

一种机床主轴受力测量新方法的理论探讨*

郑海波^① 金问林^②

(^①华侨大学精密机械工程系, 泉州 362011; ^②南京航空航天大学机械工程系, 南京 210016)

摘要 提出一种机床主轴受力测量的新方法——附加弹性元件法,并在理论上论证其能成功地解决主轴刚度与检测灵敏度之间的矛盾。

关键词 附加弹性元件, 主轴刚度, 检测灵敏度

分类号 TG 801

为了保证加工精度,机床主轴都具有较高刚度,加工过程中变形量非常小,所以直接进行主轴受力测量便十分困难。为了解决主轴刚度与检测灵敏度之间的矛盾,国内外许多学者在这方面进行了探索。80年代中期,以检测主轴所受支承反力为目的的有关测力轴承的理论与试验研究在西欧,尤其是在原西德取得了重要进展,并开发出了商品化的测力轴承产品。测力轴承的发明解决了主轴作用力信号检测方法对实际加工环境的适应性问题,受到了高度评价和广泛重视。然而,在实际应用中,却因外力作用点的不断变化,滚动体尺寸的一致性难以保证以及动态性能较差等而受到一定限制。

在研究测力轴承的同时,有些学者采用一种在主轴作用力传递路线中串入一个弹性变形环节(如测力刀柄)的方法。这类方法的检测精度高,动态性能较好,但是串入弹性变形环节对机床主轴的刚性影响较大,难以为实际加工车间所接受。近年来,光电技术迅速发展,已有学者采用光纤传感器来解决。这类传感器的缺点是主轴振动及外界因素对测量结果干扰很大,因而信噪比很低,测量精度很难保证。

总之,在主轴测力技术研究中,虽然不断出现了许多新颖的主轴作用力检测方法,但既有良好的动、静态精度指标,同时对现场又有较好适应性的检测方法仍有待于作进一步研究。本文提出用附加弹性元件法解决以上问题,并在理论上详细地论证了该方法的可行性。

1 附加弹性元件的结构与工作原理

图 1 为附加弹性元件的结构简图,图 2 为附加弹性元件在机床主轴上的并联方式。此图是以附加弹性元件与主轴内孔相联结为例,事实上也可以与主轴外圆相联结。

图 1 的附加弹性元件由变形筋、变形传递段和联结端三部分组成。 L 外的部分为联结端、

* 本文 1995-09-16 收到

跨距 L 内的部分为变形筋,应变片便是贴在此部分上,其余部分为变形传递段.设计时使变形传递段刚度远大于变形筋的刚度.实际使用时,两联结端与主轴内表面(或外表面)固结,主

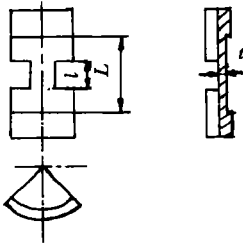


图1 附加弹性元件结构简图

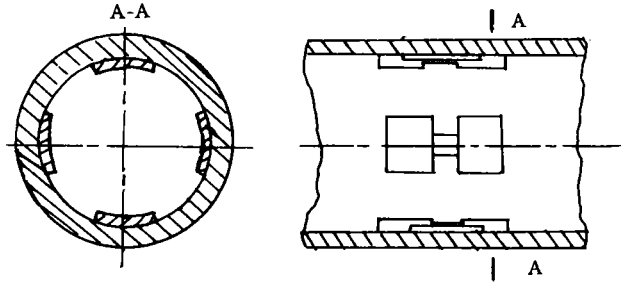


图2 附加弹性元件在主轴内孔的联结方式

轴的变形由变形传递段传递到变形筋上,进而使变形筋上的敏感元件产生相应的应变.由于变形传递段的刚度远大于变形筋的刚度,因此,可认为两联结端间的那部分主轴的变形量全部传递到变形筋.此外,当 L 远大于变形元件长度 l 时,附加弹性元件上的应变值作为主轴作用力的度量,可以大幅度提高检测灵敏度,而不必为提高灵敏度在主轴上串联变形环节,使机床加工系统刚度下降.

2 附加弹性元件力学特性分析

附加弹性元件与主轴并联后的力学模型如图3所示.其中 k_1 为主轴(指两联结端间的那部分主轴)的刚度; k_2 为变形传递段的刚度; k_3 为变形筋的刚度; M 为两联结端间的主轴部分与附加弹性元件部分的质量之和.

2.1 附加弹性元件对静态力的响应

设 δ_0 为静态力 P_0 作用下 L 内的主轴部分两端面的相对位移,则有 $\delta_0 = P_0 / (k_1 + k')$,其中 $k' = k_2 k_3 / (k_2 + 2k_3)$. L 内的主轴部分和附加弹性元件变形筋上的应变分别为 $\epsilon_1 = \delta_0 / L$; $\epsilon_3 = k_2 / (k_2 + 2k_3) \cdot \delta_0 / l$. 两者内力分别为 $N_1 = k_1 / (k_1 + k') \cdot P_0$; $N' = k' / (k_1 + k') \cdot P_0$. 因此,附加弹性元件和 L 内的主轴部分的应变之比为

$$\alpha_\epsilon = \epsilon_3 / \epsilon_1 = k_2 / (k_2 + 2k_3) \cdot L / l, \quad (1)$$

内力之比为 $\alpha_N = N' / N = k_2 k_3 / k_1 (k_2 + 2k_3)$. 图4与图5分别表示 α_ϵ 与 L/l , k_2/k_3 , α_N 与 k_1/k_3 , k_2/k_3 之间的关系.

由图4可知,在 δ_0 一定的条件下,增加 L/l , k_2/k_3 , 附加弹性元件变形筋产生的变形便相应增加. 附加弹性元件变形筋变形越大,测量系统的灵敏度越高. 因此,增大比值 L/l , k_2/k_3 , 将有利于提高检测灵敏度. 这在实际设计中是容易实现的. 由图5可知,在 P_0 一定的条件下,增加 k_1/k_3 , 则附加弹性元件的内力减小. 这有利于保证联结处的强度条件. 因此,设计时应注意在保证附加弹性元件的强度条件下尽可能地增大 k_1/k_3 .

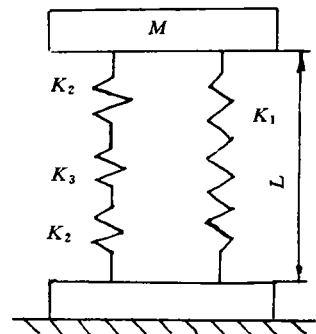


图3 附加弹性元件与主轴固结的力学模型

2.2 附加弹性元件对动态力的响应

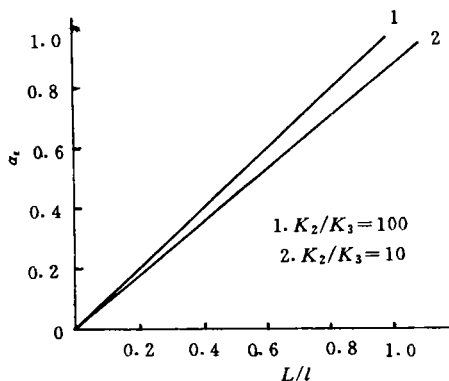


图4 应变之比关系曲线

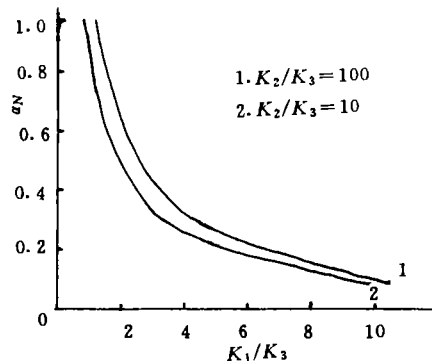


图5 内力之比关系曲线

动态力 $p(t) = P_0 \cos \omega t$ 作用下, 主轴上的变形也是动态的. 设主轴 L 段内的动态变形为

$$\delta(t) = \delta_0 \cos \omega t, \quad (2)$$

则相应的应变为

$$\epsilon_1(t) = \frac{\delta_0}{L} \cos \omega t. \quad (3)$$

附加弹性元件变形筋上的应变响应可根据图6所示的力学模型进行分析. 图中 m 为变形传递段的质量, 可忽略变形筋部分的质量(因为尺寸 t, l 都非常小). 根据该模型, a 点的位移由式(2)决定, 即 $x_a = \delta_0 \cos \omega t$; b 点与 c 点的位移满足下列运动微分方程^[1~2], 即

$$m\ddot{x}_b + (k_2 + k_3)x_b - k_3x_c = k_2\delta_0 \cos \omega t, \quad (4)$$

$$m\ddot{x}_c + (k_2 + k_3)x_c - k_3x_b = 0. \quad (5)$$

设 $x_b = \delta_b \cos(\omega t + \theta_b)$, $x_c = \delta_c \cos(\omega t + \theta_c)$, 代入式(4), (5)得 $\theta_b = \theta_c = 0$;

$\delta_b = \frac{k_2(k_2 + k_3 - m\omega^2)}{(k_2 + k_3 - m\omega^2)^2 - k_3^2} \delta_0$; $\delta_c = \frac{k_2 k_3}{(k_2 + k_3 - m\omega^2)^2 - k_3^2} \delta_0$. 显然, 附加弹性元件变形筋上的应变响应为

$$\begin{aligned} \epsilon_3(t) &= (x_b - x_c)/l \\ &= \frac{(k_2 - m\omega^2)k_2}{(k_2 + k_3 - m\omega^2)^2 - k_3^2} \cdot \frac{\delta_0}{l} \cos \omega t \end{aligned} \quad (6)$$

由式(3), (6)可得

$$\begin{aligned} \alpha_c(t) &= \epsilon_3(t)/\epsilon_1(t) = \frac{k_2(k_2 - m\omega^2)}{(k_2 + k_3 - m\omega^2)^2 - k_3^2} \cdot \frac{L}{l} \\ &= \frac{k_2/k_3}{k_2/k_3 - m\omega^2/k_3 + 2} \cdot \frac{L}{l}. \end{aligned} \quad (7)$$

将式(7)与式(1)比较可见, 在动态力的作用下, 附加弹性元件与主轴 L 段内两者变形之比不仅与变形传递段的刚度 k_2 和变形筋的刚度 k_3 有关, 而且还与动态力的频率 ω 以及附加弹性元件变形传递段的质量 m 有关. 当动态力的变频率为零(静态力)时, 式(7)即为式(1).

由于 $\delta_3/\delta_1 = l\epsilon_3(t)/L\epsilon_1(t)$, 根据式(7)绘制在不同条件下, δ_3/δ_1 随振动频率 ω 的变化情况, 如图7所示.

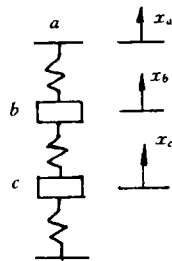


图6 附加弹性元件的动力学模型

由图 7 可见,在所测量的动态力频率一定条件下,变形传递段的质量越小,所引起的动态测量误差也越小;同时 k_2/k_3 增大,附加弹性引入的测量误差也减小. 当 k_2/k_3 增大至 100 时, δ_3/δ_1 已接近 1,并基本不受 ω, m, k_3 的影响,可在很宽的频带内测量主轴的动态变形.

综上所述,采用附加弹性元件方法设计时,在优化过程中只要注意使附加弹性元件的变形筋刚度与长度取极小值,使变形传递段刚度与 L 取极大值,并保证 $L/l, k_2/k_3$ 足够大和 m 足够小,使之获得所需要的灵敏度和良好的动态性能,附加弹性元件的应变输出便可在很宽的频带内准确跟踪主轴的动态变形.

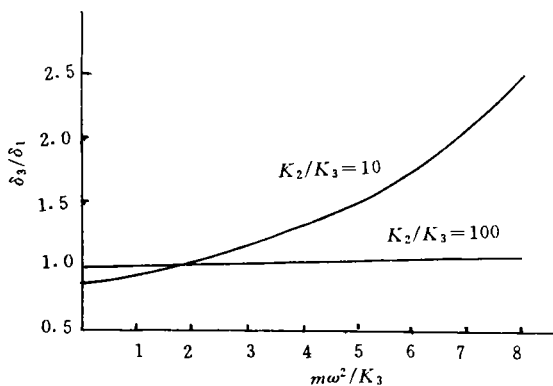


图 7 附加弹性元件的动态响应

3 结束语

理论分析结果表明,图 1 和图 2 所示的附加弹性元件及其在主轴内的安装方法,可解决主轴刚度与检测灵敏度之间的矛盾. 同时,附加弹性元件上的应变可在很宽的频带内准确跟踪主轴的动态变形,因而具有良好的动态特性. 上述特点为实现在不降低机床各项技术指标性能的条件下准确地测量机床主轴所承受的静、动态力,进而为实现生产车间内加工过程状态的实时检测提供了有效和可靠的方法.

参 考 文 献

- 1 南京工学院编. 理论力学:下册. 北京:人民教育出版社,1979. 326~345
- 2 哈尔滨工业大学理论力学教研室编. 理论力学:下册. 北京:人民教育出版社,1982. 337~356

Theoretical Inquiry into a New Method for Measuring Force Bearing on Chief Axis of Machine Tool

Zheng Haibo^① Jin Wenlin^②

(^①)Dept. of Mech. Eng., Huaqiao Univ., 362011, Quanzhou;

(^②)Dept. of Mech. Eng., Nanjing Univ. of Aeronaut. & Astronaut., 210016, Nanjing)

Abstract A new method of additional elastic component is proposed for measuring force bearing on the chief axis of machine tool. A theoretical inquiry is made on its success in solving the contradiction between the rigidity of chief axis and the sensitivity of detection.

Keywords additional elastic component, rigidity of chief axis, sensitivity of detection