

基于超精密车床闭式静压导轨节流器参数研究*

李晓会

(北京工研精机股份有限公司, 北京 101300)

摘要: 根据滑块与节流器耦合关系, 绘制液阻回路, 建立数学模型, 分析节流器主要参数对具有不等面积矩形对置油腔的闭式液体静压导轨静态特性影响规律。研究得出, 节流器组合方式及其最佳液阻比与调试优化方法; 单膜片阻尼和支撑腔阻尼之比与单膜片阻尼和并联油路阻尼之比的最佳关系式; 预压腔油路阻尼对滑块动态稳定性的影响。为闭式不等面积油腔的节流器设计与调试提供参考与方法。

关键词: 静压导轨; 对置油腔; 液阻; 膜片节流器; 静刚度; 稳定性

中图分类号: TH122 **文献标识码:** A

DOI: 10.19287/j.mtmt.1005-2402.2023.08.001

Research on parameters of flow regulators based on closed hydrostatic guideway of ultra-precision lathe

LI Xiaohui

(Beijing Precision Machinery & Engineering Research Co., Ltd., Beijing 100102, CHN)

Abstract: According to the coupling relationship between slider and flow regulators, the hydraulic circuits are drawn, the mathematics models are established, the influence of regulator parameters on static and dynamic characteristic of closed hydrostatic guideway which has opposite differential rectangle chamber are analyzed. This research obtains the combination mode of regulators, the best resistance ratio, the methods to optimize, the equality relation between the resistance ratio which of single film's and support chamber's and the resistance ratio which of single film's and parallel loop's, the influence of preload loop's resistance on guideway stability, provides reference and ways to regulators design and test.

Keywords: hydrostatic guideway; opposite chamber; liquid resistance; thin-film flow regulator; static stiffness; stability

随着航空航天、光学仪器等领域对超精密加工要求的不断提高, 以优异低速性能和良好吸振特点应用于超精密加工设备的液体静压导轨要求也越来越高^[1-3]。导轨需在低油压下, 同时具有较高刚性与高动态稳定性。节流器作为静压导轨调压元件, 则需要设计并加工出最佳液阻比值, 使导轨低压下也能获得更高刚度与稳定性。文献[4-5]研究了导轨副变形对其运行精度的影响, 而低油压有利于减小导轨变形; 文献[6]通过阻抗模型研究了气体静压节流器的承载能力; 文献[7]研究了不同节流方式对液体静压导轨刚度的影响规律; 文献[8]研究

了缝隙节流器的设计与应用, 文献[9]研究了节流器孔径与轴承间隙对超精密锥形液体转台刚度的影响; 文献[10]提出变量指数 $b \geq 3$ 时可提高液体静压支撑刚性; 文献[11]研究了可控节流参数对液体静压轴承特性的影响; 文献[12-13]研究了双膜片节流器对导轨刚性与精度的影响; 文献[14-17]研究了PM单膜片节流器性能特点, 及其在静压主轴和静压导轨上的应用。单从刚性角度, 膜片节流器刚度明显优于小孔、毛细管、缝隙等节流方式, 但双膜片加工装配成本高、难调试, 本文在满足超精密机床对导轨性能要求基础上, 兼顾节流器加工装

* 国资委工程(2020YQJ043-010)

配与调试的便利性，在闭式液体静压导轨的支撑油腔选用预压式单膜片节流方式，辅助油腔选用缝隙式固定节流方式，研究节流器组合方式下主要参数对导轨静动态性能影响。

1 工作原理与结构

1.1 工作原理

闭式液体静压导轨主要由基座、压板、滑块以及上、下节流器构成，结构关系如图1所示。

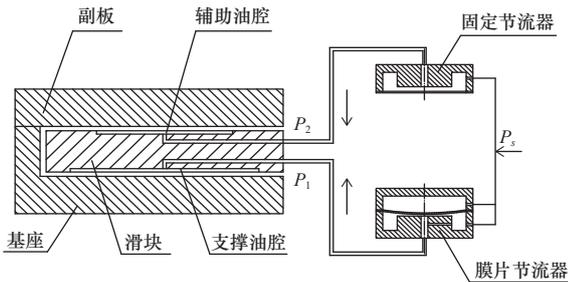


图1 系统结构图

图1中箭头方向表示油液流动方向，本例下油腔是支撑油腔，上油腔是辅助油腔。支撑腔选用预压式单膜片节流器，压力油从节流器外侧流入，同时经膜片节流台缝隙和并联油路后，从中心孔流出进入滑块下油腔，将滑块浮起，使滑块与基座之间纯流体摩擦；辅助腔选用固定节流器，压力油从节流器外侧流入，经缝隙节流后，从中心孔流出进入滑块上油腔，与下油腔形成对置油腔，确保滑块与压板纯流体摩擦。

设计零位时，下节流器膜片在预压腔压力作用下向下变形最大，膜片与节流台间隙最小，相应进入下油腔油量最少；当外载荷施加时，滑块在载荷作用下向下移动 h ，使得下油腔压力增大，因下油腔与膜片下端面相连，所以膜片向上变形，与节流台间隙增大，液阻变小，继而流入下油腔流量增大，压力升高，使得滑块向上移动，减小偏移量 h ，提高导轨刚性。

1.2 滑块油腔结构

滑块采用不等面积矩形油腔，结构示意如图2所示。

根据图2，有

$$A_{ei} = \frac{(L_i + l_i)(B_i + b_i)}{4} \quad (1)$$

$$C_i = \frac{L_i - a_i}{c_i} + \frac{B_i - c_i}{a_i} \quad (2)$$

图2中， $i=1,2$ 。下文如无特殊说明，参数下角标中1表示下油腔，2表示上油腔。式中： A_{ei} 为油

腔有效作用面积， C_i 为封油边阻尼系数， L_i 、 l_i 、 B_i 和 b_i 分别为油腔封油边长度、油腔长度、封油边宽度和油腔宽度， a_i 、 c_i 如图2所示。

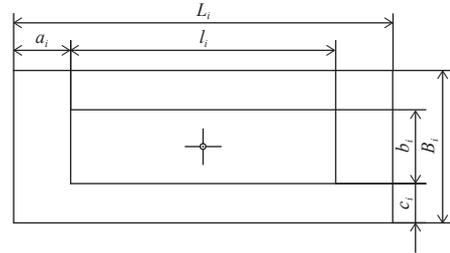


图2 油腔结构示意图

设 $A_{e2} = KA_{e1}$ ， K 为面积比系数。

1.3 节流器结构

下油腔预压式单膜片节流器剖面示意如图3所示。

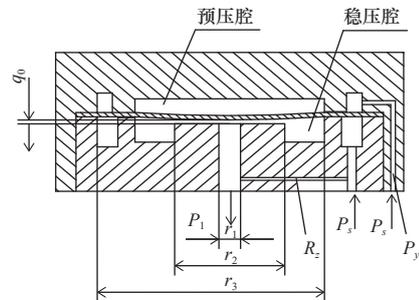


图3 膜片节流器结构示意图

图3中 r_1 、 r_2 和 r_3 分别为出油口、节流台和稳压腔半径， q_0 为设计零位膜片与节流台间隙，阻尼记作 R_{c10} ， R_2 为入油口至出油口之间狭长通道阻尼，与环形节流台阻尼 R_{c10} 构成并联油路， R_y 为入油口至预压腔的细长油道阻尼。

上油腔缝隙式固定节流器如图4所示，节流液阻记作 R_{c20} 。

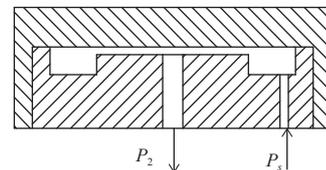


图4 固定节流器结构示意图

上、下节流器安装外形一致，便于集装于滑块端部，减少油路混入气体环节。

2 系统数学模型

2.1 液阻模型

在节流器与滑块的耦合关系中，为突出主要因

素，仅考虑重要液阻及膜片因高弹材料的容抗，而忽略次要液阻与油液中微小的液感液容。液阻模型如图5所示。

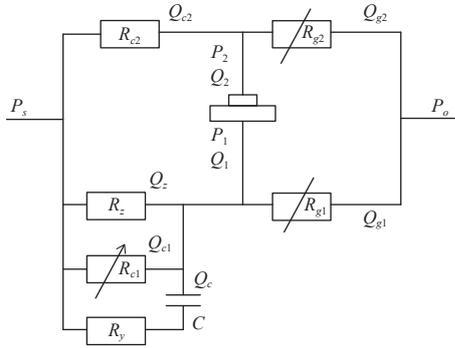


图5 液阻模型图

图5中， P_s 为恒供油压力， P_o 大气压力； P_1 、 Q_1 分别为油腔压力与流量， R_{g1} 、 Q_{g1} 为封油边可变液阻与对应流量； R_{c1} 、 Q_{c1} 为下腔节流器中节流台可变液阻与流量， R_c 、 Q_c 为并联油路液阻与流量， Q_c 为膜片变形引起的流量， R_y 为预压腔油路液阻，当导轨处于平衡时， Q_c 为零； R_{c2} 、 Q_{c2} 为上油腔固定节流器液阻与流量。

2.2 模型参数

2.2.1 滑块运动分析

为更准确地反映导轨动态性能，考虑滑块及工作台等效质量 M 偏移时惯性力与阻力，根据牛顿第二定律，滑块受力方程如下：

$$Mg + P_2 A_{e2} + W - P_1 A_{e1} - f_z \dot{h} = M \ddot{h} \quad (3)$$

$$f_z = \frac{3\mu}{h_0^3} \left[(B_1 - c_1) \left(\frac{L_1^3}{3} - \frac{L_1^2 l_1}{2} + \frac{l_1^3}{6} \right) + (L_1 - a_1) \left(\frac{B_1^3}{3} - \frac{B_1^2 b_1}{2} + \frac{b_1^3}{6} \right) + (B_2 - c_2) \left(\frac{L_2^3}{3} - \frac{L_2^2 l_2}{2} + \frac{l_2^3}{6} \right) + (L_2 - a_2) \left(\frac{B_2^3}{3} - \frac{B_2^2 b_2}{2} + \frac{b_2^3}{6} \right) \right] \quad (4)$$

式中： M 为滑块质量； g 为重力加速度； W 为外加载荷； f_z 为滑块粘性阻尼系数； h 为滑块在外载荷作用下的位移。

为方便计算，式(3)写成增量形式：

$$\Delta P_1 A_{e1} + f_z \dot{h} + M \ddot{h} - \Delta P_2 A_{e2} = W \quad (5)$$

2.2.2 滑块封油边液阻

由文献[18]可知封油边液阻如下：

$$K_g = \frac{\pi E \delta^3}{\left(0.68 - 0.255 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{r_3^2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} + 0.34 \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{r_3^2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \ln \left(\frac{\sqrt{\frac{(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}}}{r_3} \right) \right) \left(1 - \frac{(r_1 + r_2)^2}{4r_3^2} \right) r_3^2} \quad (13)$$

$$F_c = f_c \dot{q} \quad (14)$$

$$R_{g1} = \left(\frac{1}{1 - h/h_0} \right)^3 R_{g10} \quad (6)$$

$$R_{g2} = \left(\frac{1}{1 + h/h_0} \right)^3 R_{g20} \quad (7)$$

$$R_{g10} = \frac{6\mu}{h_0^3 C_1} \quad (8)$$

$$R_{g20} = \frac{6\mu}{h_0^3 C_2} \quad (9)$$

式中： h_0 为滑块在设计零位时与基座和压板间间隙（即零位时上、下油膜厚度）； R_{g10} 为下封油边零位液阻； R_{g20} 为上封油边零位液阻； μ 为油液动力粘度。

2.2.3 膜片运动分析

膜片按照弹性薄板考虑，因其质量较小，忽略其重力和惯性力。膜片静压力分布如图6所示，整体受力如图7所示，当滑块外加载荷时，膜片位移为 q ，图示方向为正。

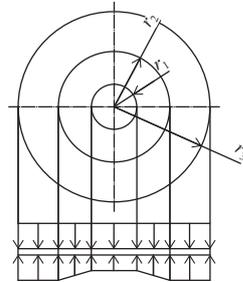


图6 静压力简图

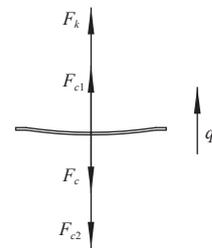


图7 膜片受力简图

膜片受力及平衡方程有：

$$F_{c1} + F_k - F_c - F_{c2} = 0 \quad (10)$$

$$F_{c1} = P_s \pi (r_3^2 - r_2^2) + P_1 \pi r_1^2 +$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \left\{ \frac{P_s - P_1}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \ln r + \frac{P_2 \ln r_2 - P_1 \ln r_1}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right\} \pi 2r \, dr \quad (11)$$

$$F_k = K_g (q_1 - q_0 - q) \quad (12)$$

$$f_c = \frac{3\pi\mu}{2q_0^3} \left(r_2^4 - r_1^4 - 4r_2^2 r_1^2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) + \pi^2 \left(\frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \right)^2 R_y \quad (15)$$

$$F_{c2} = P_s \pi r_3^2 \quad (16)$$

式中： F_{c1} 为膜片下腔静压力； F_k 为弹性力； q_1 为膜片与节流台初始安装间隙； K_g 为膜片刚度； F_c 为膜片运动时粘性阻力； f_c 为片粘性阻尼系数； F_{c2} 为预压腔静压力。

简化式(10)~式(16)并写成增量形式：

$$\frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \Delta P_1 - K_g q - f_c \dot{q} = 0 \quad (17)$$

2.2.4 节流器液阻

根据文献[18]可得膜片与节流台之间的可变液阻 R_{c1} 和零位时液阻 R_{c0} 如下：

$$R_{c1} = \left(\frac{1}{1 + q/q_0} \right)^3 R_{c0} \quad (18)$$

$$R_{c0} = \frac{6\mu \ln \frac{r_2}{r_1}}{\pi q_0^3} \quad (19)$$

2.2.5 油路分析

在图5液阻模型图中，有

$$Q_1 + Q_{c1} + Q_z = Q_{g1} + Q_c \quad (20)$$

$$Q_{c2} = Q_2 + Q_{g2} \quad (21)$$

$$Q_1 = A_{e1} \dot{h} \quad (22)$$

$$Q_2 = A_{e2} \dot{h} \quad (23)$$

因节流凸台、并联油路、预压腔油路以及滑块封油边均为层流特征，所以其流量与压差满足正比关系。

$$Q_{c1} = \frac{P_s - P_1}{R_{c1}} \quad (24)$$

$$Q_{c2} = \frac{P_s - P_2}{R_{c2}} \quad (25)$$

$$Q_{g1} = \frac{P_1 - P_0}{R_{g1}} \quad (26)$$

$$Q_{g2} = \frac{P_2 - P_0}{R_{g2}} \quad (27)$$

$$Q_z = \frac{P_s - P_1}{R_z} \quad (28)$$

膜片变形流量为

$$Q_c = \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \dot{q} \quad (29)$$

联立化简式(20)~式(29)得

$$A_{e1} \dot{h} + \frac{P_s - P_1}{R_{c1}} + \frac{P_s - P_1}{R_z} - \frac{P_1 - P_0}{R_{g1}} - \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \dot{q} = 0 \quad (30)$$

$$\frac{P_s - P_2}{R_{c2}} - A_{e2} \dot{h} - \frac{P_2 - P_0}{R_{g2}} = 0 \quad (31)$$

分别对式(30)~式(31)在设计零位 $P_1=P_{10}$ 、 $P_2=P_{20}$ 、 $h=0$ 、 $q=0$ 处线性展开并忽略高阶项后得

$$\left(\frac{1}{R_z} + \frac{1}{R_{c10}} + \frac{1}{R_{g10}} \right) \Delta P_1 - \frac{3(P_s - P_{10})}{R_{c10} q_0} q - \frac{3P_{10}}{h_0 R_{g10}} h - A_{e1} \dot{h} + \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \dot{q} = 0 \quad (32)$$

$$\left(\frac{1}{R_{c2}} + \frac{1}{R_{g20}} \right) \Delta P_2 + \frac{3P_{20}}{h_0 R_{g20}} h + A_{e2} \dot{h} = 0 \quad (33)$$

2.2.6 模型方程组

联立式(5)、式(17)、式(32)和式(33)并拉斯变换，得到滑块外载荷作用下的运动方程组：

$$\begin{cases} A_{e1} Z_1(s) - A_{e2} Z_2(s) + (f_z s + M s^2) X(s) = W(s) \\ D_0 Z_1(s) - (K_g + f_c s) Y(s) = 0 \\ D_1 Z_1(s) + (D_0 s - D_2) Y(s) - (A_{e1} s + D_3) X(s) = 0 \\ D_5 Z_2(s) + (A_{e2} s + D_4) X(s) = 0 \end{cases} \quad (34)$$

方程组中各系数表达式见表1。

表1 方程组系数表达式

参数	表达式	参数	表达式
D_0	$\frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}$	D_3	$\frac{3P_{10}}{h_0 R_{g10}}$
D_1	$\frac{1}{R_z} + \frac{1}{R_{c10}} + \frac{1}{R_{g10}}$	D_4	$\frac{3P_{20}}{h_0 R_{g20}}$
D_2	$\frac{3(P_s - P_{10})}{R_{c10} q_0}$	D_5	$\frac{1}{R_{c2}} + \frac{1}{R_{g20}}$

3 导轨性能分析

3.1 静态特性

当滑块在载荷 F 作用下处于静态时，根据力平衡原则有

$$F = P_1 A_{e1} - P_2 A_{e2} \quad (35)$$

$$P_1 = P_s \frac{R_{g1}}{\frac{R_z R_{c1}}{R_z + R_{c1}} + R_{g1}} \quad (36)$$

$$P_2 = P_s \frac{R_{g2}}{R_{c2} + R_{g2}} \quad (37)$$

联立并化简式(35)~式(37)得

$$F = P_s A_{e1}$$

$$\zeta = \frac{1}{\frac{R_Z R_{C0}}{R_{g10} \left(R_Z + \left(\frac{1}{1+q/q_0} \right)^3 R_{C0} \right)} \left(\frac{1-h/h_0}{1+q/q_0} \right)^3 + 1} - \frac{K}{\frac{R_{C2}}{R_{g20}} (1+h/h_0)^3 + 1} \quad (38)$$

为方便分析，对式(38)无量纲化：

$$\zeta = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{cg} \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\eta} \right)^3}{1 + \frac{\lambda_{cz}}{(1+\eta)^3}}} - \frac{K}{1 + \left(K \left(1 + \frac{\lambda_{cg}}{1 + \lambda_{cz}} \right) - 1 \right) (1 + \varepsilon)^3} \quad (39)$$

式中无量纲参数表达式及物理意义见表2。

表2 参数表达式与物理意义

无量纲参数	表达式	物理意义
ζ	$\zeta = \frac{F}{P_s A_{e1}}$	承载系数
ε	$\varepsilon = \frac{h}{h_0}$	滑块相对偏移量
η	$\eta = \frac{q}{q_0}$	膜片相对偏移量
λ_{cg}	$\lambda_{cg} = \frac{R_{c10}}{R_{g10}}$	膜片节流台与封油边液阻比
λ_{cz}	$\lambda_{cz} = \frac{R_{c10}}{R_z}$	膜片节流台与并联油路液阻比

3.1.1 静刚度

由于超精密机床载荷小，滑块偏移少，以零位刚度作为油膜刚度，记作 j 。

$$j = \left. \frac{\partial F}{\partial h} \right|_{h=0} \quad (40)$$

即

$$j = \frac{P_s A_{e1}}{h_0} \left(\frac{3K\lambda_2}{(\lambda_2 + 1)^2} + \frac{3\lambda_1}{(\lambda_1 + 1)^2} \right) \quad (41)$$

式中： $\lambda_1 = \frac{\lambda_{cg}}{1 + \lambda_{cz}}$ 为滑块下油腔可变节流器与下封油边液阻比； $\lambda_2 = \frac{R_{c2}}{R_{g20}}$ 为滑块上油腔固定节流器与上封油边液阻比。

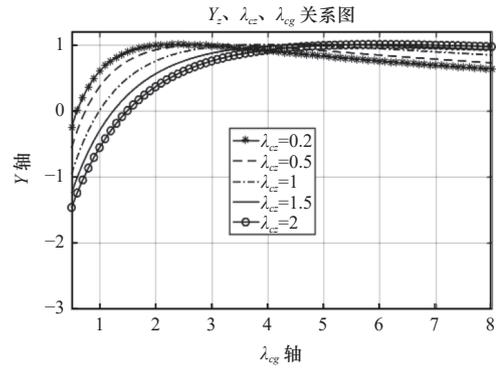
$$\text{令 } Y = \frac{3K\lambda_2}{(\lambda_2 + 1)^2} + \frac{3\lambda_1}{(\lambda_1 + 1)^2}$$

$$\text{则 } j = \frac{P_s A_{e1}}{h_0} Y$$

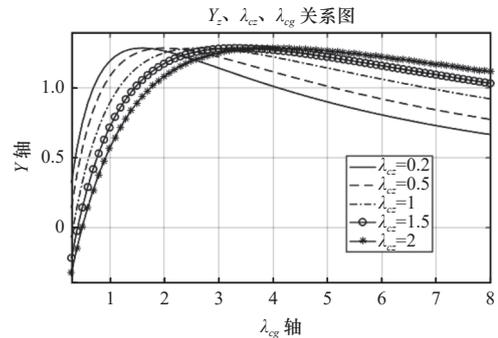
滑块及附件质量远小于供油压力与下油腔面积之积，所以忽略其质量，并代入 λ_1 、 λ_2 得

$$Y = \frac{3 \left(K \left(1 + \frac{\lambda_{cg}}{1 + \lambda_{cz}} \right) - 1 \right)}{K \left(1 + \frac{\lambda_{cg}}{1 + \lambda_{cz}} \right)^2} + \frac{3\lambda_{cg} \left(\frac{1}{\lambda_{cz}} + 1 \right)}{\frac{(\lambda_{cg} + 1)^2}{\lambda_{cz}} + \lambda_{cz} + 2(\lambda_{cg} + 1)} \quad (42)$$

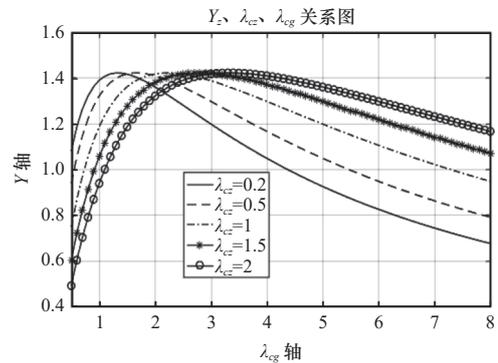
图8所示为 K 取不同值时， Y 、 λ_{cg} 、 λ_{cz} 关系曲线。



(a) 当 $K=0.5$ 时， Y 与 λ_{cg} 、 λ_{cz} 关系图



(b) 当 $K=0.75$ 时， Y 与 λ_{cg} 、 λ_{cz} 关系图



(c) 当 $K=0.9$ 时， Y 与 λ_{cg} 、 λ_{cz} 关系图

图8 不同 K 值时 Y 、 λ_{cg} 、 λ_{cz} 关系图

由图8可知， Y 始终有峰值，记作 Y_{max} ，且峰值大小与 K 值有关，表3~表5列出不同 K 值下， Y_{max} 对应的不同的 λ_{cg} 、 λ_{cz} 值与相应的 λ_1 和 λ_2 值。

由表3~表5可知，当 λ_2 等于 K 值、 λ_1 等于 $1/K$ 时，导轨刚度呈现峰值 j_{max} 。

$$j_{max} = \frac{P_s A_{e1}}{h_0} \frac{3K}{1+K} \quad (43)$$

此时

$$\lambda_{cz} = K\lambda_{cg} - 1 \quad (44)$$

3.1.2 承载能力

将 $\lambda_{cz} = K\lambda_{cg} - 1$ 代入式(39)，得滑块零位时 ζ 、 ε 、 λ_{cg} 关系式，如图9所示。

表 3 当 $K=0.5$ 时各参数值

序号	参数				
	λ_{cz}	λ_{cg}	λ_1	λ_2	Y_{max}
1	0.2	2.4	2	0.5	1
2	0.5	3	2	0.5	1
3	1	4	2	0.5	1
4	1.5	5	2	0.5	1
5	2	6	2	0.5	1

表 4 当 $K=0.75$ 时各参数值

序号	参数				
	λ_{cz}	λ_{cg}	λ_1	λ_2	Y_{max}
1	0.2	1.6	1.33	0.75	1.286
2	0.5	2	1.33	0.75	1.286
3	1	8/3	1.33	0.75	1.286
4	1.5	10/3	1.33	0.75	1.286
5	2	4	1.33	0.75	1.286

表 5 当 $K=0.9$ 时各参数值

序号	参数				
	λ_{cz}	λ_{cg}	λ_1	λ_2	Y_{max}
1	0.2	1.33	1.11	0.9	1.421
2	0.5	1.67	1.11	0.9	1.421
3	1	2.22	1.11	0.9	1.421
4	1.5	2.78	1.11	0.9	1.421
5	2	3.33	1.11	0.9	1.421

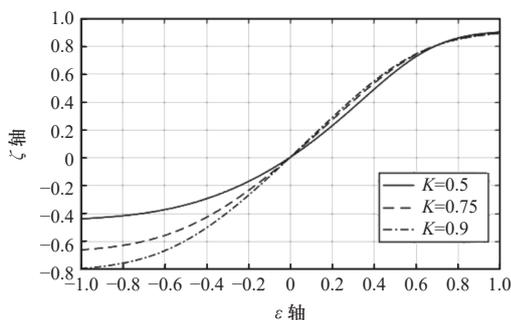


图 9 $\zeta, \varepsilon, \lambda_{cg}$ 关系图

从图 9 可看出：

(1) 当导轨零位最大刚度时，承载系数 ζ 与 λ_{cz} 、 λ_{cg} 具体数值无关，两者只需满足关系式 $\lambda_{cz} = K\lambda_{cg} - 1$ 。

(2) K 值越大，承载系数与偏移量线性关系

范围越广，双向承载能力越强，当 $K=0.75$ 时，线性范围在 ± 0.4 左右。

(3) 曲线关于原点不对称，是滑块上油腔与下油腔采用不同节流器造成的。

综上所述，当滑块上油腔阻尼比值与上、下油腔面积比值相同，下油腔阻尼比值是面积比值倒数时，滑块零位刚度呈现最大值，且面积比越大，承载系数与相对偏移量线性关系范围越广，滑块双向承载能力越强。

3.1.3 设计与调试

节流器设计过程中，可从滑块上、下油腔几何尺寸近似获得阻尼系数 C_1 、 C_2 与面积比值 K ，再根据零位油膜厚度 h_0 得到上、下油腔零位对应阻值 R_{g10} 、 R_{g20} ，进一步参考滑块最大刚度时液阻比值关系，分别得到 R_{c10} 、 R_{c20} 和 R_z 值大小，据此得到节流器相关尺寸。

实际加工中，节流器阻值加工误差很难避免，使得油膜刚度实际值与设计值有一定差距，为解决这个问题，可通过图 10 所示回路进行调试优化。

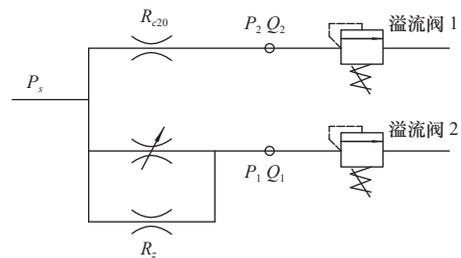


图 10 调试回路

图 10 调试回路中，在恒供油压力 P_s 下，分别调整溢流阀 1 和溢流阀 2，使得 $P_1 = KP_s / (1+K)$ 、 $P_2 = P_s / (1+K)$ ，并实测对应流量 Q_1 、 Q_2 。若 $Q_1 = KP_s / ((1+K)R_{g10})$ ，则说明 $\lambda_{cz} = K\lambda_{cg} - 1$ ，阻值 R_{c10} 与 R_z 值加工比例合适，否则当 $Q_1 < KP_s / ((1+K)R_{g10})$ 时，需要加工增大 R_z 实际值，反之，需要减小 R_z 值；若 $Q_2 = P_s / ((1+K)R_{g20})$ ，则说明 R_{c2} 加工值与设计值一致，当小于时则需要加工减小 R_{c2} 实际值，反之增大 R_{c2} 值。通过上述检测、修正方法，使得滑块零位刚度接近最大值。

3.1.4 导轨传递函数

根据分析结果，结合膜片节流器合理尺寸，假设 $\lambda_2 = 0.75$ ，取 $\lambda_{cg} = 4$ ， $\lambda_{cz} = 2$ ，其他参数见表 6，得导轨传递函数。

$$H(s) = \frac{s + 973}{37.5s^3 + 2.179 \times 10^9 s^2 + 2.142 \times 10^{12} s + 3.824 \times 10^{11}} \quad (45)$$

由式(43)可得滑块零位静刚度为 394 N/μm, 若每根导轨配备两组滑块, 则一对导轨副油膜静刚度为 1 576 N/μm, 对于总载荷不超过 1 500 N 的超精密机床, 零位时滑块偏移量为 0.95 μm, 偏移率为 0.038, 远小于 0.4。

表 6 滑块、节流器参数表

参数	数值	参数	数值
A_{e1}/mm^2	6 384	r_1/mm	2.2
A_{e2}/mm^2	4 704	r_2/mm	8
C_1	17.17	r_3/mm	16
C_2	16.33	R_{c10}	$4R_{g10}$
$h_0/\mu\text{m}$	25	R_z	$0.5R_{c10}$
M/kg	37.5	R_{c2}	$0.75R_{g20}$
P_0/MPa	1.2	$q_0/\mu\text{m}$	30
$\mu(46\#\text{@}20\text{ }^\circ\text{C})/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2)$	1.066 24	δ/mm	0.3
$E/(\text{N}/\text{m}^2)$	$2.06\text{e}11$	θ	0.290

3.2 动态特性

3.2.1 系统稳定性

3.2.1.1 稳定性判断

式(45)劳斯数据见表 7。

表 7 劳斯判据表

S^3	37.5	2.142×10^{12}
S^2	2.179×10^9	3.824×10^{14}
S^1	2.142×10^{12}	
S^0	3.824×10^{14}	

根据系统稳定性劳斯判据可知导轨是稳定的。

3.2.1.2 预压腔液阻 R_y 对导轨稳定性影响

将 R_y 与 R_{c10} 的不同比值关系代入式(15), 并通过方程组(34)求得相应传递函数, 各零极点位置关系如图 11 所示。图 11 中, \times 表示系统极点, \circ 表示零点, 详值见表 8。

从图 11 和表 8 中可观察到, 不同的 R_y 与 R_c 比值, 系统零极点位置不同, 尤其偶极子位置受影响最大, 当比值越小偶极子越靠近虚轴, 系统稳定裕度越小; 反之, 系统越稳定。但当比值大于 1 后, 偶极子远离虚轴的速率明显降低。

3.2.2 阶跃载荷的过渡特性

鉴于超精密机床加工载荷很小, 下面通过传递函数单位阶跃响应反映滑块在 1 N 外载荷作用下,

从零位过渡到新平衡位置的过程, 稳态值越小表明偏移量越小, 导轨动刚性越好。

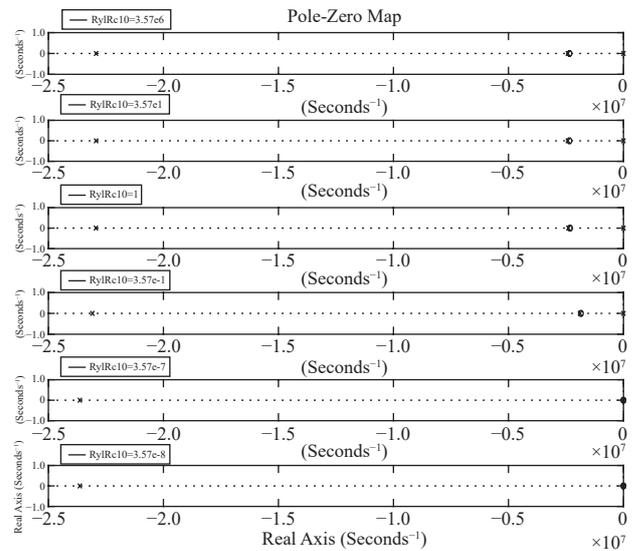


图 11 不同 R_y/R_{c10} 对应系统零极点图

表 8 不同 R_y/R_{c10} 对应系统零极点值

序号	R_y/R_{c10} 值	极点 1	极点 2	极点 3	零点
1	3.57×10^6	-2.293×10^7	-2.418×10^6	-0.183 1	-2.346×10^6
2	3.57×10^1	-2.293×10^7	-2.418×10^6	-0.183 1	-2.346×10^6
3	1	-2.293×10^7	-2.395×10^6	-0.183 1	-2.324×10^6
4	3.57×10^{-1}	-2.309×10^7	-1.892×10^6	-0.183 1	-1.849×10^6
5	3.57×10^{-7}	-2.363×10^7	-0.871 7	-0.183 1	-0.871 7
6	3.57×10^{-8}	-2.363×10^7	-8.718×10^{-6}	-0.183 1	-8.717×10^{-6}

图 12 看到, 1 N 外载荷下, 滑块偏移方向与负载方向一致, 偏移量稳态值 2.54 nm, 动刚度 393.7 N/μm, 几乎与静刚度完全一致, 可见系统达到了设计刚度。

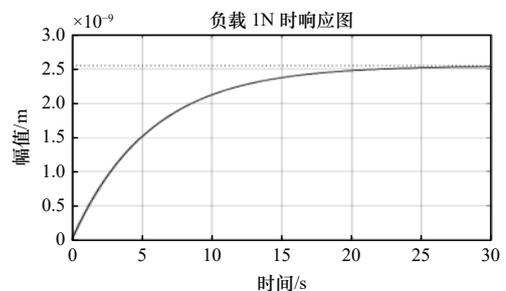


图 12 系统阶跃响应图

3.2.3 正弦交变载荷频率特性

当载荷频率不同时, 滑块偏移量也会随之发生

变化,图13是系统波特图,反映了滑块在不同载荷频率下的偏移幅值。

由图13可知,导轨具有单调向下的频率特性,说明动态稳定性强,而且外载荷变化频率 ω 越大,滑块偏移量越小,动刚性越高,满足超精密机床加工需求。

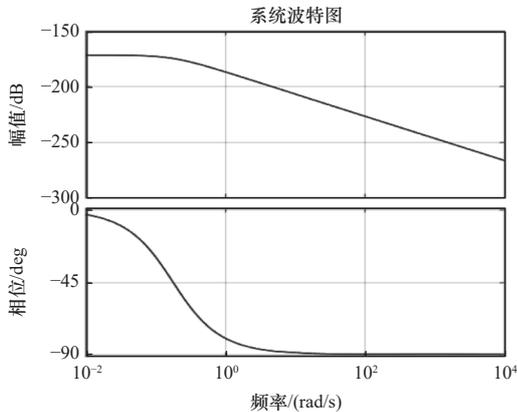


图13 系统波特图

3.3 项目实施

项目实施中一方面受限于基座与压板安装空间尺寸,滑块上下油腔面积比约0.5;另一方面,标准泵站出口压力3.2 MPa,经前端降压后,节流器入口处压力为2.4 MPa,依据前面分析结果,上油腔阻尼比取0.5,下油腔阻尼比取2,膜片零位阻尼与下油腔阻尼比5,与并联油路阻尼比1.5,与预压腔油路阻尼比1.2,滑块零位支撑腔压力0.8 MPa,油膜设计静刚度 $630 \text{ N}/\mu\text{m}$,应用于导轨垂直方向对置油腔。

图14是应用节流器的导轨与溜板在测试台上进行检测,图15是检测结果。从检测结果可见溜板垂直刚度 $2000 \text{ N}/\mu\text{m}$,与单滑块设计刚度的4倍相差520 N,分析主要原因是滑块设计刚度仅是溜板油膜刚度部分,而溜板实际刚度同时还受到基座、导轨本体以及油膜波动的影响^[19-21],此外测试条件的限制也不容忽视。

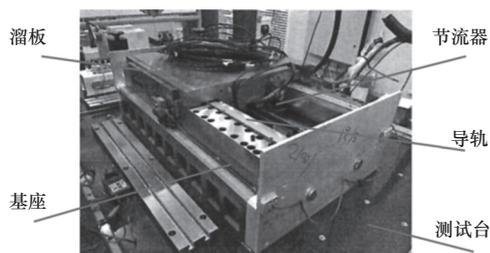


图14 应用节流器的导轨与溜板

Nc: 2021QW148		产品验收项目及评定结果		共1页第1页	
部件编号	标准条款	检验项目和技术要求	检验结果	评定	
检验依据: GB/T17421.1-1998、GB/T9061-2006 标准和课题任务合同书					
21001	1	行程 $\geq 200 \text{ mm}$	200 mm	P	
	2	全行程直线度 $\leq 0.2 \mu\text{m}/200 \text{ mm}$	全行程 200 mm 上: 侧向: $0.1 \mu\text{m}$ 垂直向: $0.15 \mu\text{m}$	P	
	3	静态刚度 $\geq 300 \text{ N}/\mu\text{m}$	侧向: $500 \text{ N}/\mu\text{m}$ 垂直向: $2000 \text{ N}/\mu\text{m}$	P	

图15 溜板性能检测结果

4 结语

文中基于超精密车床,分析节流器主要参数对闭式不等面积对置油腔静压导轨静、动态性能的影响,表明在滑块同样结构尺寸、供油压力、封油间隙条件下,当辅助油腔节流器阻尼比值与滑块有效面积比值相同,支撑油腔节流器阻尼比值是面积比值的倒数,滑块零位静刚度呈现峰值;同时得出膜片零位阻尼与并联油路阻尼之比和膜片零位阻尼与支撑油腔阻尼之比的最佳关系式,得出预压腔油路阻尼与膜片零位阻尼之比越大,系统越稳定,但膜片调节能力较低,反之系统稳定性减弱,膜片调节能力增强。

后期可在满足机床刚度需求前提下,进一步减小节流器入口压力,降低导轨变形的概率,但需要注意的是当供油压力小到某种程度后,滑块及附件质量应予以考虑。

参考文献

- [1] 蒋庄德,李常胜,孙林,等. 高端光学元件超精密加工技术与装备发展研究[J]. 中国工程科学, 2023, 25(1): 131-141.
- [2] 林鸿榕,刘文志,高源. 光学元件超精密加工成套装备的研发与应用[J]. 世界制造技术与装备市场, 2022(1): 67-71.
- [3] 杨辉. 我国超精密加工设备产业化进程[J]. 航空制造技术, 2016(6): 36-40, 46.
- [4] 汤添任. Nanosys-1000 非球面加工机床液体静压导轨工作特性研究[D]. 长沙: 中南大学, 2013.
- [5] 毕超,陈正茂,张立武,等. 液体静压导轨的热变形及改善措施分析[J]. 制造技术与机床, 2017(11): 56-64.
- [6] 李加福,崔廷,李东升,等. 基于阻抗模型的气体静压节流器承载力研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(5): 31-34.
- [7] 杜凯旋,阳红,李加胜,等. 节流方式对液体静压导轨刚度的影响规律研究[J]. 中国工程机械学报, 2022, 20(2): 134-139.
- [8] 李尧忠. 缝隙节流器的设计及应用[J]. 航空制造技术, 2004(2): 90-91.
- [9] 张瑞涛,李增强,袁梓馨,等. 超精密锥形液体转台节流器孔径和轴承间隙对其刚度影响的研究[J]. 制造技术与机床, 2022(10): 119-126.
- [10] 熊万里,胡灿,吕浪,等. 可控节流参数对液体静压轴承特性的影响研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(21): 63-71.
- [11] 孟心斋,孟昭焱. 节流性能优异的新型液体静压支撑节流器[J]. 中国工程科学, 2005(3): 49-52.
- [12] 刘博. 精密机床静压导轨系统的动态性能分析[D]. 沈阳: 东北大学, 2013.

(下转第31页)

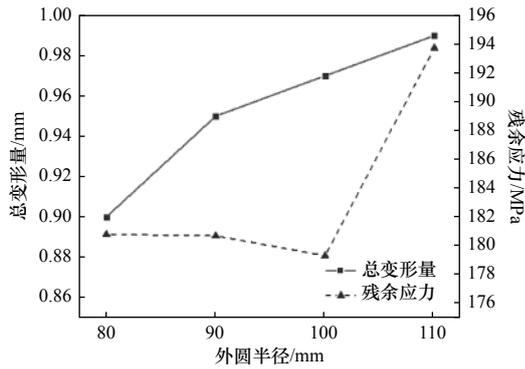


图9 半圆孔外圆半径对成形质量影响

3 结语

本文基于 SLM 成形技术对半圆孔悬垂结构进行仿真分析, 得到以下结论:

(1) 经综合分析, 确定半圆孔以 Y 轴正方向进行切割, 结构整体变形效果更好。

(2) 半圆孔 4 个工序主要的总变形量都分布半圆孔内径顶点悬垂面边缘, 打印完成后悬垂结构分布较高残余应力, 经过热处理和冷却工序, 消除了部分残余应力, 残余应力主要分布于结构底角与基板连接部位, 切割后, 残余应力迅速得到释放, 降到较低值。

(3) 悬垂结构与基板切割分离后, 最大总变形量随半圆孔厚度、内圆半径增大呈上升趋势, 随外圆半径增大呈减小趋势, 最大残余应力随半圆孔厚度增大而增大。线切割工序的切割长度对残余应力影响较为敏感, 改变半圆孔内/外半径会明显增大线切割的切割长度, 因此内/外半径值对最大残余应力未呈现明显规律。

参考文献

[1] 刘婷婷, 章林. 选区激光熔化金属增材制造实验质量控制[J]. 实验技

术与管理, 2022, 39(9): 48-53.

- [2] 王飞, 杜星杰, 刘博玮, 等. SLM成形悬垂结构翘曲变形分析及修正[J]. 重庆理工大学学报:自然科学, 2022, 36(9): 91-97.
- [3] Mercelis P, Kruth J P, Vaerenbergh J V. Feedback control of selective laser melting[C]. 3rd International Conference on Advanced Research in Virtual and Rapid Prototyping, Leiria, Portugal: CRC Press, 2007: 521-527.
- [4] 段声勤, 刘婷婷, 廖文和, 等. 悬垂圆孔激光选区熔化成形质量研究[J]. 中国激光, 2018, 45(4): 190-198.
- [5] 吴根丽, 刘婷婷, 张长东, 等. Ti6Al4V激光选区熔化成形悬垂结构的质量研究[J]. 中国机械工程, 2016, 27(13): 1810-1815.
- [6] Ameen W, AlAhmari A, Mian S H, et al. Optimization of tree-like support for titanium overhang structures produced via electron beam melting[J]. Sustainability, 2022, 14(20): 13017-13017.
- [7] Gülcan O, Günaydn K, Çelik A, et al. The effect of contactless support parameters on the mechanical properties of laser powder bed fusion produced overhang parts[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2022, 122(7-8): 3235-3253.
- [8] 何先定, 吴凌, 安治国. 选区激光熔化成形AlSi10Mg铝合金零件支撑结构的研究[J]. 锻压技术, 2020, 45(9): 113-117, 136.
- [9] 段声勤. 金属悬垂圆孔结构激光选区熔化成形工艺优化[D]. 南京: 南京理工大学, 2018.
- [10] 于宝义, 何亮, 郑黎, 等. SLM成形AlSi10Mg合金残余应力数值模拟及组织性能分析[J]. 特种铸造及有色合金, 2020, 40(4): 349-355.
- [11] 王美婷, 郑黎, 何亮, 等. SLM成形AlSi10Mg合金的变形行为与残余应力数值模拟[J]. 应用激光, 2022, 42(10): 67-75.
- [12] 赵娟, 邢蕊, 李文瑛, 等. 热处理工艺对增材制造AlSi10Mg合金组织与力学性能的影响[J]. 铸造技术, 2021, 42(2): 85-89.
- [13] 纪宏志, 袁林, 单德彬. 不同冷却速率下7A09铝合金冷却收缩行为研究[J]. 材料科学与工艺, 2011, 19(5): 17-20.

第一作者: 姜旭, 男, 1992年生, 硕士研究生, 助理研究员, 主要从事先进制造技术研究。E-mail: jxhljgc@163.com

通信作者: 周六如, 男, 1963年生, 博士研究生, 副教授, 主要从事先进制造技术研究。E-mail: zlrhust@163.com

(编辑 李静)

(收修改稿日期: 2023-02-20)

文章编号: 20230805

如果您想发表对本文的看法, 请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。

(上接第 12 页)

- [13] 李松. 高精度车床及车削中心静压导轨系统高刚度技术研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2018.
- [14] 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(9): 186-194.
- [15] 朱喜峰. 基于PM流量控制器的磨床主轴静压轴承的研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.
- [16] 房小艳, 孙宝鸿. 采用PM流量控制器的闭式静压导轨静态性能分析[J]. 精密制造与自动化, 2019(1): 4-8, 14.
- [17] 施晨涛, 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.
- [18] 陈燕生. 液体静压支撑原理和设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [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.

- [20] 李东升, 张雯, 禹精, 等. 气体静压导轨刚度讨论与误差源分析[J]. 中北大学学报, 2011, 32(6): 768-774.
- [21] 朱鸿, 邹冬林, 卢坤, 等. 船舶轴系推力轴承油膜刚度与综合支撑刚度测量[J]. 船舶力学, 2017, 21(4): 454-463.

第一作者/通信作者: 李晓会, 女, 1970年生, 本科, 高级工程师, 研究方向为流体传动与控制、超精密液体静压导轨。E-mail: 1092090286@qq.com

(编辑 高扬)

(收稿日期: 2023-04-17)

文章编号: 20230802

如果您想发表对本文的看法, 请将文章编号填入读者意见调查表中的相应位置。