数控车床动力卡盘输入推拉力的在线监测方法*

周　城　杨华勇　杨利奎
（浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室，杭州 310027）

【摘要】 提出数控车床动力卡盘输入推拉力的直接监测方法，研制了动态测量推拉力的回转拉压力传感器，并分析了离心力导致的弯曲变形、膨胀变形和弯曲振动对传感器测量误差的影响，提出了膨胀变形引起的测量误差的补偿算法。试验表明，回转拉压力传感器能较好地监测动力卡盘的输入推拉力变化，该方法比监测回转液压缸的供油压力更可靠，并具有监测装置不容易受冷却水和铁屑污染的优点。

关键词：数控车床　动力卡盘　拉压力传感器　在线监测
中图分类号：TG519.1；TG757　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2011)06-0224-06

Online Monitoring Method of Input Push-pull Force for CNC Lathe Power Chuck

Zhou Cheng　Yang Huayong　Yang Likui
(*The State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control*, *Zhejiang University*, *Hangzhou* 310027, *China*)

Abstract

A direct input push-pull force monitoring method with rotary pull-press force sensors was proposed. It was analyzed how the centrifugal force affecting the error the rotary pull-press force sensors. An algorithm was disclosed to compensate the error from the expansion under the centrifugal force. The rotary pull-press force sensor was used to monitor the input force of the power chuck in the experiment. It monitored the variation of the input push-pull force of the power chuck well. The direct monitoring of the input push-pull force was more reliable than the indirect monitoring of the oil pressure. The input push-pull force sensor was more difficult to be polluted by the cooling water and scrap iron.

Key words　CNC lathe, Power chuck, Pull-press force sensor, Online monitoring

引言

高速切削的加工效率高，加工粗糙度小，应用越来越广泛[1]。但是高速切削的危险性比普通切削大，为了确保人身安全，避免损坏昂贵的机床，高速切削时必须实时监测机床的主轴、夹具、伺服刀架等功能部件的工作状态[2]。中高速数控车床常用的工件夹具是三爪液压动力卡盘[3]。

随着转速的不断提高，液压动力卡盘的安全性问题日益突出。高速液压动力卡盘的危险主要是在夹紧力不足时，夹持的工件从动力卡盘中飞出，造成事故，因此需要对动力卡盘的夹持状态进行在线实时监测。

导致动力卡盘夹紧力不足的原因主要有：①动力卡盘的输入推拉力不足。输入推拉力的大小决定于回转液压缸的供油压力，常用的监测方法是用压力继电器或压力传感器监测供油压力。②工件夹持面的直径不在动力卡盘的夹持范围内。与手动卡盘相比，动力卡盘的卡爪行程小，只有 5mm 左右，动力卡盘的卡爪位置决定于回转液压缸的活塞位置，广泛使用的监测方法是用行程开关或位移传感器监测回转液压缸的活塞位置。联合监测回转液压缸的供

收稿日期：2010-08-02　修回日期：2010-09-15
*“十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B09-7)和国家自然科学基金资助项目(50875234)
作者简介：周城，博士生，主要从事高速液压动力卡盘研究，E-mail：zhoucheng129@sina.com
通讯作者：杨华勇，教授，主要从事机电控制及液压传动控制技术研究，E-mail：yhy@zju.edu.cn

油压力和活塞位置，确保动力卡盘在夹持直径范围内具有足够的输入推拉力，是高档数控车床中广泛采用的动力卡盘夹持状态监测方法。③动力卡盘的传动机构的摩擦力过大。④卡爪的离心力造成夹紧力损失过大，监测过大的摩擦力和过大的卡爪离心力造成夹紧力不足，方法是监测动力卡盘的夹紧力。Noske[4] 和 Spur[5] 分别研制了卡盘的夹紧力在线监测系统，力传感元件应变片粘贴在高爪表面上，应变片的供电和信号传输均采用无线方式。动力卡盘的夹紧力在线监测是最直接的夹持状态监测方法。但是，夹紧力在线监测系统在工程应用的过程中面临两个困难：高爪需要经常调节，但粘贴了电路和电线的高爪调节不方便；机床工作区域的环境恶劣，冷却水和铁屑等不利于传感器的长期稳定工作。

监测回转液压缸供油压力是一种间接监测方法，其可靠性低于直接检测；当液压系统出现故障、回转液压缸的供油压力降低时，高速回转的动力卡盘危险性很大，必须加强监测，但此时回转液压缸的液压锁已工作，无法利用供油压力间接监测动力卡盘的输入推拉力。本文针对动力卡盘的输入推拉力不足提出改进的监测方法，使用回转拉压力传感器直接监测推拉力，即输入推拉力的直接监测。同时，研制回转拉压力传感器样机，并分析离心力对拉压力测量误差的影响。

1　回转拉压力传感器

1.1　工作原理

拉压力传感器广泛应用于工程中的各领域，相关的研究论文较多。旋转工况下的力学参数测量方面，转矩传感器已获得广泛应用，德国 Manner 等公司已有用于应变信号传输的无线遥测模块。但至今还没有测量旋转轴拉压力的传感器产品，公开发表的研究论文也很少。回转拉压力传感器的结构如图 1所示。P_1 和 P_2 是回转液压缸的供油压力，R1、R2、R3、R4 应变片并联连接。

回转拉压力传感器由测力杆和旋转应变信号耦合器两部分组成。拉杆的外表面上贴应变片，作为测力杆使用，应变片的布置方式具有抗偏心压缩功能。旋转应变信号耦合器安装在回转液压缸的尾端，可给惠斯登电桥供电，并处理和传输惠斯登电桥的输出信号，旋转变压耦合器的初级线圈与次级线圈之间有 0.3 ~ 1.0 mm 的环形缝隙，该环形缝隙实现非接触式无线供电和无线信号传输。研制的样机如图 2 所示，拉压力传感器安装在回转液压缸上，并装配至数控车床的主轴上。

为了降低回转拉压力传感器对机床主轴动力学

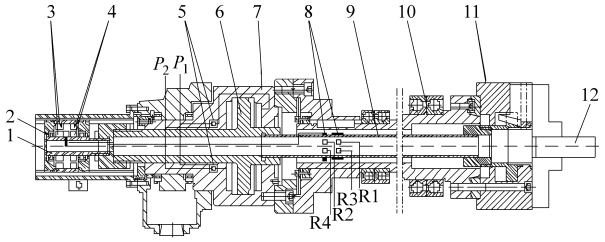

图 1　回转拉压力传感器的原理图

Fig. 1　Structure of rotary pull-press force sensor

1. 传感器转子　2. 传感器轴承　3. 能源输入旋转变压耦合器的次级线圈与初级线圈　4. 信号输出旋转变压耦合器的初级线圈与次级线圈　5. 液控单向阀　6. 活塞杆　7. 回转液压缸　8. 应变片　9. 测力杆　10. 机床主轴轴承　11. 动力卡盘　12. 工件

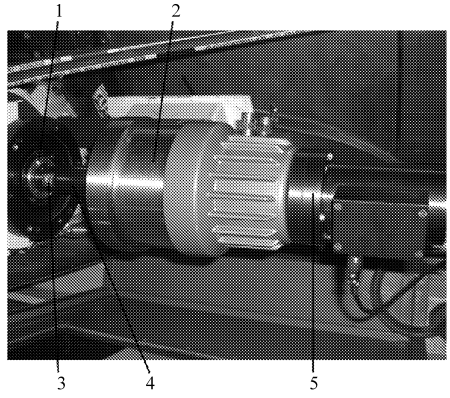

图 2　回转拉压力传感器样机

Fig. 2　Prototype of rotary pull-press force sensor

1. 车床主轴　2. 回转液压缸　3. 应变片　4. 拉杆　5. 旋转应变信号耦合器

特性的影响，与主轴一起旋转的测力杆和旋转应变信号耦合器的转子都经过动平衡校正。与未安装回转拉压力传感器的机床主轴-卡盘系统相比，安装回转拉压力传感器后，主轴旋转部分只增加了旋转应变信号耦合器的转子，其质量不及主轴和卡盘系统质量的千分之二，对机床主轴的影响不大。

1.2　回转拉压力传感器的静态标定

回转拉压力传感器的量程是 100 kN。在不旋转的工况下，采用力值副基准装置对传感器的压力进行标定，压力试验机的范围是 5 ~ 300 kN，准确度等级 0.002 级。

1.3　离心力对传感器测量误差的影响

应变片型传感器测量微变形获得拉压力，静态标定保证了拉压力传感器在静态不旋转时的精度，但在旋转工况下，测力杆的受力和变形情况比静态时复杂，测力杆在离心力的作用下的弯曲变形、膨胀变形和弯曲振动等因素都可能对传感器的测量精度产生影响。

1.3.1　测力杆弯曲变形引起的误差

测力杆的偏心有 3 种基本形式：①材料密度分布不均匀和加工误差导致的测力杆质心偏离其几何

中心轴线,即测力杆存在不平衡量,如图 3a 所示。②装配导致的测力杆几何中心轴线平行偏离机床主轴的旋转轴线,如图 3b所示。③装配导致的测力杆几何中心轴线倾斜偏离机床主轴的旋转轴线,如图 3c所示。工程中测力杆的偏心是这 3 种基本形式的组合,本文首先分析这 3 种基本偏心形式独自引起的误差。

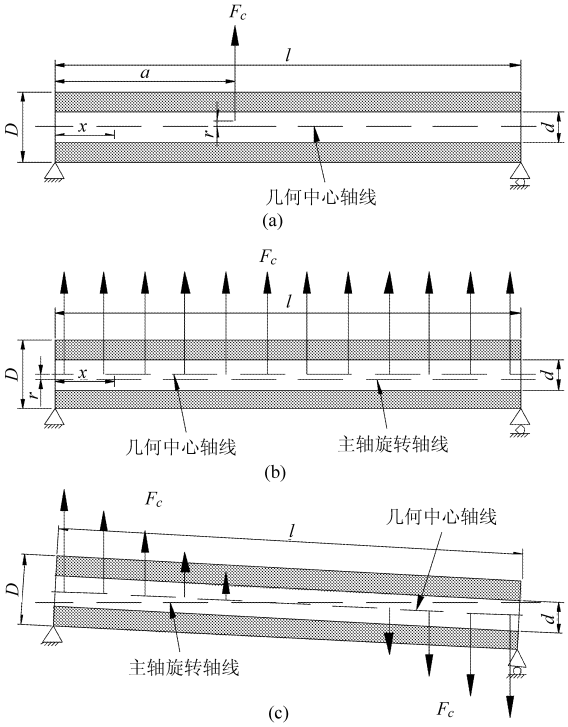

图 3 测力杆偏心的 3 种基本形式

Fig. 3 Three types of eccentricity of draw bar

(a) 测力杆不平衡偏心 (b) 测力杆几何轴线平行偏心 (c) 测力杆几何轴线倾斜偏心

根据材料力学理论[6],质心所在横截面的弯矩最大,当质心位于测力杆中间时

$$M_{\max}=\frac{F_c l}{4} \tag{1}$$

式中 F_c——测力杆质心的离心力,N

l——测力杆的长度,mm

弯曲变形引起的最大拉压应变位于测力杆质心截面的外表面

$$\varepsilon_{c_\max}=\frac{M_{\max}}{EW} \tag{2}$$

式中 E——测力杆弹性模量,MPa

W——抗弯截面系数,m^3

测力杆在拉压力 F 作用下产生的应变

$$\varepsilon_F=\frac{4F}{\pi E(D^2-d^2)} \tag{3}$$

式中 D——测力杆外径,mm

d——测力杆内径,mm

弯曲变形导致的最大应变与拉压力 F 产生的应变之比,即最大弯曲应变比

$$\frac{\varepsilon_{c_\max}}{\varepsilon_F}=\frac{\pi}{2}\rho D l^2\frac{1-\zeta^2}{1+\zeta^2}\left(\frac{n}{60}\right)^2\frac{r}{F}\times 100\% \tag{4}$$

其中 $$\zeta=\frac{d}{D}$$

式中 ζ——拉杆内外径比 n——转速,r/min

r——测力杆质心半径,mm

ρ——测力杆密度,kg/m^3

最大弯曲应变比表征了弯曲变形对测量误差可能产生的最大影响。

测力杆参数如表 1 所示,回转液压缸常用的推拉力大于 10 kN,因此表中取 F 为 10 kN 产生的拉压应变作为比较基准。不平衡弯曲变形的影响如图 4 所示,最大弯曲应变比与转速的平方成正比。$\zeta=0$,即拉杆为实心杆时,弯曲变形产生的误差最大,液压动力卡盘通常运行在 8 000 r/min 以下,最大弯曲应变比小于 1.75%。$\zeta=0.65$、转速 8 000 r/min 时,最大弯曲应变比小于 0.71%。拉管的实际不平衡沿轴向分布,产生的弯曲应变比集中不平衡时小。

表 1 测力杆参数

Tab. 1 Parameters of draw bar

参数	数值
测力杆密度 ρ/kg·m^{-3}	7 850
测力杆内径 d/mm	26
测力杆外径 D/mm	40
测力杆长度 l/mm	446
测力杆质心半径 r/mm	0.1
拉压力 F/kN	10
测力杆弹性模量 E/GPa	206
泊松比 μ	0.3

图 3b 和 3c 中,轴线偏心产生的离心力是沿轴向的分布力。图 3b 所示的平行偏移,离心力 F_c 产生的最大弯曲在拉管中心($x=l/2$),即

$$M_{\max}=\frac{F_c l}{8} \tag{5}$$

轴线平行偏移产生的最大弯矩只有集中不平衡离心力产生的最大弯矩的一半。图 3c 中倾斜偏移产生的弯矩更小。

最大弯曲应变比是在拉管轴向中心位置的最大弯矩处求得,如果应变片的贴片位置远离中心位置,弯曲应变比减小,当贴片位置接近两端支撑位置时,弯矩接近零,弯曲变形可忽略不计。另外,图 1 中的应变片布置具有抗弯曲干扰的功能,理论上能完全消除弯曲变形的影响[7]。

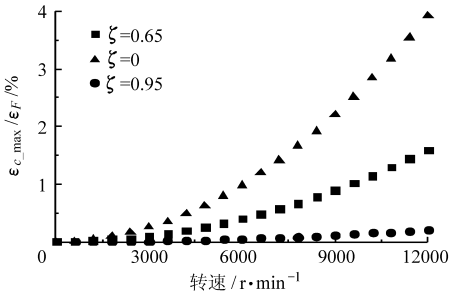

图 4　不平衡弯曲变形的影响

Fig. 4　Influence of bending deformation under imbalance

1.3.2　测力杆膨胀变形引起的误差

测力杆的横截面是空心圆环，在离心力作用下产生膨胀变形，如图 5 所示，膨胀变形影响拉压力的测量精度。根据弹性力学理论[8]，求解膨胀变形值。测力杆与回转液压缸的活塞连接，液压油油液的弹性模量远小于测力杆材料钢，测力杆的端部可看作自由端，测力杆的膨胀变形可简化为弹性力学中的平面应力问题。

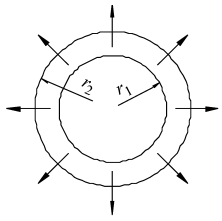

图 5　测力杆膨胀变形的受力示意图

Fig. 5　Diagram of draw bar's expansion

极坐标下，膨胀变形产生的环向线应变为

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \mu\sigma_r) \tag{6}$$

膨胀变形产生的轴向线应变为

$$\varepsilon_z = -\frac{\mu(\sigma_r + \sigma_\theta)}{E} \tag{7}$$

式中　ε_θ——环向线应变

ε_z——轴向线应变

σ_θ——环向正应力，MPa

σ_r——径向正应力，MPa

离心力作用下的径向正应力和环向正应力为

$$\sigma_r = -\frac{3+\mu}{8}\rho\omega^2 r^2 + \frac{A}{2} + \frac{B}{r^2} \tag{8}$$

$$\sigma_\theta = -\frac{1+3\mu}{8}\rho\omega^2 r^2 + \frac{A}{2} - \frac{B}{r^2} \tag{9}$$

式中　ω——角速度，rad/s

A、B——常数，由应力边界条件确定

应力边界条件为

$$\begin{cases} \sigma_{r(r=r_1)} = 0 \\ \sigma_{r(r=r_2)} = 0 \end{cases} \tag{10}$$

式中　r_1、r_2——测力杆内径、外径

根据式(6)～(10)，求得测力杆外表面的环向线应变和轴向线应变为

$$\varepsilon_{\theta(r=r_2)} = \frac{\rho}{4E}[(1-\mu)r_2^2 + (3+\mu)r_1^2]\omega^2$$

$$\varepsilon_{z(r=r_2)} = -\frac{\mu\rho}{4E}[(1-\mu)r_2^2 + (3+\mu)r_1^2]\omega^2$$

利用有限元仿真求解测力杆的膨胀变形，验证理论模型是否可靠。在有限元分析软件 ANSYS 中，建立测力杆的三维模型，测量杆的一端轴向位移设置为零，另一端为自由边界，测力杆整体受旋转惯性体力载荷作用，测力杆的参数如表 1 所示。图 6 为测力杆外表面的膨胀应变，环向线应变的三维有限元仿真结果与理论模型一致，ε_θ 与 ε_z 之差的三维有限元仿真结果与理论模型也基本一致（最大相差 9.2%），膨胀变形理论模型具有较高的精度。

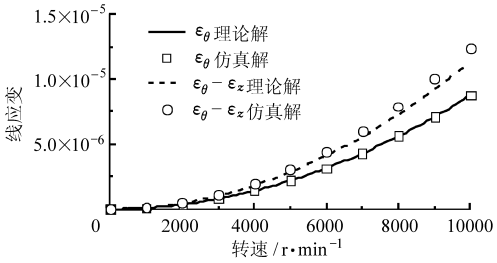

图 6　测力杆外表面的膨胀应变

Fig. 6　Expansion strain of the draw bar

图 1 中拉压力传感器的应变片组测得的应变为

$$\varepsilon_{sum} = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4$$

其中，ε_1、ε_2、ε_3、ε_4 分别为应变片 R1、R2、R3、R4 测得的应变。

如果测力杆只受拉压力作用，轴向拉压应变为 ε，4 个应变片的应变分别为[7]

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = \varepsilon \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_4 = -\mu\varepsilon$$

应变片组测得的总应变为

$$\varepsilon_{sum} = 2(1+\mu)\varepsilon$$

考虑膨胀变形影响，4 个应变片的应变分别为

$$\varepsilon_1' = \varepsilon_3' = \varepsilon + \varepsilon_{z(r=r_2)}$$

$$\varepsilon_2' = \varepsilon_4' = -\mu\varepsilon + \varepsilon_{\theta(r=r_2)}$$

考虑膨胀变形影响，应变片组测得的总应变为

$$\varepsilon_{sum}' = 2(1+\mu)\varepsilon - 2(\varepsilon_{\theta(r=r_2)} - \varepsilon_{z(r=r_2)})$$

膨胀变形造成的绝对误差为

$$\Delta\varepsilon_{sum} = -2(\varepsilon_{\theta(r=r_2)} - \varepsilon_{z(r=r_2)})$$

膨胀变形造成的相对误差为

$$\left|\frac{\Delta\varepsilon_{sum}}{\varepsilon_{sum}}\right| = \left|\frac{\varepsilon_{\theta(r=r_2)}}{\varepsilon}\right| \times 100\%$$

仍取拉压力 F 为 10 kN 产生的应变作为比较基准，膨胀变形导致的相对误差如图 7 所示，试验使用的测力杆对应图标为方块的曲线，转速 10 000 r/min 时的相对误差高达 13.08%，即使在 8 000 r/min 时，相对误差也达到 8.37%；图标为圆圈的曲线对应的外径 40 mm 的实心测力杆，转速 10 000 r/min 时的

相对误差降为 4.38%;图标为三角形的曲线对应的实心测力杆,其横截面积与空心测力杆相同,转速 10 000 r/min 时的相对误差仅为 2.52%,相对误差只有同横截面积空心测力杆的 19.27%。由此可见,实心测力杆的膨胀变形远小于空心测力杆,测力杆采用实心结构,可以大幅度降低膨胀变形引起的测量误差。由理论模型也可知,减小测力杆的内径和外径,尤其是内径,可以降低测力杆的膨胀变形。

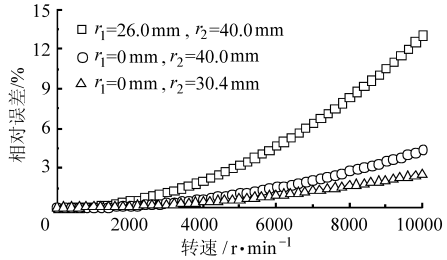

图 7 膨胀变形引起的相对误差

Fig. 7 Errors caused by expansion

1.3.3 测力杆弯曲振动引起的误差

测力杆工作在弹性变形范围内,如果转速超过测力杆的一阶固有频率时,测力杆弯曲振动,变为柔性转子,振动产生的塑性变形不可恢复,对拉压力的测量精度具有重要影响,因此必须确保测力杆的一阶固有频率高于最高工作转速。本文采用模态仿真和模态试验的方法求取测力杆的固有频率。

利用 ANSYS 有限元分析软件,建立测力杆的三维模型,进行模态仿真,一阶模态为如图 8 所示的弯曲振动,一阶固有频率为 988.99 Hz。

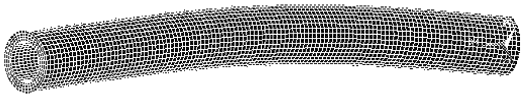

图 8 测力杆的一阶模态

Fig. 8 First mode of the draw bar

模态试验如图 9 所示。测力杆悬挂在皮带上,在测力杆的轴向均匀选择 5 点,力锤逐一敲击,三维加速度传感器(灵敏度 100 mV/g)测量响应,选择响应与敲击力相关度 0.9 以上的数据为有效数据。根据敲击力和加速度响应计算出传递函数,并通过多次测量求平均的方法,提高传递函数的精度。然后在 ME'scopeVES 模态分析软件中,建立 5 点模型,导入传递函数,求取固有频率和振型。模态试验测得的一阶固有频率为 1 110 Hz。

仿真结果与试验基本一致。目前液压动力卡盘的最高转速为 12 000 r/min,对应频率 200 Hz,远低于测力杆的一阶固有频率,因此试验所用的测力杆应用在液压动力卡盘中时,可看作刚性转子,不会发生弯曲振动。

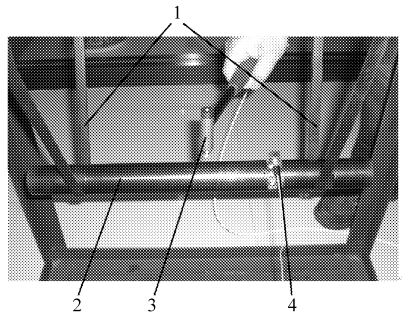

图 9 测力杆的模态试验

Fig. 9 Modal experiment of draw bar

1. 皮带 2. 测力杆 3. 力锤 4. 三维加速度传感器

1.4 膨胀变形引起的测量误差补偿

实心测力杆膨胀变形小,引起的测量误差也小,可以满足精度要求不高的应用,但对于测量精度要求高的场合,需要进行误差补偿;通孔动力卡盘为了满足长棒件的加工要求,拉杆是空心杆,因此需要通过误差补偿提高测量精度。

回转拉压力传感器中增加了转速测量装置,测量拉压力时同时测量转速,并利用膨胀变形的理论模型在软件中补偿膨胀变形引起的测量误差,补偿的数值按以下方法求解。

静态标定时,拉压力与输出电压的关系是

$$k\varepsilon_{\mathrm{sum}} = 2k(1+\mu)\varepsilon = 2k(1+\mu)\frac{F}{ES} = U$$

式中 k——传感器的比例放大系数,V

S——测力杆的横截面积,m^2

U——传感器对应于 F 的输出电压,V

求得传感器的比例放大系数

$$k = \frac{ESU}{2(1+\mu)F}$$

拉压力传感器的 F 与 U 呈线性关系,因此 k 为常数。旋转时,测力杆的应变与输出电压的关系是

$$k\varepsilon'_{\mathrm{sum}} = 2k(1+\mu)\varepsilon - 2k(\varepsilon_{\theta(r=r_2)} - \varepsilon_{z(r=r_2)}) = U'$$

需要补偿的输出电压值为

$$\Delta U = U - U' = 2k(\varepsilon_{\theta(r=r_2)} - \varepsilon_{z(r=r_2)})$$

2 动力卡盘输入推拉力的在线监测试验

图 10 是动力卡盘输入推拉力在线监测的试验系统。回转液压缸的供油压力由比例溢流阀调节,动力卡盘的夹紧和松开由电磁方向阀控制。供油压力由压力传感器检测,压力传感器和输入推拉力传感器的电信号经数据采集卡传输给计算机,计算机控制信号经数模转换后控制比例溢流阀。

图 11 为动力卡盘推拉力在线监测试验台,试验使用的回转液压缸不带液压锁,回转液压缸分别输出拉力和推力,驱动动力卡盘夹持工件外圆和工件内孔,图中所示为夹持夹紧力测试仪的外圆。

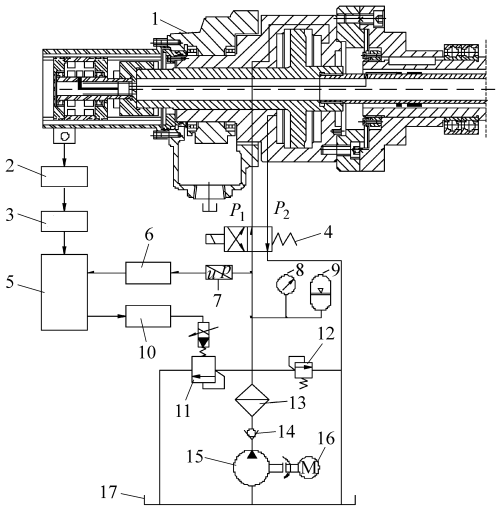

图 10　动力卡盘推拉力在线监测的试验系统

Fig. 10　Test rig of input push-pull force monitoring of power chuck

1. 回转液压缸　2. 频率/电压信号转换器　3、6. 模拟/数字信号转换器　4. 电磁换向阀　5. 工控机　7. 压力变送器　8. 压力表　9. 蓄能器　10. 数字/模拟信号转换器　11. 比例溢流阀　12. 安全阀　13. 过滤器　14. 单向阀　15. 液压泵　16. 电动机　17. 油箱

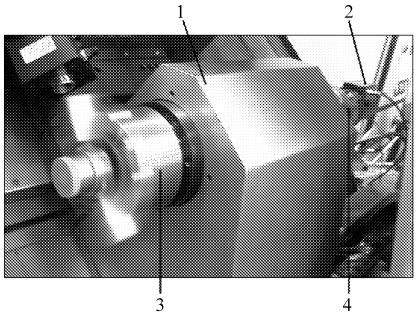

图 11　动力卡盘推拉力在线监测试验台

Fig. 11　Online monitoring of input push-pull force

1. 主轴箱　2. 旋转变压耦合器盒　3. 动力卡盘　4. 回转液压缸

计算机输出正弦信号，控制比例溢流阀输出正弦变化的压力信号，图 12 是压力传感器和拉压力传感器在转速为 3 000 r/min 时测得的数值。测力杆测得的推拉力变化与供油压力变化吻合较好，拉压力传感器能准确地监测动力卡盘的输入推拉力的变化。拉压力直接监测同样适用于监测带液压锁的回转液压缸驱动的动力卡盘，并具有不容易受冷却水和铁屑污染的优点。

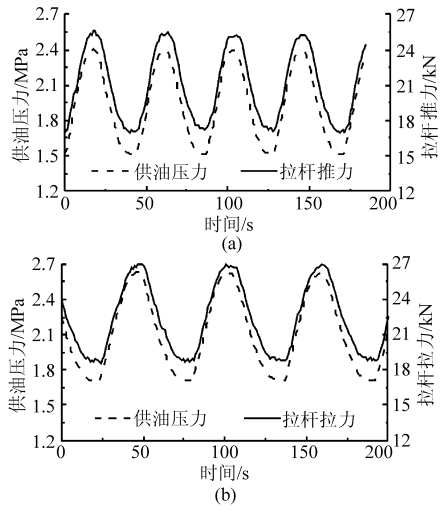

图 12　供油压力与推拉力的监测结果

Fig. 12　Monitored pressure and input push-pull force

(a) 回转液压缸输出推力(夹持工件内孔)

(b) 回转液压缸输出拉力(夹持工件外圆)

3　结论

(1) 研制了回转拉压力传感器样机。转速在 8 000 r/min以下，离心力作用下的测力杆弯曲变形产生的最大测量误差小于 1.75%，并可通过对称布置的两对应变片彻底消除；弯曲振动产生的塑性变形不可恢复，必须确保测力杆的一阶固有频率高于工作转速。

(2) 离心力作用下的测力杆膨胀变形产生的测量误差较大，实心测力杆的误差小于空心测力杆，减小测力杆的内、外径(尤其是内径)，可降低测力杆的膨胀变形；膨胀变形误差可在软件中补偿。

(3) 利用回转拉压力传感器，实现了动力卡盘输入推拉力的直接监测，该方法比传统的间接监测方法更可靠，并具有监测装置不容易受冷却水和铁屑污染的优点。

参　考　文　献

1　Byrne G, Dornfeld D, Denkena B. Advancing cutting technology[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2003, 52(2): 483 ~ 507.

2　Tönshoff H K, Noske H. Machine tool monitoring applied to lathe chucks[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 1990, 39(1): 429 ~ 432.

3　杨华勇，周城. 自定心液压动力卡盘的研究综述[J]. 中国机械工程，2007，18(2)：244 ~ 251.
Yang Huayong, Zhou Cheng. Self-centering hydraulic power chuck: current status and trends[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(2): 244 ~ 251. (in Chinese)

4　Noske H. Monitoring of gripping force in lathe chucks[C]// Proceeding of the IFAC/IMACS, Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes, Baden-Baden, Germany, 1991: 581 ~ 586.

(下转第 223 页)

系统从底端移动到上端的位移变量。仿真值和实验值相对误差的绝对值在 15% 以内，验证了模型和仿真的可信性。

从仿真和实验数据中可以看出，主轴箱从最下端移动到 300 mm 的过程中，刀具点变形逐渐偏向工作台外侧，其值约为 5.2 μm。

4　结论

（1）通过对横梁背面有限元仿真和实验测量相结合的方法，得出仅由永磁直线同步电动机定子引起的法向磁吸力约为 13 200 N。分析了有限元仿真和实验结果之间存在偏差的原因。

（2）针对 VH1100 高速立式加工中心进行了实验，将刀具点变形仿真结果与实验结果进行对比，相对误差绝对值小于 15%，证明了模型和仿真的可信性。

（3）得出永磁直线同步电动机法向磁吸力对机床刀具点变形的影响。在 z 轴进给方向 300 mm 行程中，大约有 5.2 μm 的变形差值。

参　考　文　献

1　刘丽兰，刘宏昭，吴子英，等. 考虑摩擦和间隙影响的机床进给伺服系统建模与分析[J]. 农业机械学报，2010，41(11)：212～218.
Liu Lilan，Liu Hongzhao，Wu Ziying，et al. Modeling and analysis of machine tool feed servo systems with friction and backlash[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2010，41(11)：212～218.（in Chinese）

2　王先逵，陈定积，吴丹. 机床进给系统用直线电机综述[J]. 制造技术与机床，2001(8)：18～21.
Wang Xiankui，Chen Dingji，Wu Dan. Overview of linear motor used in machine tool feeding system[J]. Manufacturing Technology and Machine Tool，2001(8)：18～21.（in Chinese）

3　Brandenburg G，bruckl S，Dormann J，et al. Comparative investigation of rotary and linear motor feed drive systems for high precision machine tools[C]//6th International Workshop on Advance Motion Control，Nagoya，Japan，2000：384～389.

4　叶云岳. 直线电机在现代机床业中的应用与发展[J]. 电机技术，2010(3)：1～5.
Ye Yunyue. Application and development of the linear motor in the modern machine tool industry[J]. Electrical Machinery Technology，2010(3)：1～5.（in Chinese）

5　郭庆鼎，赵希梅. 直线电动机在机床伺服驱动应用中的若干问题与展望[J]. 电气应用，2006，25(4)：130～133.
Guo Qingding，Zhao Ximei. Some issues and application prospect for the linear servo motor drive control in machine tool[J]. Electrotechnical Application，2006，25(4)：130～133.（in Chinese）

6　郭瑶瑶，刘成颖，王先逵. 机床进给系统用永磁直线电机法向吸力的研究[J]. 中国机械工程，2007，18(10)：1 174～1 177.
Guo Yaoyao，Liu Chengying，Wang Xiankui. Study on normal force in permanent magnet linear motor in machine tool feeding system[J]. China Mechanical Engineering，2007，18(10)：1 174～1 177.（in Chinese）

7　刘少克，罗昆. 中低速磁悬浮列车用直线电机法向力的测试研究[J]. 机车电传动，2003(1)：32～34.
Liu Shaoke，Luo Kun. Test and analysis on normal force of linear motor for mid-to-low speed maglev trains[J]. Electric Drive for Locomotive，2003(1)：32～34.（in Chinese）

8　Huang R，Zhou J P，Kim G T. Minimization design of normal force in synchronous permanent magnet planar motor with halbach array[J]. IEEE Transactions on Magnetic，2008，44(6)：1 526～1 529.

9　郭泽阔. 利用磁悬浮原理测试直线电机动推力和垂直力方法的研究[D]. 北京：北京交通大学，2007.
Guo Zekuo. The study of measure on thrust and vertical force of linear induction motor used maglev principle[D]. Beijing：Beijing Jiaotong University，2007.（in Chinese）

（上接第 229 页）

5　Spur G，Mette U. Spannkraftsensoren ermöglichen kontinuierliche spannfutterdiagnose[J]. Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb：ZWF，1997，92(1～2)：53～56.

6　刘鸿文. 材料力学[M]. 2 版. 北京：高等教育出版社，1992：141～177.

7　刘鸿文. 材料力学实验[M]. 北京：高等教育出版社，2006.

8　徐芝纶. 弹性力学[M]. 4 版. 北京：高等教育出版社，2006：71～80.

9　刘延柱，陈文良，陈立群. 振动力学[M]. 北京：高等教育出版社，1998：130～135.