



数控机床切削振动的动态性能试验分析

张紫华, 郭志全, 李树森
(天津科技大学机械工程学院, 天津 300222)

摘要: 以一数控弧齿锥齿轮铣齿机为例, 研究机床结构振动模态薄弱环节的确认方法, 为结构改进提供依据. 通过动态试验, 测量机床刀具和工件间相对激振的频率响应曲线 $G(\omega)$, 并分析出机床结构存在两个薄弱模态振型. 切削颤振试验表明, 机床在切齿期间, 系统结构存在不同的颤振频率, 恰好和机床 $G(\omega)$ 的薄弱模态频率相对应. 机床结构有限元模态和试验模态分析均验证了该结构薄弱模态的存在.

关键词: 数控弧齿铣齿机; 铣削振动; 模态分析

中图分类号: TH113 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-6510 (2007) 04-0052-04

Research on Weak Mode Structure of CNC Bevel Gear Milling Tool

ZHANG Zi-hua, GUO Zhi-Quan, LI Shu-sen

(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China)

Abstract: Based on a special computer numerical controlled (CNC) machine tool – the spiral bevel generator, some dynamic experiments were done for finding out the weak structure of the machine tool. At first, the frequency response curve $G(\omega)$ of relative vibration between cutter and workpiece was obtained from the cutting experiment. The curve $G(\omega)$ indicates that the CNC spiral bevel generator has two weak modes with two corresponding frequencies. During the cutter milling one tooth of the bevel gear, the vibrational frequencies of machine tool are different at the phase of cut-in and cut-out. These frequencies are corresponding to those of the two weakness modes. The analysis of the cutting force shows that the cutting moments have different directions which results in the weak modes. The existence of the modes is approved by the analysis of the CNC bevel generator structure using finite elements method (FEM) and experiments. This research is meaningful for the practical design of machine tool, and it provides the practical dynamic method and example in project of machine structural dynamic design.

Keywords: CNC bevel generator; milling vibration; modal analysis

机床的加工精度和效率是机床设计追求的两大目标. 机床的结构刚度直接影响零部件的加工精度, 而结构的动态特性决定机床的生产效率. 在机床承受大切削用量加工的情况下, 制约机床生产率的主要因素是机床的切削颤振. 颤振属于机床的自激振动, 是在一定的条件下产生的, 与机床结构及切削条件有关. 切削过程与机床振动系统两者相互影响并通过相互方位关系相联结, 机床振动系统主要与机床结构有关. 因此对机床结构进行研究, 找出其结构薄弱环节, 可指导机床结构的动态改进设计, 减小机床的切削颤振, 从而提高机床的生产效率^[1-5].

本文以一数控弧齿锥齿轮铣齿机为例, 研究机床结构的薄弱模态的确认方法. 通过动态试验, 测量机床刀具和工件间相对激振的频率响应曲线, 并分析得出机床结构存在两个薄弱模态振型. 为结构改进提供了依据.

1 机床结构刀具—工件间频率响应曲线的测定

根据 S.A.Tobias 的稳定性极限理论^[1]

$$b_{lim} = \frac{1}{2Z_c K_c [R_e(\omega)]_{min}} = \frac{1}{2Z_c K_c |-H(\omega)|_{max}} \quad (1)$$

式中: b_{lim} 为切削极限宽度; Z_c 为切削刀具齿数; K_c 为动态切削力系数; $H(\omega)$ 为机床结构频响函数; $|-H(\omega)|_{max}$ 为机床结构频响函数曲线的最大负实部。

式(1)表明,要提高机床的切削稳定性极限范围,需要精心设计机床结构,使 $|-H(\omega)|_{max}$ 越小越好。

传统的机床结构 $H(\omega)$ 测量方法是用电磁或液压等激振器在刀具和工件间进行相对激励,并测量刀具—工件间的相对激振传递函数

$$H_{t-w}(\omega) = \frac{X_{t-w}(\omega)}{P_{t-w}(\omega)} \quad (2)$$

式中: P 、 X 均为切削合力方向的激振力或相对振动位移,下标 $t-w$ 表示刀具 t 相对于工件 w ; $H_{t-w}(\omega)$ 为刀具—工件间的相对激励的频率响应函数。

由于液压、电磁激振器设备繁杂,携带不便,可用锤击脉冲激励分别在刀具和工件部位进行单点激励,如图1所示,然后叠加计算。

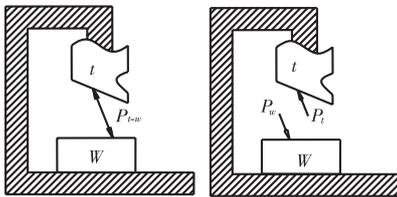


图1 刀具—工件间频率响应曲线的测定方法

Fig. 1 The measuring method for the transfer function between cutter and workpiece

设 $P(t)$ 作用方向为正方向,则

$$P_t(\omega) = -P_w(\omega), \text{ 且有}$$

$$H_{t-w}(\omega) = \frac{X_{t-w}(\omega)}{P_{t-w}(\omega)} =$$

$$\frac{[X_t(\omega) - X_w(\omega)] - [X_{tw}(\omega) - X_{wt}(\omega)]}{P_t(\omega)} =$$

$$H_t(\omega) - H_w(\omega) - H_{tw}(\omega) + H_{wt}(\omega) \quad (3)$$

式中: $H_t(\omega)$ 为在刀具上激励、在刀具上测量响应的原点传递函数,第一个下标为测量响应的位置,第二个下标为激励点位置。

设机床为线性系统,则由互易定理

$$H_{tw}(\omega) = H_{wt}(\omega) \quad (4)$$

由式(3)、(4)得到

$$H_{t-w}(\omega) = H_t(\omega) - H_w(\omega) \quad (5)$$

即机床刀具工件间相对激振的频响函数等于刀具和工件分别激励时原点频响函数的差。

图2为试验测出该铣齿机的刀具和工件间 Y 方向的相对激励频响函数曲线。

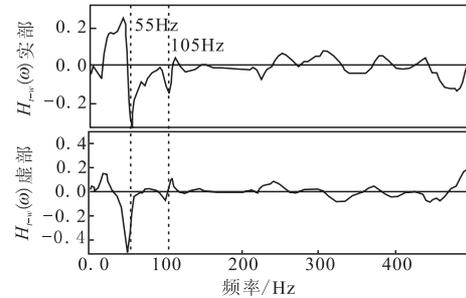


图2 数控铣齿机刀具—工件 Y 向相对激励频响函数的曲线

Fig. 2 The frequency and response transfer function curve between cutter and workpiece in the machine tool

由图2可见,按该机床 Y 向 $H_{t-w}(\omega)$ 曲线判断,在 55 Hz、105 Hz 处负实部较大。根据式(1)可知,在这两个频率下,机床可能会发生切削颤振。

3 机床结构模态分析

根据文献[2]可采用锤击法一点激励、多点拾振的方法进行试验测量。根据机床的外形和特点,选择在如图3所示的刀具主轴箱的一点进行脉冲锤击激励,在机床部件的多点上测量振动。

在试验之前,先运用有限元方法估算该弧齿铣齿机的固有频率和振型,初步了解固有频率分布范围、模态密集程度、各阶振型形态,为模态试验中激励方式、测点布置提供依据。

在每个测点的三个方向上分别安装 Kistler 压电式传感器拾振,激励和响应信号经电荷放大器、数据采集输入计算机。采用单点激励、逐点拾振的方式,测点共 148 个,激振点的激励方向为负 Y 向。共记录 148×3 个加速度响应信号,并将该信号进行两次积分,转变为位移信号,对位移信号进行数据采集,用奥地利 ME'Scope Ves 4.0 模态分析软件进行分析。

试验模态分析结果如表1所示。图4为典型的两个模态振型图。

与图2中 $H_{t-w}(\omega)$ 相比较,由于试验中存在采样频率分辨率的误差,可以认为 55 Hz 和 50.9 Hz 为同一模态,105 Hz 和 107 Hz 也为同一模态。

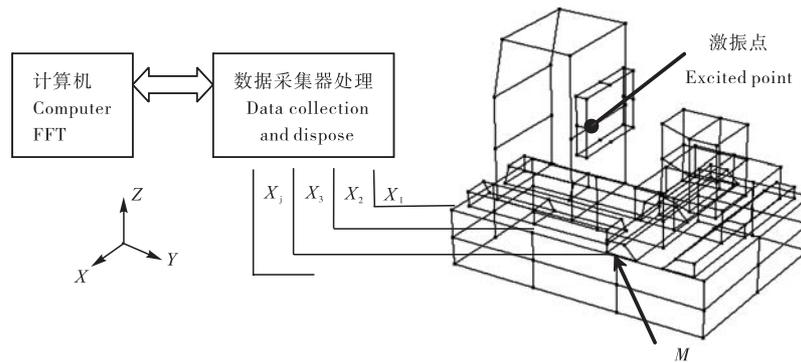


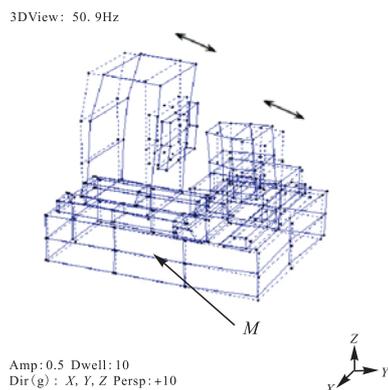
图 3 弧齿铣齿机测点布置及测试简图

Fig. 3 Sketch of measure setup in machine tool

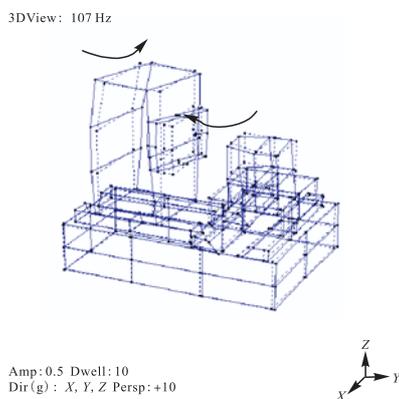
表 1 主要的试验模态结果

Tab.1 Main results of experimental modal analysis

频率/Hz	阻尼比/%	振型特点
19.5	8.39	整机在水平面做扭动振型,各部件振动同步
50.9	7.12	立柱与工件箱相对于 M 节面作 Y 向摆动 (图 4 (b))
68.8	2.28	刀具箱与立柱绕垂直轴扭动,工件箱与床身也随之扭动,立柱一侧振动明显
107	3.17	立柱、工件箱分别绕各自的 Z 轴呈相反方向扭振,床身以 M 节面作相对扭振,刀具、工件间表现为 X 向的相对振动 (图 4 (b))
130	2.41	类似图 4 (b) 振型,但立柱、滑板的振动呈现沿导轨滑移的振动



(a) 50.9 Hz



(b) 107 Hz

图 4 典型的模态振型图

Fig. 4 Specific mode shape

4 切削试验及切削振动测量

图 5 为数控弧齿锥齿轮铣齿机的模型图 (刀盘与工件未在图中表示). 切齿时刀具工件间的相对运动为四轴联动,即 X、Y、Z 轴和绕工件轴 A 的旋转运动. 试验中被加工齿轮的齿深为 19.54 mm、中心螺旋角 $\beta=35^\circ$ 、齿数 $Z=40$,刀盘直径为 12inch,刀轴转速为 50 r/min.

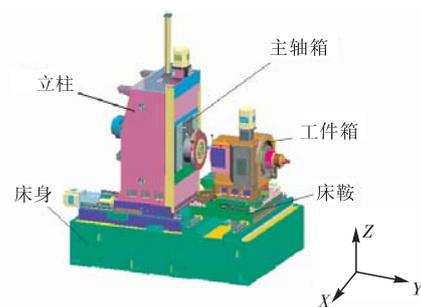


图 5 弧齿铣齿机的模型图

Fig. 5 Model of the bevel gear machine tool

切齿时,尽量使测量点靠近切削区,如图 6 所示,测量信号经传感器、数据采集器传送到计算机,经 FFT (Fast Fourier Transform) 处理后,分离出刀具—工件间的振动位移量.

切削时,铲形齿轮在一个完整齿形从切入到切出

过程中,需摆动 90° , 设所用的时间为 τ . 通过该机床控制系统的程序, 可将切齿循环时间 τ 分别设成 80 s 到 30 s 的若干不同切削速度进行试验. 分别测出循环时间 τ 变化时, 刀具主轴箱和工件箱上测点的 X、Y、Z 三个方向的振动值.

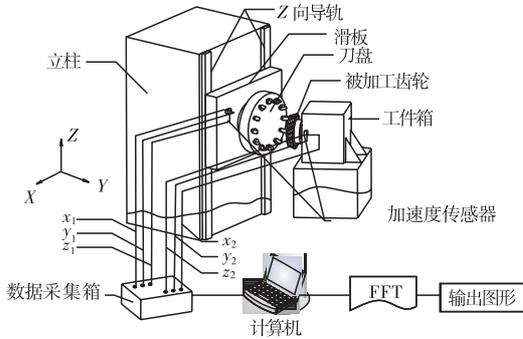


图6 切削试验时的振动测量装置

Fig. 6 Cutting experiment and vibration measurement Setup

测量结果反映出该机床在切削过程中有 52.73 Hz 和 105.47 Hz 两个主振频率. 图 7 为 $\tau=45$ s 时工件的振动频域曲线, 52.73 Hz 和 105.47 Hz 在 Y 方向上的振动明显; 对应不同的 τ , 分别测出刀具切入和切出工件时振颤频率为 52.73 Hz 和 105.47 Hz 的频率分量, 如图 8 所示. 根据图 2 的 $H_{f-w}(\omega)$ 曲线判断, 在 55 Hz 和 105 Hz 机床会发生颤振. X55、X105 分别对应测点的振动频率 52.73 Hz 与 105.47 Hz 在 X 方向上的振动; Y55、Y105 表示测点的振动频率 52.73 Hz 与 105.47 Hz 在 Y 方向上的振动. 从图上可见, 振动频率的幅值最大为其中以 Y52.73、Y105.47 为最大值.

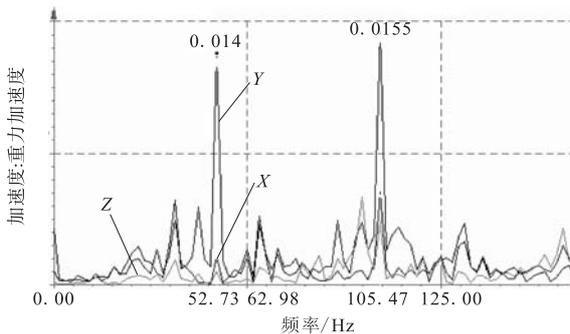


图7 $\tau=45$ s 时的切削振动曲线

Fig. 7 Milling vibration with $\tau=45$ s

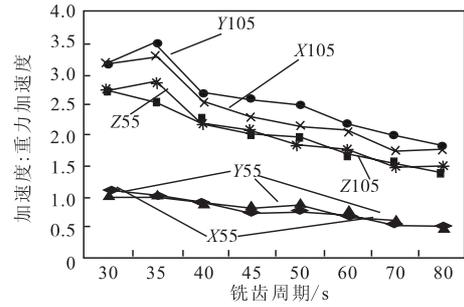


图8 工件切削状态的颤振分析

Fig. 8 The chatter analysis when milling

显然, 切削过程中产生的 55 Hz 和 105 Hz 振动频率为切削颤振, 是由结构的 52.73 Hz 和 105.47 Hz 两个结构薄弱模态引起的.

5 结论

机床刀具—工件间频响函数的测量、切削振动试验、试验模态分析均表明, 该机床存在两个主模态频率, 分别对应 55 Hz 和 105 Hz 的颤振频率. 由 105 Hz 的模态振型表明, 立柱和工件箱绕自身轴线 Z 轴的扭转刚度较弱; 由 55 Hz 模态振型可知, 床身绕 M 节平面的扭转刚度和弯曲刚度不足.

通过对上述这一数控机床切削振动的动态性能试验分析, 找出了机床的两个主模态频率. 为机床的动态设计或减振降噪研究提供了理论依据.

参考文献:

- [1] Koenigsberger F, Tlustý J. Machine tool Structure [M]. Oxford: Prague Pergamon Press, 1970.
- [2] 徐燕申. 机械动态设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [3] 辛志杰, 徐燕申. 数控弧齿铣齿机的切削动力学研究[J]. 中国机械工程, 2006, 17(21): 2266—2270.
- [4] Zheng M, Shen F. Modal analysis using operating modal identification method[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2004, 4: 215—219.
- [5] Zhang G P, Huang Y M, Shi W H, et al. Predicting dynamic behaviors of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2003, 43: 699—706.