 轴,机械手臂方向

为 r 轴,机械手臂与竖直初始位置的夹角为 α ,建立柱坐标系如图 5 所示。其中: M 点为机械手运动过程中的握刀位置;坐标系原点 O 为机械手臂中点的初始位置。

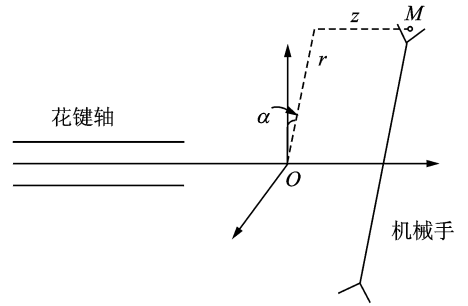


图 5 机械手柱坐标系

Fig. 5 Manipulator cylindrical coordinates

根据图 5 的坐标系,机械手端点的运动输出方程为

$$\begin{cases} z = S(\varphi) \\ r = L/2 \\ \alpha = \Phi(\varphi) \end{cases} \quad (2)$$

其中: $\varphi(t)$ 为复合凸轮输入角度; L 为机械手臂长度, $S(\varphi(t))$ 为摆杆端点位移; $\Phi(\varphi(t))$ 为分度轮输出角度。

根据机械手输出的动作及凸轮理论中改进正弦修正原理,可以推出式(2)中 $S(\varphi(t))$ 为摆杆输出端的运动方程如式(3)所示。

$$S(\varphi) = \begin{cases} 0 & (0 \leq \varphi < 86) \\ \frac{165}{\pi+4} \left[\pi \frac{\varphi-86}{65} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-86}{65}\right) \right] & (86 \leq \varphi < 94.125) \\ \frac{165}{\pi+4} \left[2 + \pi \frac{\varphi-86}{65} - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3} \frac{\varphi-86}{65}\right) \right] & (94.125 \leq \varphi < 142.875) \\ \frac{165}{\pi+4} \left[4 + \pi \frac{\varphi-86}{65} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-86}{65}\right) \right] & (142.875 \leq \varphi < 151) \\ 165 & (151 \leq \varphi < 221) \\ 165 - \frac{165}{\pi+4} \left[\pi \frac{\varphi-221}{65} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-221}{65}\right) \right] & (221 \leq \varphi < 229.125) \\ 165 - \frac{165}{\pi+4} \left[2 + \pi \frac{\varphi-221}{65} - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3} \frac{\varphi-221}{65}\right) \right] & (229.125 \leq \varphi < 277.875) \\ 165 - \frac{165}{\pi+4} \left[4 + \pi \frac{\varphi-221}{65} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-221}{65}\right) \right] & (277.875 \leq \varphi < 286) \\ 0 & (286 \leq \varphi < 360) \end{cases} \quad (3)$$

式(2)中 $\Phi(\varphi(t))$ 为分度轮转角输出端的运动方程,如式(4)所示。

$$\phi(\varphi) = \begin{cases} 60 & (0 \leq \varphi < 1) \\ 60 - \frac{60}{\pi+4} \left[\pi \frac{\varphi-1}{45} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-1}{45}\right) \right] & (1 \leq \varphi < 6.625) \\ 60 - \frac{60}{\pi+4} \left[2 + \pi \frac{\varphi-1}{45} - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3} \frac{\varphi-1}{45}\right) \right] & (6.625 \leq \varphi < 40.375) \\ 60 - \frac{60}{\pi+4} \left[4 + \pi \frac{\varphi-1}{45} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-1}{45}\right) \right] & (40.375 \leq \varphi < 46) \\ 0 & (46 \leq \varphi < 122) \\ \frac{180}{\pi+4} \left[\pi \frac{\varphi-122}{128} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-122}{128}\right) \right] & (122 \leq \varphi < 138) \\ \frac{180}{\pi+4} \left[2 + \pi \frac{\varphi-122}{128} - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3} \frac{\varphi-122}{128}\right) \right] & (138 \leq \varphi < 234) \\ \frac{180}{\pi+4} \left[4 + \pi \frac{\varphi-122}{128} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-122}{128}\right) \right] & (234 \leq \varphi < 250) \\ 180 & (250 \leq \varphi < 313) \\ 180 + \frac{60}{\pi+4} \left[\pi \frac{\varphi-313}{43} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-313}{43}\right) \right] & (313 \leq \varphi < 318.375) \\ 180 + \frac{60}{\pi+4} \left[2 + \pi \frac{\varphi-313}{43} - \frac{9}{4} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \frac{4\pi}{3} \frac{\varphi-313}{43}\right) \right] & (318.375 \leq \varphi < 350.625) \\ 180 + \frac{60}{\pi+4} \left[4 + \pi \frac{\varphi-313}{43} - \frac{1}{4} \sin\left(4\pi \frac{\varphi-313}{43}\right) \right] & (350.625 \leq \varphi < 356) \\ 240 & (356 \leq \varphi < 360) \end{cases} \quad (4)$$

式(3)和式(4)中 $\varphi = \varphi(t)$ 由机械手换刀时间周期 T 确定

$$\varphi(t) = \frac{360}{T}t \quad (5)$$

综合式(2)~(5)可以得到机械手位置对时间的关系式为

$$\begin{cases} z = z(t) \\ r = c \\ \alpha = \alpha(t) \end{cases} \quad (6)$$

其中:常数 $c=L/2$, 由于篇幅所限, $z(t)$ 和 $\alpha(t)$ 为函数形式的简化表示。

3 结果及讨论

3.1 振动产生的原因

由于测试信号的采集与换刀动作是同步的, 所以把机械手位置处的传感器时域信号中各个脉冲产生的时间点带入方程(6)中, 就可计算出机械手产生振动时的空间位置。通过仔细检查机械手、刀具和刀套之间的相互位置关系和干涉情况, 就可确定振动产生的原因。以机械手位置转角 α 和振动加速度信号幅值作为纵轴, 时间作为横轴, 旋转冲击检测如图6所示。以机械手水平位移 z 和振动加速度信号

幅值作为纵轴, 时间作为横轴, 平移冲击检测如图7所示。

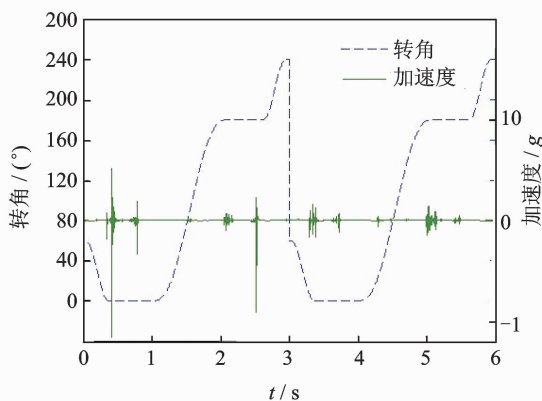


图6 旋转冲击检测

Fig. 6 Rotation impact detection

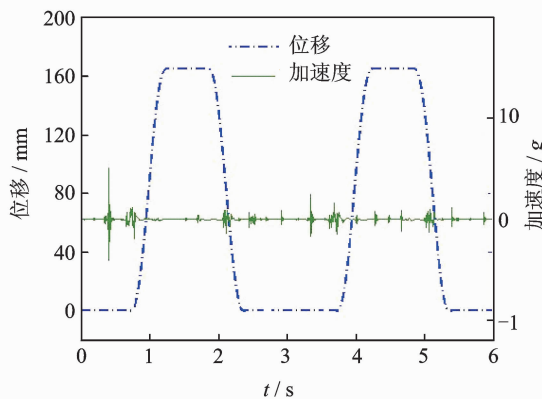


图7 水平移动冲击检测

Fig. 7 Translational impact detection

从图6可以看出, 在0.4s时机械手旋转到 0° 时产生了幅值很大的冲击脉冲。从图7可看出此时还没有进行拔刀动作, 通过检查机械手和刀具之间的位置关系, 可以断定此冲击是由机械手抓刀瞬间与刀柄碰撞产生的冲击。在1s~2s之间机械手做 180° 旋转, 而此时图7中水平位移在160mm处, 实际机械手工作状态是把刀具从刀库一面转到主轴一面, 此时间段内花键和齿轮要进行旋转运动, 可断定在1.5s和4.5s左右小幅振动是由花键引起的冲击。在0.7s, 2.2s时机械手保持在 0° 和 180° 位置没有旋转, 而水平位置在移动, 此时机械手是在进行插刀和拔刀动作, 检查刀具和刀套的相对位置关系可断定此两处的冲击脉冲是由刀具和刀套碰触造成的。从图7还可以看出, 冲击发生在曲线开始变化处, 可以断定冲击发生在拔刀和插刀过程中的初始阶段, 3s之后进入下一个换刀周期。

3.2 振动强度的变化规律

提取 2 号传感器的振动数据,在轻刀负载条件不变、不同的换刀速度下振动强度的变化规律如图 8 所示。在换刀周期为 2.8 s 条件不变、不同刀具质量下振动信号强度的变化规律如图 9 所示。

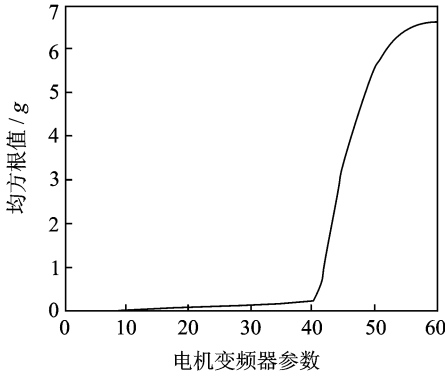


图 8 速度对振动强度的影响

Fig. 8 Influence of speed on vibration strength

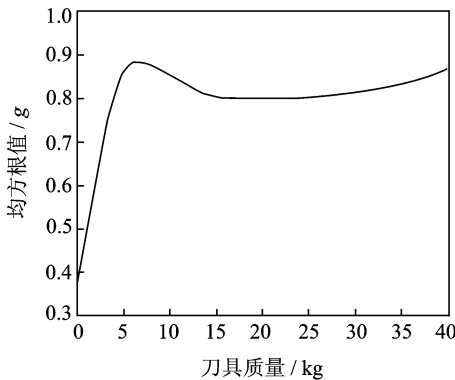


图 9 刀具质量对振动强度的影响

Fig. 9 Influence of tool weight on vibration intensity

由图 8 可以看出,在电机频率参数设置在 40 以下时振动较小,变化不大,但当电机频率参数在 40 以上时,能量迅速增加。结合图 4 可以看出这个突变转折点的位置会受刀具质量的影响但影响不大。图 9 中除了开始阶段为 0 外,其他部分基本保持水平。因为曲线初始阶段时换刀机构为空刀负载,所以不会产生抓刀和插刀碰撞,振动强度几乎为零。由此可得出振动强度与带刀与否关系很大,受刀具质量影响不大。以上分析可知:针对不同质量的刀具,合理选择换刀速度能减小冲击振动的能量。

3.3 振动源自动识别的实现

为了能快速准确地自动识别换刀机构冲击信号产生的位置,可利用 Labview 的可视化与 Matlab 计算处理优势,混合编写在线检测识别程序。原理是利用小波变换的时频特性来提取信号的特征,利用神经网络的学习能力和非线性对振动源进行识别^[9]。

通过调整装配和更换零件得到传感器不同冲击状态的振动数据,经 sym4 连续小波变换得到时频图,将其分成 8 块区域。把每块区域中小波系数的平方和作为特征向量,得到神经网络的训练样本。把样本数据归一化后对 BP 神经网络进行训练,使其能够达到准确识别振动源的能力,保存训练结果。取 2 号传感器振动数据,根据上述方法提取特征向量如表 2 所示。

为了保证识别的准确性,要取足够大的样本容量,经训练后的 BP 神经网络可以对振动源进行识别。利用这种方法换刀机构装配和调试人员就可以方便找出振动产生的原因并及时处理,其调整流程如图 10 所示。

表 2 神经网络训练特征量和目标量

Tab. 2 Target volume and training features of neural networks

特征向量	目标向量	冲击状态
[80.5, 150.9, 8.1, 8.3, 40.6, 60.2, 8.0, 8.4]	[1,0,0]	刀库侧抓刀插刀冲击
[8.0, 7.5, 23.8, 50.1, 8.3, 7.9, 30.6, 45.8]	[0,1,0]	主轴侧抓刀插刀冲击
[11.8, 10.8, 15.0, 19.1, 16.3, 14.5, 18.1, 28.3]	[0,0,1]	传动配合冲击
[76.4, 173.7, 24.7, 49.8, 32.5, 59.8, 37.0, 47.6]	[1,1,1]	各种冲击
[8.1, 7.9, 7.5, 9.2, 8.6, 8.2, 7.6, 8.8]	[0,0,0]	无冲击

4 结束语

对换刀机构现场测试,得到换刀机构的振动数

据。根据实测数据的特点,对原始信号进行小波去噪和滑动平滑处理,并利用相关性信息和建立的机械手运动方程,确定换刀机构主要振动是由机械手抓刀、插刀造成。计算换刀机构在不同工作状态下

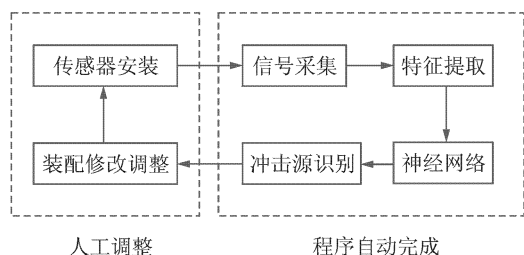


图10 换刀机构安装调试流程

Fig.10 ATC adjustment process

各个位置的振动强度,分析其受换刀速度和刀具质量的影响规律,得出根据刀具质量合理选择换刀速度是抑制振动的一个主要方面。提出了一种应用编程工具来实现振动源的自动识别方法,该工具可辅助工作人员进行装配调整。

参 考 文 献

- [1] 韩越梅. 加工中心自动换刀装置研究进展[J]. 装备制造技术, 2010(5): 128-129.
Han Yuemei. Analysis and development of automatic tool changer[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2010(5): 128-129. (in Chinese)
- [2] 刘静. 双凸轮联动自动换刀技术的研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2008.
- [3] 郭小兰, 周新民, 崔涛. TH6350 卧式加工中心自动换刀机构有限元建模及动力特性分析[J]. 西南林业学院学报, 2006, 26(2): 76-79.
Guo Xiaolan, Zhou Xinmin, Cui Tao. Finite element modeling of automatic tool changer and dynamic characteristics analysis of ATC TH6350 bed machining center[J]. Journal of Southwest Forestry College, 2006, 26(2): 76-79. (in Chinese)
- [4] Alsberg B K, Woodward A M, Winsona M K, et al. Wavelet denoising of infrared spectra [J]. Analyst, 1997, 7: 645-652.
- [5] 余红英. 齿轮振动信号分解及其在故障诊断中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2005, 25(2): 109-113.

Yu Hongying. Gear vibration signal analysis and its application to fault diagnosis[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2005, 25(2): 109-113. (in Chinese)

- [6] 臧勇, 范小彬, 王会刚. 基于信号时-频特征的轧机振动分析[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(2): 642-646.
Zang Yong, Fan Xiaobin, Wang Huigang. Vibration analysis of rolling mill based on signal-frequency characteristics[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(2): 642-646. (in Chinese)
- [7] 刘涛, 邵华. 基于振动信号的变频涡旋压缩机故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(1): 141-145.
Liu tao, Shao Hua. Fault diagnosis for inverter scroll compressor based on vibration signals[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(1): 141-145. (in Chinese)
- [8] 杨富春, 周晓军, 张志刚. 基于滑动峰态算法的信号弱冲击特征提取及应用[J]. 振动与冲击, 2009, 28(4): 103-105.
Yang Fuchun, Zhou Xiaojun, Zhang Zhigang. A new method for extracting weak impulse characteristic based on a sliding kurtosis algorithm[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(4): 103-105. (in Chinese)
- [9] 李世超, 石秀华, 崔海英, 等. 基于遗传小波神经网络的双冗余电机故障诊断[J]. 振动、测试与诊断, 2009, 29(2): 223-226.
Li Shichao, Shi Xiuhua, Cui Haiying, et al. Fault diagnosis is based on genetic algorithms wavelet neural network in dual-redundancy brushless DC motor[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2009, 29(2): 223-226. (in Chinese)



第一作者简介: 李艳生, 男, 1983年8月生, 博士研究生。主要研究方向为特种机器人技术。

E-mail: liyansheng0@163.com