

文章编号 1004-924X(2017)08-2121-09

## 纳米级精度的竖直液体静压滑台设计

董婉娇<sup>1,2</sup>, 李蓓智<sup>1\*</sup>, 杨建国<sup>1</sup>

(1. 东华大学 机械工程学院, 上海 201620;

2. 密歇根大学 S. M. Wu 制造中心, 安娜堡 48109)

**摘要:** 为了满足航天关键件的加工精度要求, 需要设计并制造满足设计要求的纳米级精度的竖直液体静压滑台。本文针对滑台结构、关键部件及公差设计方法展开了研究。首先, 根据高精度竖直滑台的设计要求, 采用不等流量的滑块结构及控制方法整体设计滑台结构。设计时, 将所有液压油管路均设置在滑块中, 以减小油压损耗, 且使得滑台结构紧凑。接着, 为使圆孔加工时圆度误差不受导轨刚度的影响, 采用等导轨刚度的设计方法, 同时给出了该方法下油膜厚度、刚度、压力的计算方法。文中还证明了上下油腔不等承载面积法能够降低竖直滑台由于倾覆力矩产生的倾角误差, 提高导轨运动精度。在此基础上, 提出了基于不等流量结构的几何精度设计方法, 计算并证明了不等流量的结构和控制方法可以降低导轨和滑块极高的制造等级要求和制造成本。最后, 根据上述设计方法设计并制造了数控纳米曲面磨床竖直滑台, 并测试了该磨床竖直 Z 滑台的运动精度。结果显示采用不等流量结构的滑台制造公差要求由 IT1 降低到 IT3。Z 滑台精度测试结果为: 定位误差为  $\pm 80\text{nm}$ , 重复定位误差为  $48\text{nm}$ 。

**关键词:** 液体静压滑台; 超精密竖直滑台; 不等流量结构; 精度测试

**中图分类号:** TH122; TH123; TH161 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20172508.2121

## Design for vertical liquid hydrostatic slide with nano-scale precision

DONG Wan-jiao<sup>1,2</sup>, LI Bei-zhi<sup>1\*</sup>, YANG Jian-guo<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai 201620, China;

2. S. M. Wu Manufacture Center, University of Michigan, Ann Arbor, MI 48109, USA)

\* Corresponding author, E-mail: lbzhi@dhu.edu.cn

**Abstract:** In order to satisfy machining accuracy requirements for aerospace key parts, this paper designed and formulated a vertical liquid hydrostatic slide with nano-scale precision. The research was carried out from aspects of slide structure, key parts and tolerance design method of slide. Firstly, according to the design requirements for vertical slide with super-precision, unequal flow structure and control method was introduced to realize overall design of slide structure. In this scheme, all liquid hydraulic oil lines were in slide with compact structure, which could reduce loss of oil pressure. Then, in order to guarantee that roundness error at the time of processing for round hole was not affected by guideway stiffness, the design method of equal guideway stiffness was presented. Meanwhile, calculation methods for thickness, rigidity and pressure of oil film were derived. It was proposed and proven that unequal bearing area method for up and down oil chamber could decline inclina-

收稿日期: 2017-03-14; 修订日期: 2017-04-14.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 51675096)

tion error of vertical slide caused by overturning moment, thus could improve movement precision of guideway. On this basis, design method for geometric accuracy based on unequal flow structure was proposed, and it was proven that this proposed structure and control method could decline extremely high requirements for manufacturing level and manufacturing cost of guideway and slide. Finally, vertical slide for hook face grinder of CNC nano was designed and manufactured according to the above design method, and movement precision for vertical Z slide of the grinder was tested. It is concluded that requirement for manufacturing tolerance of slide with unequal flow structure declines from IT1 to IT3, and unequal bearing area makes the slide back  $0.3\mu\text{m}$ . Test result for Z slide precision is: position error is  $\pm 80\text{nm}$ , and repeated position error is  $48\text{ nm}$ .

**Key words:** liquid hydrostatic slide; super-precision vertical slide; unequal flow structure; precision test

## 1 引 言

超精密机床通常用于零件加工的最后一道工序,承担着保证零件最终加工质量的重要作用,因此超精密机床必须具有高可靠、高精度和高稳定性<sup>[1]</sup>。而超精密滑台是超精密机床的基础,它将直接影响机床的加工性能。近年来国内外研究机构在高精度工作台的设计和制造方面开展了大量的研究工作。

为了使滑台的定位精度达到纳米级,超精密滑台多采用无摩擦驱动。这种驱动方式由直线电机和无摩擦导轨(如空气静压导轨和液体静压导轨)组成<sup>[2]</sup>。超精密滑台通常由静压支撑部件支撑,静压支撑部件是一种高精度运动部件,具有运动平稳和运行精度高等优点,已成为超精密加工设备首选的支撑元件<sup>[3]</sup>。陈琦等人研制了大行程高精度的扫描干涉场曝光系统工作台,其采用摩擦驱动、压电微位移机构和气体静压导轨相结合的设计方式,其充分结合了摩擦驱动的优点与静压导轨的优点<sup>[4]</sup>。虽然空气静压导轨在运动过程中具有很好的滑动性,但是刚度和阻尼都很低。而液体静压轴承由于具有高刚度、高负载、低速稳健运动时具有低摩擦损耗、少磨损、高精度和良好的阻尼特性,因此被广泛应用于超精密机床中。张大卫等人给出了精密卧式加工中心正向设计方法<sup>[5]</sup>。其中,部分研究方法和成果具有通用性,也适用于其他高档数控机床的正向设计。高云国等人根据平行四边形和比例杆运动原理,设计了无导轨平台结构。该平台结构制造成本较低,其定位精度为  $2\mu\text{m}$ <sup>[6]</sup>。李娟等人提出了一种新型 2-DOF 平面并联定位机构,它由直线电机直接驱动

含有平行四边形支链的并联杆机构来实现末端平台平面内的平动,该机构的定位精度大于  $0.5\mu\text{m}$ <sup>[7]</sup>。程维明等人采用宏、微两级定位的控制方法来解决高精度与大行程的矛盾,利用定位精度相对较低的宏定位系统实现大行程定位,其定位误差由高定位精度的微定位系统来补偿,补偿后的定位精度为  $22.2\text{ nm}$ <sup>[8]</sup>。然而文中没有给出该滑台能够负载的最大质量。Chen 等人提出了将集成系统应用于超精密机床的概念。该系统基于动态、热力学和误差预算理论<sup>[9]</sup>。通过比较几种机床结构的刚性链,动力性能,热性能和每个候选结构的误差预算结果,经过仿真分析给出了最优的理论结构模型,但文中并没有给出实践应用。赵贤云等人研制了用压电陶瓷驱动器产生纳米位移、以多层柔性铰链机构作为支撑导轨的串联式二维纳米位移台。实验表明,该滑台在  $100\mu\text{m}$  行程内,定位误差小于  $14\text{ nm}$ <sup>[10]</sup>。

本文主要针对大行程及具有负载量的高精度竖直滑台展开研究,由于要承受较大的倾覆力矩,因此在设计过程中需要考虑的问题与水平平台不全相同。

本文要求设计一种高精度竖直液体静压滑台,并将其应用于数控纳米级曲面磨床的 Z 滑台中,以实现高精度进给。

## 2 液体静压滑台设计

### 2.1 液体静压滑台总体设计

本文高精度竖直液体静压滑台的设计要求如下:行程  $30\text{ mm}$ ,定位误差为  $\pm 300\text{ nm}$ ,重复定位误差为  $100\text{ nm}$ 。

为了实现竖直滑台的大负载、纳米级的重复

定位精度,通常采用直线电机和液体静压导轨组成的无摩擦驱动导轨。另外,采用直线电机和高精度光栅尺作为滑台的驱动系统,以获得较高的运动精度。

对于竖直滑台,为了减轻电机负载,提高导轨的运动精度,通常采用配重的方法来抵消滑台及其负载所受的重力。传统的钢丝绳牵引重物的配重方式刚度较小,在运动过程中,重物摇摆会导致电机负载变动,更加影响运动精度及稳定性。目前的改进方法是在重物一侧也加上导轨。这虽然能够改变其运动平稳性,但会增加滑台摩擦力,使得电机负载加大,爬行现象加重。针对上述问题,本文采用台湾欧境公司生产的高压气体配重气缸进行配重。这种配重方式的速度可达 120 m/min,能够有效降低电机发热,可使滑台运行平稳<sup>[11]</sup>。

节流器是液体静压导轨的重要压力补偿元件。其种类包括,毛细管、小孔、薄膜等。其中毛细管、小孔节流控制器不能实现自动补偿且容易堵塞。德国 Hyprostatik 公司生产了一种预压预调型单面薄膜反馈节流器——渐增量(Progressive Mengen,PM)流量控制器,其具有自适应调节功能。在该流量控制器中,静压导轨油从静压油泵流出,经过 PM 流量控制和测压块后流入相应的油腔<sup>[12]</sup>。当导轨面上有足够的液体压力来平衡载荷时,滑块被浮起,并形成油膜。PM 流量控制器靠压力差对流量进行调节,不需要外部输入或电子控制,因此导轨在受外力作用时反应快,具有自适应能力<sup>[13]</sup>。本滑台采用该种流量控制器作为滑台的节流器。

滑台的总体配置和设计决定了滑台的性能和

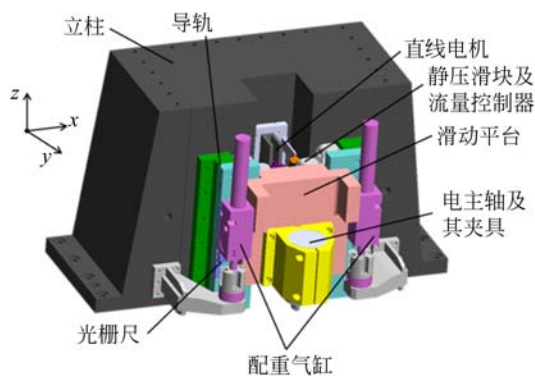


图 1 竖直液体静压滑台结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of vertical liquid hydrostatic slide

用途。对于竖直静压滑台,其必须为闭式结构,且为做直线运动的静压导轨,其油腔多在动滑台上<sup>[14]</sup>。为使得滑台液压管路布局合理、结构紧凑,综合考虑动滑台的质量、尺寸及行程要求,本文采用滑块式结构,并将静压油路安排在静压滑块内部。另外,将立柱作为导轨面,以减少零件加工、安装环节产生的误差。

该静压滑台由静压滑块、流量控制器、导轨、直线电机、光栅尺、滑动平台、主轴及其夹具和配重气缸组成<sup>[15]</sup>。其结构如图 1 所示。

### 2.2 不等流量的滑块结构设计及控制方法

导轨 1、导轨 2 及立柱形成闭式矩形导轨,其静压滑块在中间沿 Z 方向运动,此时滑块只有一个自由度,形成闭式结构,如图 2 所示。

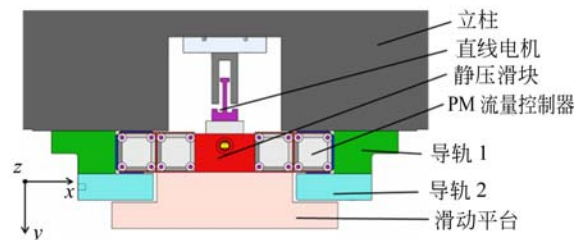


图 2 静压滑台结构图

Fig. 2 Structure diagram of hydrostatic slide

滑块上共有 12 个油腔 Y1-Y12,而油管全部在滑块内部,其中 Y1/Y7、Y2/Y8、Y3/Y9、Y4/Y10、Y5/Y11、Y6/Y12 为 6 对对置油腔;油腔 Y1-Y4 为后油腔,与立柱导轨面相接触;油腔 Y7-Y10 为前油腔;油腔 Y5、Y6、Y11、Y12 为左右油腔。其结构如图 3 所示。

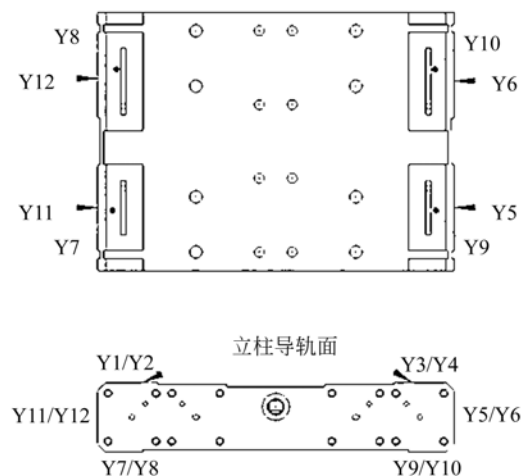


图 3 静压滑块结构示意图

Fig. 3 Structure schematic of hydrostatic block

滑块的上下两个端面分别安装有 4 个测量块和 PM 流量控制器的组合件,其结构如图 4 所示。

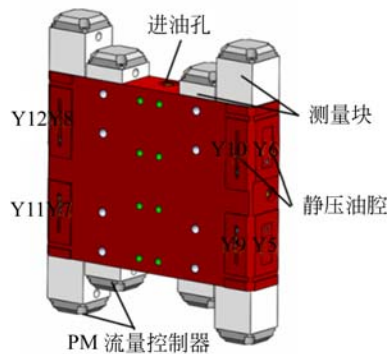


图 4 静压滑块及流量控制器结构示意图

Fig. 4 Structure diagram of hydrostatic block and PM controller

测量块和 PM 流量控制器组合件的下端油孔与滑块内 5-12 号油腔相连。1-4 号油腔则直接与油泵相连,其油腔压力约为油泵压力。该结构对于前后油腔采用不等流量的结构。液压原理图如图 5 所示。

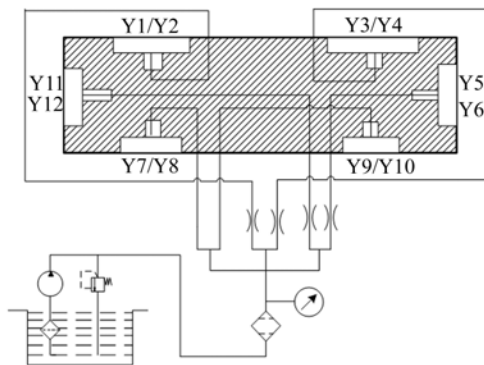


图 5 静压导轨液压原理图

Fig. 5 Hydraulic schematic of hydrostatic guideway

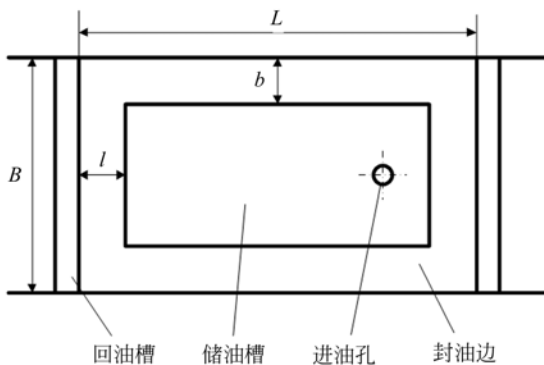


图 6 静压油腔结构图

Fig. 6 Structure diagram of hydrostatic oil pad

每个油腔都由回油槽、储油槽、进油孔和封油边组成,其中进油孔的管道与测量块和 PM 流量控制器相连。油腔的长度为  $L$ 、宽度为  $B$ ,  $l$  和  $b$  为封油边尺寸,而有效承载面积  $A=(B-b) \cdot (L-l)$ 。静压油腔结构如图 6 所示。

### 2.3 等刚度、不等面积的竖直导轨刚度计算与设计方法

#### 2.3.1 油膜刚度计算方法

油膜刚度是指支撑油膜抵抗变形的能力,即引起单位油膜厚度变化时载荷的大小,是静压导轨的一项重要性能指标。该指标直接影响液体静压导轨的工作性能。油膜刚度越大,静压导轨能够抵抗外载荷变化的能力越强,其运动精度越高。

通过 PM 流量控制器之后,油腔内流量如公式(1)所示:

$$Q_{PM} = q_0 [1 + (c_r - 1) pr / p_s], \quad (1)$$

式中  $q_0$  为初始流量,即油腔压力  $pr=0$  时的流量;  $p_s$  为供油压力;  $c_r$  为流量比  $c_r = q_p / q_0$ , 其中  $q_p$  表示油腔压力  $pr = p_s$  时的流量。

根据矩形油腔流量计算方法可知,当油膜厚度为  $h$  时,单个油腔内流量可由公式(2)<sup>[15]</sup> 计算得到:

$$Q_p = \frac{pr \cdot h^3}{6\rho\gamma} \left( \frac{L-l}{b} + \frac{B-b}{l} \right) = \frac{pr}{R}, \quad (2)$$

式中,液阻  $R = \frac{6\rho\gamma}{h^3 \left( \frac{L-l}{b} + \frac{B-b}{l} \right)} = \frac{c_R}{h^3}$ ,  $\rho$  为油密度,  $\gamma$  为油运动粘度。

假定液体在管道中流动时没有流量损失,则经过 PM 流量控制器调节后的流量  $Q_{PM}$  应等于流过矩形油腔的流量  $Q_p$ , 即  $Q_{PM} = Q_p$ 。由此可以求得油腔内的压力  $pr$  如公式(3)所示:

$$pr = \frac{p_s q_0 c_R}{p_s h^3 - (c_r - 1) q_0 c_R}. \quad (3)$$

选取一对对置油腔进行分析,其受力分析图如图 7 所示。图 7 中  $F_i$  为一对对置油腔所受的外载荷,其可以根据整个滑台的受力平衡求得。 $pr_I$  为油腔 I 的承载油压,  $A_I$  为油腔 I 的有效承载面积,  $pr_{II}$  为油腔 II 的承载油压,  $A_{II}$  为油腔 II 的有效承载面积。对滑块进行受力分析可以得到方程(4):

$$F_i = pr_I \cdot A_I - pr_{II} \cdot A_{II}. \quad (4)$$

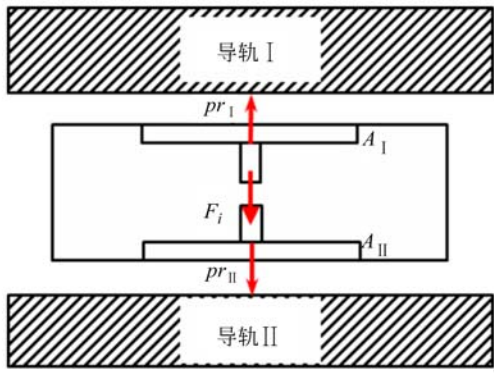


图 7 一对对置油腔受力分析图

Fig. 7 Force diagram of a pair of opposed oil chamber

油膜刚度则可以根据式(5)求得:

$$j_u = -\frac{dF_i}{dh} = -\frac{d(p_{r_I} \cdot A_I - p_{r_{II}} \cdot A_{II})}{dh} = \frac{3q_0 c_R A_I}{h^4 \left[1 - \frac{q_0 c_R (c_r - 1)}{h^3 p_s}\right]^2} + \frac{3q_0 c_R A_{II}}{h^4 \left[1 - \frac{q_0 c_R (c_r - 1)}{h^3 p_s}\right]^2} \quad (5)$$

### 2.3.2 等导轨刚度设计方法

当油腔尺寸确定后,油腔的有效面积  $A_I$  和  $A_{II}$  也确定了。根据本滑台结构可知,油腔 Y7、Y8、Y9、Y10 与油泵直接相连,其油腔压力等于泵压,并保持不变,即  $p_{r_I} = p_s$ 。根据公式(5)可知,当滑台所受外力  $F_i$  不变时,其对置油腔 Y1、Y2、Y3、Y4 中的油膜压力  $p_{r_{II}}$  也不会发生变化。根据公式(5)还可知,任意一对对置油腔其刚度值仅为 Y1、Y2、Y3、Y4 的油膜刚度值,即前后油腔油膜刚度为  $j_{u_{fb}}$ 。

在设计过程中,考虑到该滑台采用圆孔加工,所受到的切削力  $F$  是来自于各个方向。而允许的最大受力变形量为  $\epsilon$ ,则有

$$\left| \frac{F}{j_{u_{fb}}} - \frac{F}{j_{u_{lr}}} \right| \leq \epsilon, \quad (6)$$

其中  $j_{u_{fb}}$  和  $j_{u_{lr}}$  分别为前后油膜刚度和左右油膜刚度。

根据不等式(6)可以确定左右油膜刚度  $j_{u_{lr}}$  的范围,如不等式(7)所示:

$$\frac{j_{u_{fb}} \cdot F}{F + \epsilon \cdot j_{u_{fb}}} \leq j_{u_{lr}} \leq \frac{j_{u_{fb}} \cdot F}{F - \epsilon \cdot j_{u_{fb}}} \quad (7)$$

### 2.3.3 不等油腔承载面积设计方法

根据不等流量的滑块结构可知,  $p_{r_I} = p_{r_2}$ 。当  $F_{17} = F_{28}$  时,根据公式(4)可以得到等式(8):

$$p_{r_7} \cdot A_7 = p_{r_8} \cdot A_8, \quad (8)$$

本滑台为竖直静压滑台,安装主轴时将使滑台受到较大的倾覆力矩。故在设计过程中使上油腔的油腔承载面积大于下油腔承载面积,即  $A_7 > A_8$ 。由此根据等式(8)可以得到,  $p_{r_8} > p_{r_7}$ 。根据公式(3)可知,油膜厚度  $h$  随压力的增加而减小,因此,  $h_7 > h_8$ 。由图 3 可以看出,若滑块与导轨间的间隙上下一致时,若油膜厚度  $h_7 > h_8$ ,则滑块将呈现后仰式运动状态。从而有利于抵消倾覆力矩,并降低其产生的加工误差。

### 2.4 基于不等流量结构与控制方法的几何精度设计方法

根据公式(5)可以知道,静压导轨的油膜厚度会影响油膜刚度值,而导轨和滑块间的间隙决定了静压导轨的油膜厚度。考虑到导轨和滑块的制造公差将使它们的间隙尺寸具有一定的公差值。因此,在设计过程中,需要根据静压滑台的刚度确定导轨和滑块的制造公差值。

根据导轨设计参数和公式(4)可以求得前后对置油腔的压力  $p_{r_{II}}$ ,再根据公式(3)和公式(5)可以分别求得前后油腔油膜厚度  $h_{fb}$ 。而前后油腔油膜刚度不受油膜厚度的影响,因此,滑块厚度  $T_{b_{\delta_{bt}}^0}$  和导轨厚度的尺寸公差,如图 8 所示。

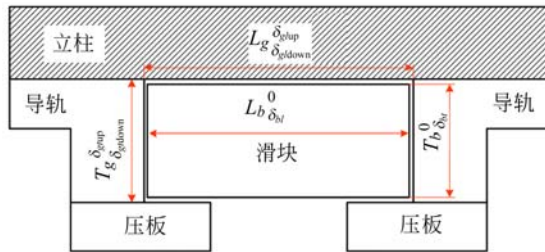


图 8 滑块与导轨尺寸及公差图

Fig. 8 Dimensional tolerance diagram of block and guideway

假设油膜厚度的公差值为  $\Delta$ 。导轨表面的加工精度一般为 2 级,由于前后油膜厚度不会影响导轨刚度,为了降低加工制造成本,可以设  $\Delta = IT3$  或者油膜厚度之差  $\Delta \geq \max h - \min h$ 。根据不等式组(9)所示,可以确定滑块厚度和导轨宽度的公差值。

$$\begin{cases} \delta_{gtup} - \delta_{bt} \leq h_{fb} + \Delta/2 \\ \delta_{gtdown} - 0 \geq h_{fb} - \Delta/2. \\ \delta_{gtup} - \delta_{gtdown} = 0 - \delta_{bt} \end{cases} \quad (9)$$

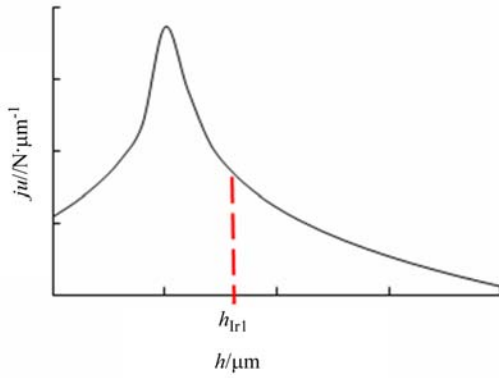


图 9 油膜厚度与导轨刚度关系图

Fig. 9 Relationship between oil film thickness and guideway stiffness

根据式(9)可以得到导轨刚度和油膜厚度之间的关系图,如图 9 所示。

从图 9 可以看出,当导轨油膜厚度小于  $h_{tr1}$  时,油膜刚度随油膜厚度急速变化。表示当间隙小于  $h_{tr1}$  时,制造、装配产生的误差会对油膜刚度产生剧烈的影响。即得到不等式(10):

$$h_{tr} > h_{tr1}, \quad (10)$$

根据式(7)和式(10)可以得到前后导轨油膜厚度  $h_{tr}$  的变化范围,即方程组(11):

$$\begin{cases} \sqrt{\frac{j u_{fb} \cdot F}{F - \epsilon \cdot j u_{fb}}} h_{tr}^5 - \sqrt{3 q_0 c_R A_1} h_{tr}^3 - q_0 c_R (c_r - 1) \sqrt{\frac{j u_{fb} \cdot F}{F - \epsilon \cdot j u_{fb}}} \geq 0 \\ \sqrt{\frac{j u_{fb} \cdot F}{F + \epsilon \cdot j u_{fb}}} h_{tr}^5 - \sqrt{3 q_0 c_R A_1} h_{tr}^3 - q_0 c_R (c_r - 1) \sqrt{\frac{j u_{fb} \cdot F}{F + \epsilon \cdot j u_{fb}}} \leq 0 \end{cases} \quad (11)$$

$$h_{tr} > h_{tr1}$$

滑块宽度  $L_{v_{sl}}^0$  和两个导轨间的安装距离  $L_{g_{gdup}}^{\delta_{gdup}}$  尺寸及公差,如图 8 所示。根据不等式组(12),可以确定滑块厚度和导轨宽度的公差值。

$$\begin{cases} \delta_{gdup} - \delta_{sl} \leq \max h_{tr} \\ \delta_{gddown} - 0 \geq \min h_{tr} \\ \delta_{gdup} - \delta_{gddown} = 0 - \delta_{sl} \end{cases} \quad (12)$$

### 3 滑台仿真、应用及实验

#### 3.1 滑台设计

采用上述设计方法设计并制造了东华大学数控纳米曲面磨床(2MNK9810)的竖直静压滑台。其设计参数如下:油泵压力为  $3.5 \times 10^6$  Pa,流量比  $cr$  为 2.5,油腔结构参数如表 1 所示。

表 1 数控纳米曲面磨床油腔结构参数

Tab. 1 Structure parameters of pad for CNC nano-grinding machine (mm)

油腔	L	l	B	b
Y1/Y3	70	10	42	10
Y7/Y9	80	13	30	13
Y2/Y4	70	10	42	10
Y8/Y10	70	13	30	13
Y5/Y6	70	12	43	12
Y11/Y12	70	12	43	12

首先,设计该滑台的油膜厚度及刚度。根据公式(4)及公式(5)知,滑台不受外力作用时,Y2/Y8 所受外力为  $F_1 = 139$  N,由此可求得导轨油腔 2 处的油膜厚度为  $18.1 \mu\text{m}$ ,油膜刚度为  $1\ 139$  N/ $\mu\text{m}$ 。Y1/Y7 处所受外力为  $F_2 = -139$  N,由此可求得油腔 1 处的油膜厚度为  $18.4 \mu\text{m}$ ,油膜刚度为  $977$  N/ $\mu\text{m}$ 。

从计算结果可以看出,油腔 1 的油膜厚度小于油腔 2 的油膜厚度,即上油腔的油膜厚度小于下油腔的油膜厚度。这说明在滑台运行过程中导轨呈后仰式。由此可知,采用不等油腔面积的设计方法能够弥补由于安装竖直滑台主轴时产生的倾覆力矩所引起的倾角误差,从而可以提高导轨的精度。

其次,设计滑块的制造公差值。滑块厚度为  $57$  mm,通过查表可知  $IT3 = 5 \mu\text{m}$ ,即  $\Delta = IT3 = 5 \mu\text{m}$ 。根据不等式组(9)可以求得两个导轨厚度和滑块厚度的公差分别是: $\delta_{gdup} = 18.1 \mu\text{m}$ , $\delta_{gddown} = 15.6 \mu\text{m}$ , $\delta_{sl} = 2.5 \mu\text{m}$ 。

该机床允许的最大受力变形为  $\epsilon \leq 5$  nm,最大切削力为  $20$  N。根据不等式(9)可以求得左右油腔的刚度范围为  $[890, 1\ 592]$  N/ $\mu\text{m}$ ,其油膜厚度范围约为  $[20, 22] \mu\text{m}$ 。则  $\max h_{tr} - \min h_{tr} = 2 \mu\text{m}$ 。根据不等式组(12)可以求得两个导轨安装距离公差和滑块宽度公差分别是: $\delta_{gdup} = 21 \mu\text{m}$ ,

$\delta_{gl\downarrow} = 19 \mu\text{m}, \delta_M = -1 \mu\text{m}$ 。

从公差计算结果可以看出前后油腔由于采用了不等流量的结构及控制方法,其公差要求可以达到 IT3,而左右公差要求仅为 IT1。因此不等流量的结构及控制方法能有效降低导轨和滑块极高的制造等级要求和制造成本。

### 3.2 滑台应用

加工制造出上文设计的高精度竖直液体静压滑台将其作为数控纳米曲面磨床的 Z 滑台。图 10 为该机床的实物照片。



图 10 数控纳米曲面磨床

Fig. 10 CNC nano-grinding machine

### 3.3 滑台精度测试和控制实验

采用 Renishaw XL-80 激光干涉仪对滑台运动进行监测,其测量分辨率为 1 nm。滑台精度测试实验设备及对象如图 11 所示。

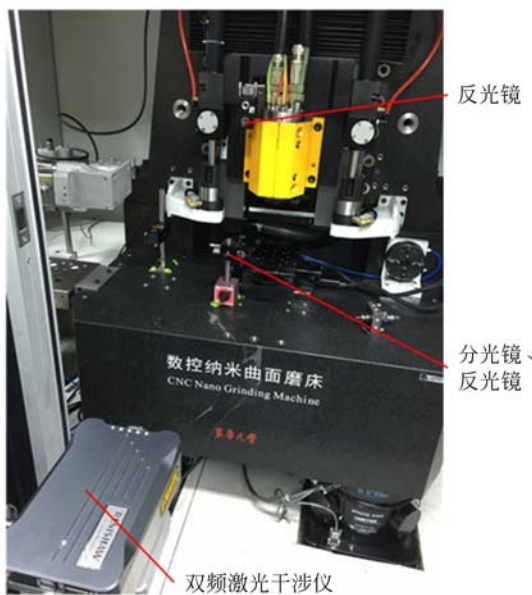


图 11 滑台精度测试实验装置

Fig. 11 Device of precision measurement of guideway

实验中直线电机驱动工作台沿 Z 向导轨做进给运动,每步进给量为 5 mm,越程量为 2 mm,往返共运行 5 次,Z 平台的行程为 30 mm。其测试结果如图 12(彩图见期刊电子版)所示。

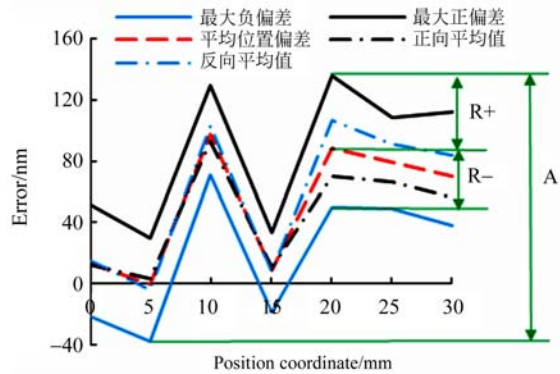


图 12 滑台精度测试结果

Fig. 12 Results of precision measurement for slide

从图 12 可以看出,滑台的定位精度 A 为 160 nm,正向重复定位精度 R+ 为 48 nm,反向重复定位精度 R- 为 38 nm,反向间隙为 38 nm。从测量结果可以看出,该滑台行程为 30 mm,定位误差为  $\pm 300 \text{ nm}$ ,重复定位误差为 100 nm,满足设计要求。

## 4 结 论

本文根据航天关键件的加工精度要求,提出了不等流量的竖直静压滑台结构及控制方法。通过使圆孔加工时各个方向上的导轨受切削力变形量相同,来保证孔的圆度误差不受导轨刚度的影响,并给出了等导轨刚度设计的刚度计算方法。提出并证明了采用上下油腔不等承载面积法可抵消倾覆力矩,从而提高导轨运动精度。提出基于不等流量结构的几何精度设计方法,计算并证明不等流量控制结构可以降低导轨和滑块极高的制造等级要求和制造成本。最后,根据上述提出的结构及优化设计方法设计并制造了数控纳米曲面磨床,并对该磨床竖直 Z 滑台进行了精度控制与测试。精度控制和测试实验结果表明,竖直滑台的定位误差为  $\pm 80 \text{ nm}$ ,正向重复定位误差 R+ 为 48 nm,反向重复定位误差 R- 为 38 nm,满足预定的设计目标。

## 参考文献:

- [1] 李蓓智. 高速高质量磨削理论、工艺、装备与应用 [M]. 上海: 上海科学技术出版社.  
LI B ZH. *High-Speed High-Quality Grinding Theory, Technology, Equipment and Application* [M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press. (in Chinese)
- [2] FUJITA T, MATSUBARA A, YAMAZAKI K. Experimental characterization of disturbance force in a linear drive system with high-precision rolling guideways [J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2011, 51(2): 104-111.
- [3] 胡秋, 夏仰球, 米良, 等. 超精密静压支承部件及其在超精密加工机床的应用[J]. 机床与液压, 2015, 43(22): 4-6, 24.  
HU Q, XIA Y Q, MI L, *et al.*. Ultra precision hydrostatic bearing components and its application in ultra-precision machine tool [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2015, 43 (22): 4-6, 24. (in Chinese)
- [4] 陈琦. 大行程纳米级定位工作台的结构设计[J]. 光学精密工程, 2016, 24(5): 1065-1071.  
CHEN Q. Structure design of nanometer positioning stage with a large stroke [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(5): 1065-1071. (in Chinese)
- [5] 张大卫, 高卫国. 精密卧式加工中心正向设计关键技术研究进展[J]. 航空制造技术, 2016, 504(9): 34-42.  
ZHANG D W, GAO W G. Progress on key technologies of top-down design for precision horizontal machine tools [J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*, 2016, 504(9): 34-42. (in Chinese)
- [6] 高云国, 张倩, 史亚莉, 等. 无导轨高精度位移平台的结构设计[J]. 光学精密工程, 2009, 17(9): 2199-2205.  
GAO Y G, ZHANG Q, SHI Y L, *et al.*. Structure design of precise displacement platform without guiding apparatus [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(9): 2199-2205. (in Chinese)
- [7] 李娟, 刘延杰, 孙立宁, 等. 新型 2-DOF 高加速定位平台的动态性能[J]. 光学精密工程, 2008, 16(5): 851-855.  
LI J, LIU Y J, SUN L N, *et al.*. Dynamic characteristics of a novel 2-DOF high acceleration positioning mechanism [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(5): 851-855. (In Chinese)
- [8] 程维明, 孙麟治, 章海涛. 利用补偿提高精密定位平台的定位精度[J]. 光学精密工程, 2008, 16(5): 884-888.  
CHENG W M, SUN L ZH, ZHANG H T. Improvement of positioning precision for precise stage with compensation [J]. *Opt. Precision Engineering*, 2008, 16(5): 884-888. (in Chinese)
- [9] CHEN W Q, LUO X C, SU H, *et al.*. An integrated system for ultra-precision machine tool design in conceptual and fundamental design stage[J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2016, 84(5-8): 1177-1183.
- [10] 赵贤云, 高思田, 李琪, 等. 二维纳米位移台测量系统的搭建和实验研究[J]. 计量学报, 2015, 36(6): 565-569.  
ZHAO X Y, GAO S T, LI Q, *et al.*. The build of two-dimensional nano-display measurement system and experiment research [J]. *Acta Metrologica Sinica*, 2015, 36(6): 565-569. (in Chinese)
- [11] Deter Enterprise CO. LTD. High pressure pneumatic counter weight system [EB/OL]. <http://www.deter.com.tw/2h/qa/57.html>.
- [12] Hyprostatik. PM controller and jet jump with examples of application [M/CD]. [http://hyprostatik.de/fileadmin/user\\_upload/pm-flow-controller](http://hyprostatik.de/fileadmin/user_upload/pm-flow-controller). Pdf.
- [13] 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 D R, ZHAO J H, ZHANG Z CH, *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. (in Chinese)

- [14] 丁振乾. 流体静压支撑设计[M]. 上海:上海科学技术出版社.
- DING ZH Q. *Hydrostatic Support Design* [M]. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers. (in Chinese)
- [15] 李蓓智,董婉娇,李炜,等. 一种纳米级精度的直驱

- 闭式液体静压竖直导轨系统,中国:ZL201410394913.6[P]. 2016-8-17.
- LI B ZH, DONG W J, LI W, *et al.*. Direct-driven closed type hydrostatic pressure vertical guide rail system of nanoscale precision, Shanghai: ZL201410 394913. 6[P]. 2016-8-17. (in Chinese)

#### 作者简介:



董婉娇(1988—),女,吉林长春人,博士研究生,2009年于中南大学获得学士学位,2013年于东华大学获得硕士学位,主要从事先进制造设备、机器人技术与系统等方面的研究。E-mail: wjdong@mail. dhu. edu. cn



李蓓智(1953—),女,上海人,博士,教授,博士生导师,2005年于东华大学获得博士学位,主要从事先进制造工艺与设备、智能监测与控制、精密与超精密加工技术、高速与超高速加工技术、工业工程、现代集成制造系统等方面的研究。E-mail: lbzhi@dhu. edu. cn