

DOI: 10.3901/JME.2023.09.116

竖直静压圆柱导轨系统运动误差理论模型研究^{*}

查 俊^{1,2} 张会杰¹

(1. 西安交通大学机械工程学院 西安 710049;
2. 西安交通大学苏州研究院 苏州 215123)

摘要: 针对双面抛光机床中竖直静压圆柱导轨运动误差影响被加工零件平行度的难题, 提出一种基于压力油膜误差均化效应的运动误差理论模型。考虑圆柱导轨轮廓误差并对油膜厚度进行均化处理, 建立圆柱导轨轮廓误差分析模型, 求解各油垫的油膜承载力, 量化竖直静压圆柱导轨系统在运动过程中产生的线性偏差和角度偏差。进一步, 从初始设计油膜间隙、设计节流比、供油压力三个方面研究圆柱导轨轮廓误差对运动误差的影响机制。通过实验测得圆柱导轨轮廓误差曲线, 并根据最小二乘法进行数据拟合, 得到圆柱导轨轮廓误差函数并计算出实际倾角误差。圆柱导轨轮廓误差模型的计算结果与仿真结果相差 2.4%, 与实验结果相差 9.2%, 圆柱导轨轮廓误差模型适用于工程实践。结果表明: 建立的竖直静压圆柱导轨系统运动误差理论模型精度高, 可为竖直静压圆柱导轨精度分析和工程应用提供理论基础。

关键词: 竖直静压圆柱导轨; 运动误差; 误差均化; 静压支承

中图分类号: TH133

Modeling on Motion Error of Vertical Hydrostatic Cylindrical Guideways

ZHA Jun^{1,2} ZHANG Huijie¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049;
2. Xi'an Jiaotong University Suzhou Institute, Suzhou 215123)

Abstract: A theoretical model of motion error based on the error averaging effect of the pressured oil film is proposed to overcome the challenge posed by the parallelism of the machined parts which attributed to the motion error of the vertical hydrostatic cylindrical guideways in the double-sided polishing machine tool. The contour error of the cylindrical guideways are considered and the thickness of the oil film is equalized to establish an analysis model, solving the oil film bearing capacity of each pad, and quantifying the linear and angular deviations generated in the running process. Furthermore, the influence mechanism of the contour error of the cylindrical guideways on the motion error is studied considering the initial nominal oil film gap, the restrict ratio and the oil supply pressure. The contour error curve of the cylindrical guideways are measured through experiments, and the data are fitted according to the least square method to obtain the contour error function, and the actual inclination angle error is calculated. The difference between the calculation results of the cylindrical guideways profile error model and the simulation results is 2.4%, with a difference 9.2% compared with the experimental results. The cylindrical guideways profile error model is suitable for engineering practice. The results show that the established theoretical model of the motion error has high accuracy, which can provide a theoretical basis for the accuracy analysis and engineering application of the vertical hydrostatic cylindrical guideways.

Key words: vertical hydrostatic cylindrical guideways; motion error; error averaging; hydrostatic bearing

^{*} 国家重点研发计划(2020YFB2009604)、陕西自然科学基金(2021JM010&2021JM017)和苏州科技计划(SYG202134)资助项目。
20220608 收到初稿, 20221226 收到修改稿

0 前言

误差均化效应存在于液体静压支承中^[1-3], 因此液体静压导轨具有运动精度高、服役寿命长等优点, 且可以通过节流器调整静压支承相应位置处的油膜压力来降低由自重和工件质量所引起的变形对加工精度的影响^[4-5], 在超精密机床中有广泛应用^[6-7]。静压圆柱导轨作为一种新形式的导轨^[8], 主要应用在超精密机床竖直运动轴中。运动误差是静压圆柱导轨系统的一项重要性能指标, 直接影响被加工零件的精度, 且其研究方法区别于传统的静压平面导轨系统。

对于静压导轨运动误差的研究, 其主要思路是量化运动直线度误差与导轨几何误差之间关系。由于静压导轨存在压力油膜的均化效应, 滑块的运动直线度误差小于导轨面的轮廓误差^[9-11]。YABE 等^[12]研究气浮静压导轨滑块运动精度和角度波动, 它决定于导向面轮廓误差波长与油垫长度的比值, 当比值变化时, 滑块浮起高度和角度波动会依次产生变化。SHAMOTO 等^[13]认为油膜厚度不均匀造成的油腔压力波动是引起静压导轨运动直线度误差的原因, 通过 FEM 分析得出了单个静压油腔压力与导轨轮廓误差之间的频域传递函数, 分析了油垫长度、供油压力及进给速度等对均化效应的影响, 提出了一种由导轨轮廓误差预测滑块线性运动误差的方法。PARK 等^[14-15]通过建立传递函数的方法对油膜均化效应进行了分析, 发现油膜作用力的大小会随着轮廓误差波长的增加而增加, 并结合试验验证研究了静压导轨的运动误差。EKINCI 等^[16-17]采用理论和实验方法研究了气浮导轨运动误差与几何误差之间的关系, 基于几何模型和静平衡方程建立了一种运动误差的量化预测模型。XUE 等^[18-19]提出了一种油膜厚度平均化的处理方法, 分析了各结构参数对误差均化系数的影响, 为静压导轨的精度设计提供了指导。齐乃明采用解析法分析了气浮导轨的误差均化作用, 研究了滑块长度、行程以及导轨面的几何误差对气浮导轨直线度误差的影响^[20]。HWANG 等^[21]根据实际测量的导轨轮廓误差建立了气体静压导轨的静力学平衡方程, 采用传递函数法得到运动误差函数, 从而实现对运动误差的预估。此外, KHIM 等^[22]提出一种新的迭代算法来求解导轨误差与运动误差的关系。

综上所述, 静压平面导轨的结构参数对静压导

轨的运动误差有重要影响, 同时导轨的轮廓误差对运动误差的影响也非常显著。此外, 竖直静压导轨系统中的工作台倾角误差是该类结构需特别关注的问题, 不同结构设计参数和外在物理参数均会直接影响其变化, 进而影响被加工件的平行度误差, 现有的针对平面静压导轨运动误差的分析方法则不适用, 尚需进行深入研究。针对某型号双面抛光机床中的竖直静压圆柱导轨系统, 由导轨几何误差引起的倾角误差对抛光机床加工工件平行度精度也有影响。以某型号双面抛光机床中的竖直静压圆柱导轨系统为研究对象, 基于压力油膜的误差均化效应, 考虑导轨轮廓误差并对油膜厚度进行平均化处理, 量化竖直静压圆柱导轨系统在运动过程中产生的线性偏差和角度偏差, 建立竖直静压圆柱导轨系统运动误差理论模型。

1 竖直静压圆柱导轨系统

竖直静压圆柱导轨如图 1 所示, 圆柱形静压导轨与立柱合二为一, 简化了双面抛光机床竖直轴的结构。在立柱与动横梁的连接处, 每侧均布置两个静压轴瓦, 如图 2a 所示, 将轴瓦与移动横梁连接,

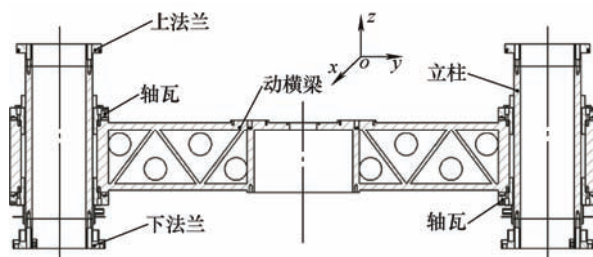
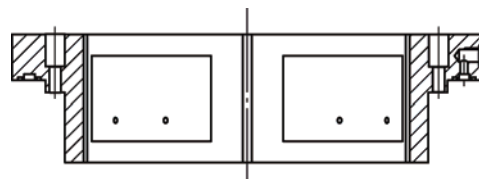
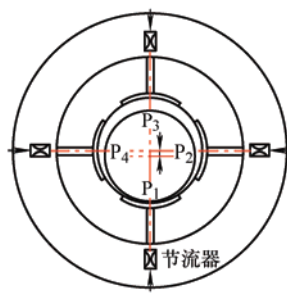


图 1 竖直静压圆柱导轨系统



(a) 静压轴瓦



(b) 油腔

图 2 静压轴瓦和油腔示意图

从而带动横梁沿立柱导轨做直线运动。液压油经节流器^[7]流入轴瓦上的油腔,如图 2b 所示,在轴瓦和立柱之间形成承载油膜,使导轨与轴瓦之间处于纯液体摩擦状态,既能保证抛光盘竖直运动过程中产生的摩擦阻力很小,维持好的动态性能,同时又使整体结构具有高刚度,以提高轴瓦沿导轨运动时的运动精度。

2 竖直静压圆柱导轨轮廓误差模型

在双面抛光机床设计要求中,加工工件的平行度精度是个非常重要的指标,而工件平行度需要上、下抛光盘的平行度来保证。由于圆柱导轨存在直线度误差,动横梁在沿竖直静压圆柱导轨运动过程中会产生线性偏差和角度偏差,影响被加工工件的平行度精度。传统接触式导轨主要根据导轨的几何关系以及接触理论进行建模分析,但静压导轨中导轨与滑块不直接接触,中间存在压力油膜,对导轨轮廓误差有误差均化的作用。因此,基于压力油膜的误差均化效应,考虑导轨轮廓误差对油膜厚度进行均化处理,实现对各油垫实际油膜承载力的求解,进而量化分析动横梁运动过程中产生的线性偏差和角度偏差。

静压轴瓦在运动过程时,圆柱导轨的轮廓误差会导致油垫中油膜厚度不断发生变化,从而使油膜承载力产生波动,静压轴瓦为保持平衡状态要偏离理想运动轨迹,使得动横梁产生线性偏差和角度偏差,如图 3 所示, $\delta(x)$ 为线性偏差, $\varepsilon(x)$ 为角度偏差, λ 为圆柱导轨轮廓误差波长。因此,下文首先分析了轴瓦在运动时单个油垫区域内油膜承载力的变化规律,在建立轴瓦平衡方程的基础上,求解滑块的线性偏差和角度偏差。为便于分析,将圆柱导轨和静压轴瓦展开成平面。

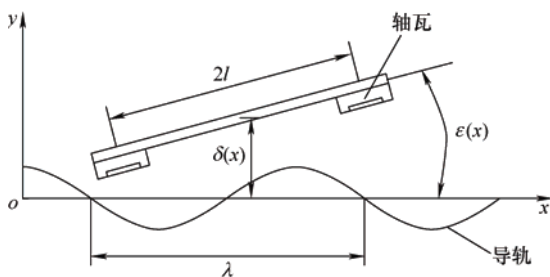


图 3 静压轴瓦运动示意图

在整个分析过程中,假设以下几点。

- 1) 润滑油为不可压缩的粘性流体。
- 2) 供油压力和润滑油动力粘度恒定不变。

3) 轴瓦的进给速度较小($10 \mu\text{m/h}$),不考虑运动过程中的动态效应。

2.1 单油垫平均油膜厚度的定义和计算

导轨轮廓误差及轴瓦的油垫结构如图 4 所示,轴瓦沿 x 轴方向运动,油垫由油腔和封油面组成。油腔封油面等宽度原则进行设计,即满足

$$l_u - l_v = b_u - b_v \quad (1)$$

式中 l_u ——油垫长度(m);
 l_v ——油腔长度(m);
 b_u ——油垫宽度(m);
 b_v ——油腔宽度(m)。

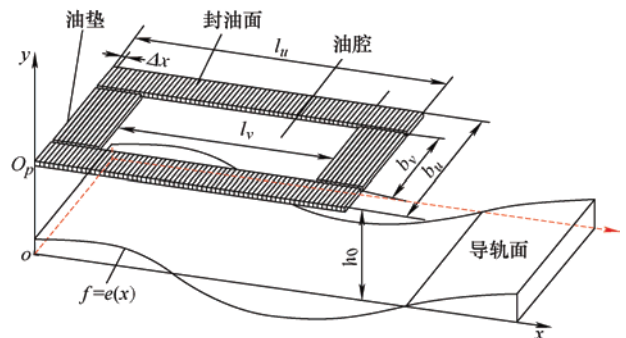


图 4 单油垫误差几何模型

假设沿轴瓦运动方向的导轨表面轮廓呈正弦规律变化,则导轨轮廓误差函数满足^[2]

$$e(x) = E \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda}x + \varphi\right) \quad (2)$$

式中 $e(x)$ ——导轨轮廓误差在 x 位置的误差值(m);
 E ——轮廓误差幅值(m);
 λ ——轮廓误差波长(m);
 φ ——轮廓误差相位(rad);
 x ——导轨任意点相对初始点的位置(m)。

轴瓦与导轨之间的油膜按照油腔结构可分为封油面油膜和油腔油膜。油腔油膜由于油腔深度的原因,其厚度一般为毫米量级,而封油面油膜的厚度为微米量级,故由导轨轮廓误差造成在油腔方向上油膜厚度变化可忽略不计。若不考虑沿滑块周向导轨轮廓误差变化,则封油面的平均油膜厚度为

$$h(x) = h_0 - E \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda}x + \varphi\right) \quad (3)$$

式中 $h(x)$ ——任意位置 x 的封油面油膜厚度(m);
 h_0 ——理论油膜厚度(m)。

将封油面上油膜分布沿 x 方向离散为 n 个等长微小单元。同时定义油垫原点 O_p 在任意位置 x 时,其平均油膜厚度为

$$h_a(x) = \frac{1}{A_i} \sum_{i=1}^n h(x_i) A_i \quad (4)$$

式中 $h_a(x)$ ——平均油膜厚度(m);

A_i ——封油面的油膜总面积(m²);

$h(x)$ ——第 i 个单元的油膜厚度(m);

A_i ——第 i 个单元的面积(m²)。

其中, 封油面的油膜总面积 A_i 满足

$$A_i = b_u(l_u - l_v) + l_u(b_u - b_v) \quad (5)$$

封油面油膜按其结构可以分为两部分: 宽度方向油膜和长度方向油膜。因此, 平均油膜厚度为

$$h_a(x) = \frac{1}{A_i} (V_t + V_l) \quad (6)$$

式中 V_t ——宽度方向油膜体积(m³);

V_l ——长度方向油膜体积(m³)。

当油垫处于初始坐标位置时, 其平均油膜厚度 $h_a(0)$ 满足

$$h_a(0) = \frac{1}{A_i} \left[\int_0^{\frac{l_u-l_v}{2}} h(x) b_v dx + \int_{\frac{l_u+l_v}{2}}^{l_u} h(x) b_v dx + \int_0^{l_u} h(x) (b_u - b_v) dx \right] \quad (7)$$

当油垫沿导轨方向从任意位置 x 向前移动 Δx 时, 宽度方向油膜和长度方向油膜的体积变化量分别表示为

$$\Delta V_t = \left[h \left(x + \frac{l_u + l_v}{2} \right) - h(x) + h(x + l_u) - h \left(x + \frac{l_u + l_v}{2} \right) \right] b_v \Delta x \quad (8)$$

$$\Delta V_l = 2 \left[h(x + l_u) - h(x) \right] \cdot \frac{b_u - b_v}{2} \cdot \Delta x \quad (9)$$

按照式(6)可知, 当轴瓦从任意位置 $x=x_1$ 运动到 $x=x_2$ 时, 其平均油膜厚度变化量可以表示为单位油膜总面积上的封油面油膜体积变化量的积分, 即满足

$$\Delta h_a \Big|_{x_1}^{x_2} = \frac{1}{A_i} \left(\int_{x_1}^{x_2} \Delta V_t + \int_{x_1}^{x_2} \Delta V_l \right) \quad (10)$$

则当轴瓦原点 O_p 在任意位置 x 时, 平均油膜厚度满足

$$h_a = h_a(0) + \Delta h_a \Big|_0^x \quad (11)$$

2.2 单油垫油膜承载力的计算

基于对静压支承封油面油膜承载能力的分析, 同时采用平均油膜厚度代替理论油膜厚度, 则有

$$R_l(x) = \frac{3\eta}{h_a^3(x) \left(\frac{l_v}{b_u - b_v} + \frac{b_v}{l_u - l_v} \right)} \quad (12)$$

式中 $R_l(x)$ ——封油面流阻(Pa · s · m⁻³);

η ——润滑油动力粘度(Pa · s)。

所研究的静压圆柱导轨为恒压式油静压支承方式, 使用节流器^[7,9]来调节油腔工作压力。将假设节流器流阻为恒定值, 则有

$$p_0(x) = \frac{p_s}{R_c / R_l(x) + 1} \quad (13)$$

式中 p_s ——供油压强/Pa;

$p_0(x)$ ——油腔压强/Pa;

R_c ——节流器流阻/(Pa · s · m⁻³)。

当轴瓦沿导轨方向从初始位置运动到任意位置 x 时, 单油垫油膜承载力的变化量为

$$f_e(x) = [p_0(x) - p_0(0)] A_e \quad (14)$$

式中 $f_e(x)$ ——油膜承载力的变化量/N;

A_e ——油膜有效承载面积/m²。

2.3 平衡方程的建立和运动误差的求解

针对静压圆柱导轨, 首先建立轴瓦静力平衡方程, 然后量化分析轴瓦在运动过程中产生的线性偏差和角度偏差与各油垫油膜承载力变化量之间的关系。圆柱导轨采用外圆磨床加工, 圆柱导轨的轮廓误差主要由于砂轮沿着导轨轴向方向进给过程中砂轮所在直线轴的直线度误差引起的, 如图 5 所示。

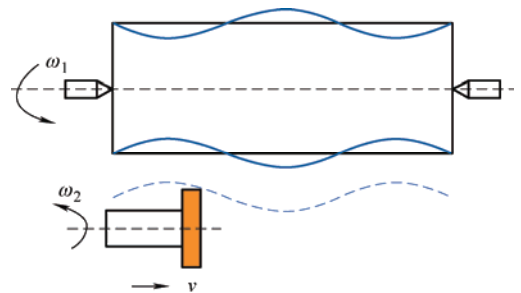


图 5 圆柱导轨加工示意图

因此假设圆柱导轨整体轮廓误差沿轴瓦运动方向可表示为相同波长和幅值的正弦函数。由图 5 所示, 导轨 I(上)和导轨 II(下)的轮廓误差沿 x 方向相位差 $\varphi=\pi$ 。则假设导轨 I 和 II 的轮廓误差函数可表示为

$$e_1(x) = E \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{\lambda} x \right) \quad (15)$$

$$e_2(x) = E \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{\lambda} x + \pi \right) = -e_1(x) \quad (16)$$

从式(15)和(16)中可以看出导轨 I 和导轨 II 的轮廓误差曲线为对称曲线, 这将使得两对置油腔内油膜厚度分布趋势相同, 如图 6 所示, 减小轴瓦在运动过程中沿运动垂直方向的线性偏差。

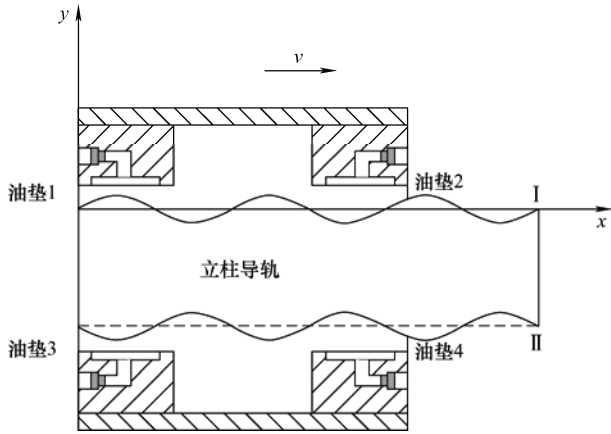


图 6 静压圆柱导轨结构图

上述静压圆柱导轨可等效为如图 7 所示的力学模型。其中, $e_{yj}(x)$ 为各油垫中心沿 y 方向的线性位移, $k_{fj}(x)$ 为油垫油膜刚度, $f_{bj}(x)$ 为在运动过程中为保持轴瓦处于平衡状态而产生的油膜平衡力, $f_{ej}(x)$ 为油垫油膜承载力变化量, j 表示第 j 个油垫, l 为滑块中心到各轴瓦中心的距离。

其中, 各油垫中心的线性偏差 $e_{yj}(x)$ 满足

$$e_{yj}(x) = me_{yx}(x) + n\varepsilon_{zx}(x)l \quad (j=1,2,3,4) \quad (17)$$

式中 m ——方向系数(从油垫 1 到 4, m 依次取 $-1, -1, 1, 1$);

$e_{yx}(x)$ ——滑块沿垂直于运动方向的线性偏差/ m ;

n ——方向系数(从油垫 1 到 4, n 依次取 $1, -1, -1, 1$);

$\varepsilon_{zx}(x)$ ——滑块的俯仰角/ rad 。

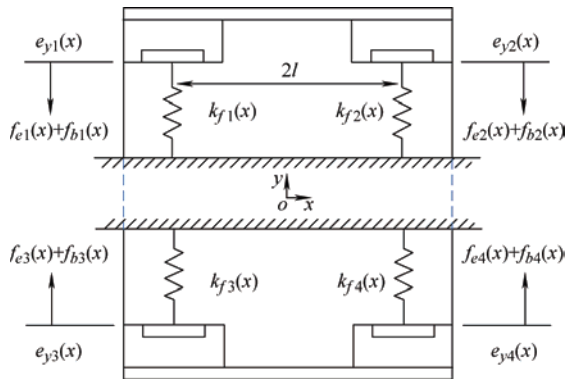


图 7 立柱静压导轨力学等效模型

轴瓦在初始位置时各油垫的油膜承载力合力为

零。在运动过程中, 为了维持轴瓦的平衡状态, 油膜承载力的变化量 $f_{ej}(x)$ 和油膜平衡力 $f_{bj}(x)$ 的合力也需要始终为零, 即需满足

$$\sum_{j=1}^4 m[f_{ej}(x) + f_{bj}(x)] = 0 \quad (18)$$

$$\sum_{j=1}^4 n[f_{ej}(x) + f_{bj}(x)] \cdot l = 0 \quad (19)$$

各油垫的油膜刚度为油膜承载力对油膜厚度的微分, 即满足

$$k_{fj}(x) = \frac{3p_s A_e [\beta_j(x) - 1]}{h_a(x) \beta_j^2(x)} \quad (20)$$

其中, 节流比 $\beta_j(x)$ 为

$$\beta_j(x) = \frac{p_s}{p_{0j}(x)} \quad (21)$$

将油膜等效为线性弹簧单元, 各油垫所产生的油膜平衡力为

$$f_{bj}(x) = -k_{fj}(x) \cdot e_{yj}(x) \quad (22)$$

将式(14)和(22)代入平衡方程(18)和(19), 联立求解可得

$$\begin{bmatrix} e_{yx}(x) \\ \varepsilon_{zx}(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(\kappa_1 + \kappa_2) & -(\kappa_1 - \kappa_2) & (\kappa_1 + \kappa_2) & (\kappa_1 - \kappa_2) \\ \frac{1}{l}(\kappa_1 + \kappa_2) & -\frac{1}{l}(\kappa_1 - \kappa_2) & -\frac{1}{l}(\kappa_1 + \kappa_2) & \frac{1}{l}(\kappa_1 - \kappa_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{e1}(x) \\ f_{e2}(x) \\ f_{e3}(x) \\ f_{e4}(x) \end{bmatrix} \quad (23)$$

其中 κ_1 和 κ_2 为刚度系数, 满足

$$\kappa_1 = \sum_{j=1}^4 k_{fj}(x) / \left[\left(\sum_{j=1}^4 k_{fj}(x) \right)^2 - \left(\sum_{j=1}^4 mnk_{fj}(x) \right)^2 \right]$$

$$\kappa_2 = \sum_{j=1}^4 mnk_{fj}(x) / \left[\left(\sum_{j=1}^4 k_{fj}(x) \right)^2 - \left(\sum_{j=1}^4 mnk_{fj}(x) \right)^2 \right]$$

按 GB-T17421.1—1998 机床检验通则, 一定行程范围内滑块运动的运动直线度误差可以通过两端点连线法或者最小二乘法对该行程范围内滑块沿垂直运动方向的运动轨迹进行分析求得, 同样可求得导轨面的轮廓度误差。

3 结果与讨论

3.1 油腔中心距与轮廓误差波长比对运动误差的影响

图 8 和图 9 给出了倾角误差和运动直线度误差随油腔中心距与几何误差波长比的变化曲线。运动直线度误差是基于工作台中心的轨迹由最小二乘法求得。倾角误差是工作台在全行程中的最大倾角。在图 8 中, 当 $L/\lambda = 1, 2, 3, \dots$ 时可以发现倾角误差最小。这是因为当 $L/\lambda = 1, 2, 3, \dots$ 时, 同一侧的两个油垫对应的油膜力波动的相位差为零, 即同一侧的两个油垫产生的油膜力波动大小相等且方向相同, 因此由油膜力波动产生的力矩相互抵消。在图 9 中, 当 $L/\lambda = 0.5, 1.5, 2.5, \dots$ 时, 运动直线度误差的值较小。这是因为当 $L/\lambda = 0.5, 1.5, 2.5, \dots$ 时, 同一侧的两个油垫对应的油膜力波动的相位差为 π , 即同一侧的两个油垫对应的油膜力波动大小相等但方向相反, 因此可以互相抵消。同时可以发现, 运动直线度误差和倾角误差不能同时取最小值。例如, 在 $L/\lambda = 1$ 附近时倾角误差较小, 但是运动直线度误差却有较大值。

竖直静压圆柱导轨应用在双面抛光机床中, 加工工件的平行度精度指标是关键设计参数, 而倾角误差是影响加工工件平行度精度的重要因素。直线度误差引起的沿直线运动垂直方向的线性位移偏差对加工工件的精度影响则较小。因此应尽量在设计装配中使 $L/\lambda = 1, 2, 3, \dots$, 以使倾角误差达到最小。在实际的导轨装配过程中, 首先应对导轨表面轮廓曲线进行测量, 然后与设计轴瓦中心距进行比较, 若 $L/\lambda \neq 1, 2, 3, \dots$ 时, 可对导轨进行研磨, 使其符合精度要求。

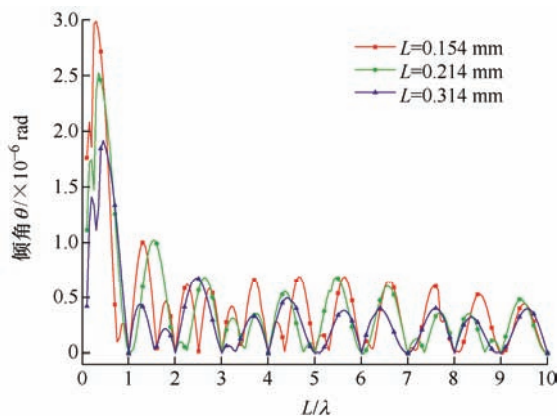


图 8 倾角误差随油腔中心距与几何误差波长比的变化曲线
($P_s=4$ MPa, $h_0=20$ μm)

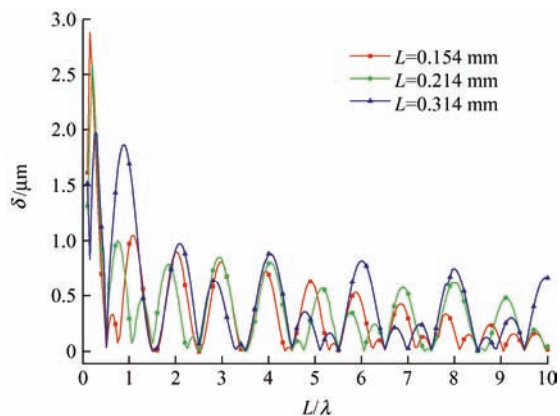


图 9 运动直线度误差随油腔中心距与几何误差波长比的变化曲线($P_s=4$ MPa, $h_0=20$ μm)

3.2 圆柱导轨轮廓误差幅值对倾角误差的影响

图 10 给出了当圆柱导轨轮廓误差幅值 E 分别为 1 μm 、3 μm 、5 μm 时, 倾角误差的变化曲线。可以发现, 圆柱导轨轮廓误差幅值越小, 倾角误差越小。这是因为轮廓误差幅值实际上是反映了导轨的加工精度, 导轨的加工精度越高, 其油膜承载力波动越小, 滑块运动过程中的倾角误差也越小。

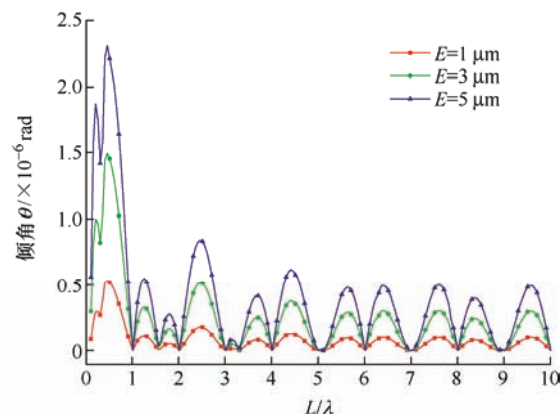


图 10 倾角误差随圆柱导轨轮廓误差幅值变化曲线
($P_s=4$ MPa, $h_0=20$ μm)

3.3 主要设计参数对运动误差的影响

从图 1 可知动横梁系统沿圆柱导轨运动过程中发生倾斜则会产生线性偏差和角度偏差, 从而影响被加工工件的精度, 而静压圆柱导轨设计参数的选定对动横梁运动时所产生倾斜角度大小起着关键作用。因此, 应该在保证工件加工精度的基础上, 合理地竖直静压导轨系统参数进行设计。本节主要分析初始设计油膜间隙 h_0 、节流比 β 、供油压力 P_s 对运动误差的影响。

3.3.1 初始设计油膜间隙对运动误差的影响

图 11 为不同初始设计油膜厚度情况下倾角误差随油腔中心距与几何误差波长比的变化曲线。可以发现倾角误差随着油膜厚度的增加而减小。这主

要是因为油膜力波动随着油膜厚度的增加而减小。当油膜厚度变大时,圆柱导轨轮廓误差对油膜厚度造成的影响减弱,使得油膜力波动减小。但是,增大油膜厚度会减小静压导轨的刚度,同时流量会加大。因此,在静压圆柱导轨刚度和流量满足设计要求的情况下,初始设计油膜间隙尽量取较大的值。

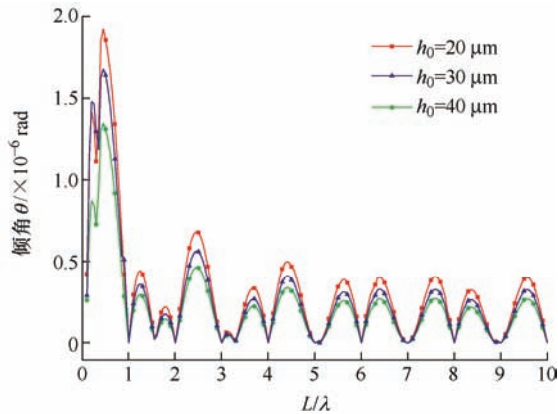


图 11 倾角误差随初始设计油膜间隙变化曲线
($P_s=4$ MPa, $L=0.314$ mm)

3.3.2 节流比值对运动误差的影响

图 12 为不同设计节流比情况下倾角误差随油腔中心距与几何误差波长比的变化曲线。可以发现倾角误差在 $\beta=2$ 时最小,而在 $\beta=1.5$ 或 3 时较大。这主要是因为节流比为 2 时油垫的刚度最高,会保证系统有较好稳定性。

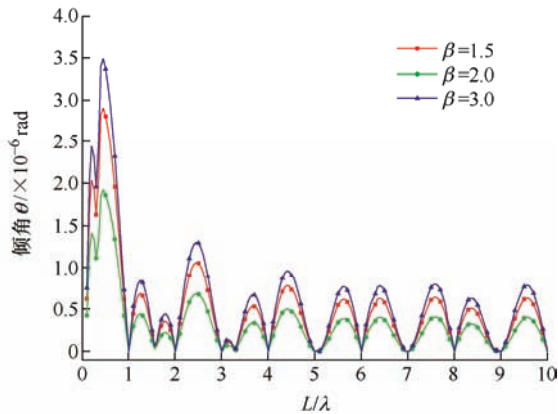


图 12 倾角误差随节流比变化曲线
($P_s=4$ MPa, $L=0.314$ mm)

3.3.3 供油压力对运动误差的影响

图 13 为倾角误差随供油压力的变化曲线。从图中可以看出,当供油压力在 1~4 MPa 之间,倾角误差随着供油压力的增大而迅速减小;当供油压力大于 4 MPa 时,随着供油压力的增大,倾角误差减小的幅度变缓。因此,在满足倾角误差要求范围内的情况下,可选择较大的供油压力。

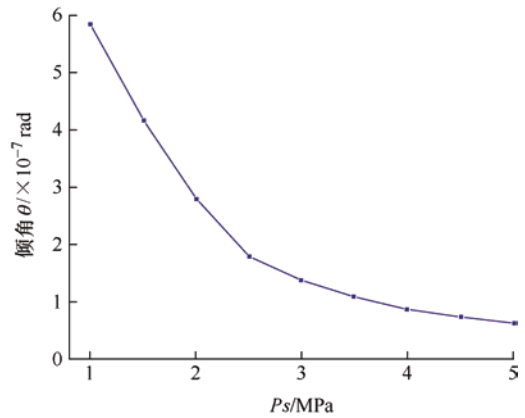


图 13 倾角误差随供油压力变化曲线($L=0.314$ mm)

3.4 仿真计算与实验

采用 COMSOL 对油垫进行网格划分,如图 14 所示。

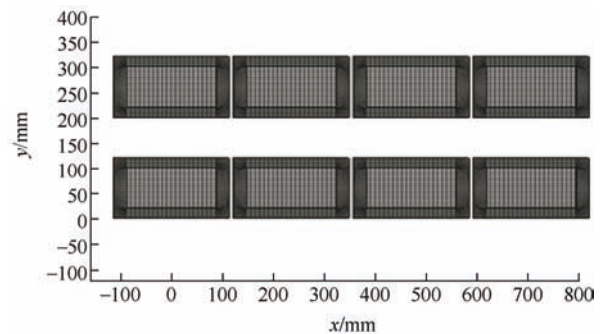


图 14 轴瓦油垫单元格划分

基于各单元间流量连续方程,联立以上各式进行求解,得到油垫的封油面压力分布图,如图 15 所示。

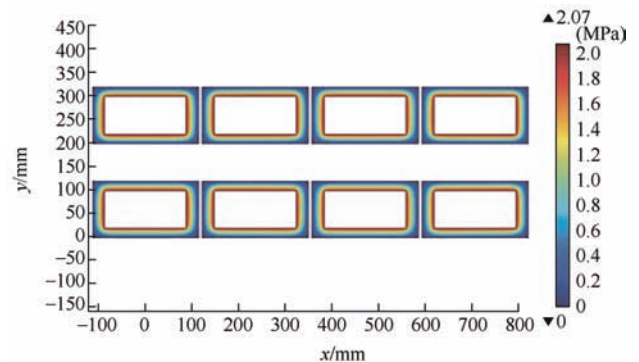


图 15 封油面油膜压力分布图

将不同的 λ 值代入到仿真计算中,可以得到相对应的不同 n 值与倾角误差 θ 的关系,并与圆柱导轨轮廓误差模型所得到计算结果作对比,如图 16 所示。从图中可以看出,当 $L/\lambda=1, 2, 3, \dots$ 时,倾角误差最小。计算值与仿真值最大相差约为 7.6%,这是由于导轨轮廓误差计算中对于油膜厚度按照平均油膜厚度的方法进行处理,而 COMSOL 仿真的油

膜厚度为实际油膜厚度, 因此导轨轮廓误差模型和 COMSOL 仿真计算结果存在误差, 根据分析可知计算精度满足工程应用的需求。

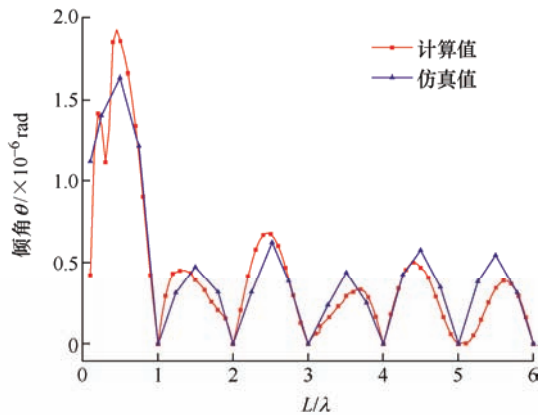


图 16 计算结果与仿真结果对比

静压轴瓦中心距 $L=314$ mm, 测量得到导轨轮廓误差曲线幅值为 $E=0.52$ μm , 波长为 $\lambda=120$ mm, 则轴瓦中心距与几何误差波长比为 $L/\lambda=2.6$ 。将设计参数带入到圆柱导轨轮廓误差模型以及 COMSOL 仿真模型中, 所得曲线如图 17。经对比, 发现圆柱导轨轮廓误差模型的计算结果与使用 COMSOL 仿真结果相差 2.4%, 而与实验结果相差 9.2%。由于圆柱导轨轮廓误差模型中对于导轨轮廓曲线的拟合是假设导轨轮廓为相同波长和幅值的正弦曲线, 而实际轮廓误差曲线是由不同波长与幅值的正弦曲线的叠加组成的, 这会对导轨轮廓误差模型计算误差影响较大; 在实际情况中两个圆柱导轨之间还存在平行度误差等因素影响。根据分析结果可认为圆柱导轨轮廓误差模型较为符合实际工程需求。

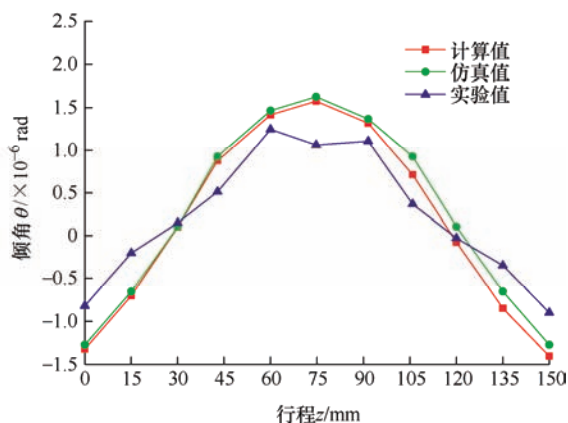


图 17 计算、仿真数据与实验结果对比($L/\lambda=2.6$)

4 结论

(1) 针对竖直静压圆柱导轨系统, 基于封油面

内压力线性分布假设, 采用考虑圆柱导轨轮廓误差对实际油膜厚度进行均化处理的分析方法, 计算了单个油垫的油腔工作压力和油膜承载力, 在不考虑动态效应的情况下建立并求解了静压圆柱导轨的力平衡方程, 对运动误差进行了量化分析。

(2) 进一步从初始设计油膜间隙、设计节流比、供油压力三个方面分析了其对运动误差的影响。研究表明: 当中心距与轮廓误差波长比 $L/\lambda=1, 2, 3, \dots$ 时, 倾角误差最小; 当 $L/\lambda=0.5, 1.5, 2.5, \dots$ 时, 可以发现直线度误差的值较小; 轮廓误差幅值越小, 倾角误差越小; 倾角误差随着油膜厚度的增加而减小; 在设计节流比为 2 时, 倾角误差较小; 倾角误差随着供油压力的增大而减小。

(3) 对圆柱导轨轮廓误差所引起的角度偏差进行了有限元分析, 发现当 $L/\lambda=1, 2, 3, \dots$ 时倾角误差最小。圆柱导轨轮廓误差模型的计算结果与仿真结果相差 2.4%, 与实验结果相差 9.2%。该模型可为竖直静压圆柱导轨精度分析和工程应用提供理论基础。

参 考 文 献

- [1] ZHA J, XUE F, CHEN Y. Straightness error modeling and compensation for gantry type open hydrostatic guideways in grinding machine[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2017, 112: 1-6.
- [2] ZHA J, LV D, JIA Q, et al. Motion straightness of hydrostatic guideways considering the ratio of pad center spacing to guide rail profile error wavelength[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 82(9-12): 2065-2073.
- [3] 赵建华, 高殿荣, 张作超. 液体静压导轨定压供油式油腔承载力的超静定力学模型[J]. 机械工程学报, 2012, 48(22): 168-176.
ZHAO Jinhua, GAO Dianrong, ZHANG Zuochao. Indeterminate mechanics model of bearing capacity of constant pressure oil pockets in hydrostatic slide[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(22): 168-176.
- [4] 高殿荣, 赵建华, 张作超, 等. PM 流量控制器参数对液体静压导轨性能影响的研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(18): 186-194.
GAO Dianrong, ZHAO Jinhua, ZHANG Zuochao, et al. Research on the influence of pm controller parameters on the performance of hydrostatic slide for nc machine tool[j]. journal of mechanical engineering, 2011, 47(18): 186-194.
- [5] 施晨淳, 王振忠, 彭云峰, 等. PM 流量控制器参数对

- 液体静压导轨运动精度影响的研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(1): 157-165.
- SHI Chenchun, WANG Zhenzhong, PENG Yunfeng, et al. Influence of PM controller parameters on motion accuracy of hydrostatic guideways[J]. journal of mechanical engineering, 2020, 56(1): 157-165.
- [6] 蒋书运, 祝进波. 静压圆柱导轨系统静态刚度理论模型研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57: 1-9.
- JIANG Shuyun, ZHU Jinbo. Modeling on static stiffness of hydrostatic linear cylindrical guide[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57: 1-9.
- [7] 王智伟, 查俊, 陈耀龙, 等. 流固耦合对油静压导轨动静特性的影响[J]. 机械工程学报, 2014, 50(9): 148-152.
- WANG Zhiwei, ZHA Jun, CHEN Yaolong, et al. Influence of fluid-structure interactions on static and dynamic characteristics of oil hydrostatic guideways[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(9): 148-152.
- [8] 高殿荣, 魏云, 王凯. 液体圆柱静压导轨设计参数对其性能的影响[J]. 机械工程学报, 2014, 50(24): 186-190.
- GAO Dianrong, WEI Yun, WANG Kai. Influence of design parameters of cylindrical hydrostatic slide on its' performance[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(24): 186-190.
- [9] WANG Z W, ZHAO W H, CHEN Y L, et al. Prediction of the effect of speed on motion errors in hydrostatic guideways[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2013, 64(4): 78-84.
- [10] SLOCUM A H, SCAGNETTI P A, KANE N R, et al. Design of self-compensated, water-hydrostatic bearings[J]. Precision Engineering, 1995, 17(3): 173-185.
- [11] KANE N R, SIHLER J, SLOCUM A H. A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation[J]. Precision Engineering, 2003, 27(2): 125-139.
- [12] YABE H, IKUNO Y. A study on sliding accuracy characteristics of an externally pressurized gas-lubricated guide way: fundamental sliding accuracy characteristics[J]. JSME International Journal Series C, 1996, 39(2): 371-377.
- [13] SHAMOTO E, PARK C H, MORIWAKI T. Analysis and improvement of motion accuracy of hydrostatic feed table[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2001, 50(1): 285-290.
- [14] PARK C H, OH Y J, LEE C H, et al. Experimental verification on the motion error analysis method of hydrostatic bearing tables using a transfer function[J]. International Journal of the Korean Society of Precision Engineering, 2003, 4(2): 57-63.
- [15] PARK C H, OH Y J, LEE C H, et al. Theoretical verification on the motion error analysis method of hydrostatic bearing tables using a transfer function[J]. International Journal of the Korean Society of Precision Engineering, 2003, 4(2): 64-70.
- [16] EKINCI T, MAYER J. Relationships between straightness and angular kinematic errors in machines[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47: 1997-2004.
- [17] EKINCI T, MAYER J, CLOUTIER G M. Investigation of accuracy of aerostatic guideways[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009, 49(6): 478-487.
- [18] XUE F, ZHAO W, CHEN Y, et al. Research on error averaging effect of hydrostatic guideways[J]. Precision engineering, 2012, 36: 84-96.
- [19] 薛飞, 赵万华. 静压导轨误差均化效应影响因素研究[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(11): 33-36.
- XUE Fei, ZHAO Wanhua. Influencing factors on error averaging effect of hydrostatic guideways[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(11): 33-36.
- [20] 齐乃明, 陶家生, 关英姿, 等. 气浮导轨误差均化作用的探讨[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1997, 29(1): 61-63.
- QI Naiming, TAO Jiasheng, GUAN Yingzi, et al. Research on aerostatic slideway error balance[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1997, 29(1): 61-63.
- [21] HWANG J, PARK C H, KIM S W. Estimation method for errors of an aerostatic plannar XY stage based on measured profiles errors[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010, 46(9-12): 877-883.
- [22] KHIM G, PARK C H, SHAMOTO E, et al. Prediction and compensation of motion accuracy in a linear motion bearing table[J]. Precision Engineering, 2011, 35(3): 393-399.

作者简介: 查俊(通信作者), 男, 1987 年出生, 博士, 副研究员, 硕士生导师。主要研究方向为高精度机床、静压支承技术等。

E-mail: jun_zha@xjtu.edu.cn

张会杰, 男, 1983 年出生, 博士, 高级工程师。主要研究方向为机床动力学。

E-mail: zhanghuijie@xjtu.edu.cn