

文章编号:1000-582X(2011)03-025-07

# 毛细管节流静压油膜轴承动态特性分析

王勇勤,刘志芳,严兴春,江桂云

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘要:**针对毛细管节流的径向和推力静压油膜轴承,在对流经轴承各油腔流量模型进行线性化处理的基础上,建立了毛细管节流的静压轴承流量连续性方程及轴承-主轴系统动力学方程,推导出毛细管节流的径向和推力静压油膜轴承的传递函数。采用 MATLAB 软件对毛细管节流的推力静压支承进行了仿真计算,仿真计算结果与广州机床研究所做实验的实测结果进行了详细的对比,有较好的一致性,说明所建模型和所采用方法的有效性。在实验验证的基础上,开展了主轴旋转速度对毛细管节流的推力静压轴承动态特性影响的仿真分析,同时探讨了供油压力、油膜厚度对毛细管节流的径向静压轴承动态特性的影响规律。

**关键词:**静压轴承;毛细管;节流;动态特性

**中图分类号:**TH133.3

**文献标志码:**A

## Analysis on dynamic performance of hydrostatic oil film bearing throttled by capillary

WANG Yong-Qin, LIU Zhi-fang, YAN Xin-chun, JIANG Gui-yun

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** With the linearization of the flow in oil chambers, the continuity equation of flow and the dynamic equation of the shaft are built for the hydrostatic journal bearing and thrust bearing respectively. Next, the transfer functions of the two bearings with capillary throttle are deduced. Then, the performance of the two bearings is simulated in Matlab. In general, the simulation results are well matched to the experimental data provided by Guangzhou Machine Tool Research Institute. It indicates that both of the models can predict the dynamic characteristic of the two bearings. Finally, the dynamics response of the hydrostatic thrust bearing is studied in various rotational speed of the shaft. Also, the dynamic performances of journal bearing are simulated in changing of inlet pressure and thickness of oil film.

**Key words:** hydrostatic bearing; capillary; throttle; dynamic characteristics

随着计算机技术的发展,许多学者采用有限元法和有限差分法<sup>[1]</sup>及 CFD 软件<sup>[2-4]</sup>求解轴承油膜压力分布和温度分布。近年来,静压轴承越来越多地运用于高速、高精度、重载等特殊或极端工况,这些场合对轴承的动态特性要求越来越高,促进了人们

对静压轴承动态特性的重视,开展了静压轴承油膜刚度、油膜阻尼系数<sup>[5]</sup>及刚性转子油膜稳定性<sup>[6]</sup>的研究。现代控制理论及计算机应用的发展给静压轴承系统的动态特性研究开辟了新的途径,人们结合各种节流形式的静压轴承开展了有关动态特性的研

收稿日期:2010-10-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075409)

作者简介:王勇勤(1961-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事现代机电设备研究,(E-mail)wyq@cqu.edu.cn.

究工作。部分学者将滑阀、薄膜反馈节流的静压轴承-主轴系统看成是一个闭环控制系统,采用状态方程<sup>[7]</sup>等方法推导和建立了静压轴承系统动态特性数学模型,但这些研究在推导数学模型时均假设主轴轴颈旋转速度为零,且在流量连续性方程的处理中不尽合理,缺少实验验证。部分学者开展了推力静压支承在阶跃载荷下的动态特性<sup>[8-9]</sup>,但所给数学模型相对笼统,未给出具体的节流方式,缺乏实用性。广州机床研究所<sup>[10-11]</sup>进行过毛细管节流、薄膜、滑阀反馈节流方式下推力静压支承在阶跃载荷和等幅正弦载荷情况下动态特性的试验研究,但实验条件过于简单,只对单向推力支承进行了实验,且实验装置中的主轴不旋转,没有对径向静压轴承和推力静压轴承进行动态特性的研究,因此很难将其研究成果直接用于对静压轴承的实际应用中。随着动静压轴承研究的深入,不同节流方式下<sup>[12-13]</sup>的动静压油膜轴承的静态特性及动力学研究工作进行得如火如荼。近年来,人们将轴承研究方向投向了主动控制的研究,Ge 等<sup>[14]</sup>提出了一种主动控制的空气静压轴承。Santos<sup>[15]</sup>采用伺服系统控制注入轴承的润滑油压力,可以控制转子的平衡位置,有效抑制转子振动。马柯达等<sup>[16]</sup>针对传统油膜轴承位置精度低和稳定性差的问题,研究开发了主动控制油膜轴承的超磁致伸缩驱动器。

从研究成果看,关于静压轴承动态特性研究的文献较少,将轴承系统作为一个自动控制系统的研究相对匮乏,特别是针对毛细管、小孔节流等固定节流方式下轴承与主轴系统动态特性研究的文献几乎没有。笔者运用现代控制理论,开展以毛细管节流的静压轴承-主轴系统动态特性数学模型的研究工作,深入研究毛细管节流静压油膜轴承的动态特性,为设计具有良好动态性能的机械设备主轴系统提供相应的分析计算方法。

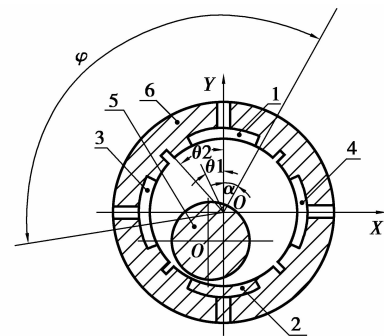
## 1 静压轴承系统动态特性数学模型

从结构来看,静压轴承包括推力轴承和径向轴承,下面分别对它们进行分析。

### 1.1 径向静压轴承流量计算

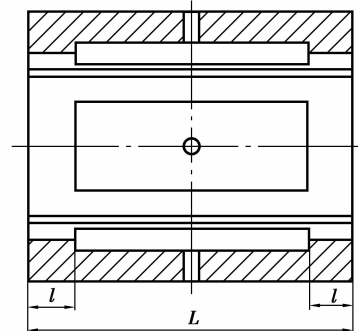
关于径向静压轴承流量的计算,已经有一些相对成熟的计算公式,但这些公式基本上都是在轴无转动且空载工况时计算流量,与轴承的实际运行工况不相符合。为解决上述问题,开展如图 1(a)所示毛细管节流的四油腔静压轴承的研究工作,设主轴轴心在油膜压力和外载  $F$  作用下( $Y$  方向的分力为  $F_y$ ,  $X$  方向的分力为  $F_x$ )的最终平衡位置为  $O_j$ , 垂直方向产生的位移为  $y$ , 水平方向产生的位移为  $x, \alpha$

为偏位角,  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  分别为油腔半角、油垫半角。流量  $Q$  的计算可按两平行平板缝隙液体流动计算公式(1)进行计算,式(1)考虑了主轴转子的运动速度  $u$  的影响,这与常规静压轴承流量计算时假设主轴转速为零相比更符合实际情况,如图 1(b)所示。



1.下静压腔;2.上静压腔;3.后静压腔;  
4.前静压腔;5.主轴;6.静压轴承

(a)油腔内部结构布置



(b)油腔形状

图 1 静压油膜轴承

$$Q = \pm \frac{bh_1^3}{12\eta l} \Delta p + \frac{u}{2} bh_1, \quad (1)$$

式中: $\Delta p$  为压力差, Pa;  $\eta$  为油膜粘度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $l$ 、 $b$ 、 $h_1$  分别为流体流过的长度、宽度、油膜厚度, m;  $u$  为与油膜接触的主轴轴颈表面的切向线速度, m/s。

#### 1.1.1 背载油腔流出油量

图 1(a)中,上静压油腔 1 和前静压油腔 4 为背载油腔,下静压油腔 2 和后静压油腔 3 为受载油腔。油腔 1 中的油膜间隙

$$h_1 = \left( 1 + \frac{y \cos \varphi}{h_0 \cos \alpha} \right) h_0, \quad (2)$$

式中: $h_0$  为初始油膜间隙, m;  $\varphi$  为油膜厚度  $h_1$  处的位角,以  $O$ 、 $O_j$  连线为基础,规定逆时针旋转为正;  $\alpha$  为主轴偏位角。

图 2 为静压油腔 1 的流量示意图,通过静压油腔向外流出的流量  $Q_{1\text{出}}$  主要包括两部分:1)沿轴向封油面流出的流量,用  $Q_{1\text{轴出}}$  表示;2)沿径向封油面流出的流量,用  $Q_{1\text{径出}}$  表示。总流量为

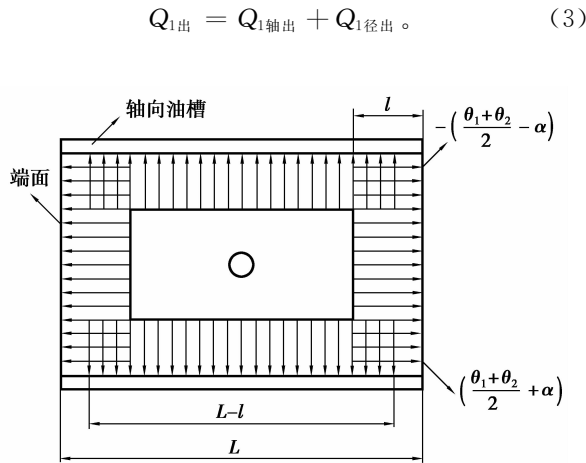


图2 静压油腔1向外流出流量示意图

$$Q_{1出} = Q_{1轴出} + Q_{1径出} \quad (3)$$

$$\left[ \frac{L-l}{6\eta r(\theta_2 - \theta_1)} p_1 h_0^3 + \frac{u(L-l)}{2} h_0 \right] (\theta_2 - \theta_1) + \left[ 3p_0 h_0^3 \frac{(L-l)}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1) \cos \alpha} + \frac{u(L-l)}{2 \cos \alpha} \right] \cdot [\sin(\theta_1 + \alpha) + \sin(\theta_1 - \alpha) - \sin(\theta_2 + \alpha) - \sin(\theta_2 - \alpha)] y, \quad (9)$$

$$Q_{2轴出} = 2 \int_{\pi - (\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} - \alpha)}^{\pi + (\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} + \alpha)} \left( \frac{p_1 h_1^3}{12\eta l} + \frac{u}{2} h_1 \right) r d\varphi = \left[ \frac{r p_1 h_0^3}{6\eta l} + u r h_0 \right] (\theta_1 + \theta_2) + \left[ \frac{p_0 h_0^2 y r}{2\eta l \cos \alpha} p_1 h_0^3 + \frac{u r y}{\cos \alpha} \right] \cdot \left[ -\sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} + \alpha\right) - \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} - \alpha\right) \right], \quad (10)$$

$$Q_{2出} = Q_{2轴出} + Q_{2径出} \quad (11)$$

由式(1)、(2)并结合图1(a)、图2可得

$$Q_{1轴出} = 2 \int_{-\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} - \alpha\right)}^{\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} + \alpha\right)} \left( \frac{p_1 h_1^3}{12\eta l} + \frac{u}{2} h_1 \right) r d\varphi, \quad (4)$$

式中:  $p_1$  为油腔1中各节点油膜压力, Pa;  $r$  为主轴轴颈半径, m;

$$Q_{1径出} = \int_{-(\theta_2 - \alpha)}^{-(\theta_1 - \alpha)} \left[ \frac{L-l}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1)} p_1 h_1^3 + \frac{u(L-l)}{2} h_1 \right] d\varphi + \int_{(\theta_1 + \alpha)}^{(\theta_2 + \alpha)} \left[ \frac{L-l}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1)} p_1 h_1^3 + \frac{u(L-l)}{2} h_1 \right] d\varphi; \quad (5)$$

式中:  $L$  为轴承宽度, 如图(2)所示。

$$p_1 h_1^3 = p_0 h_0^3 + h_0^3 (p_1 - p_0) + 3p_0 h_0^2 (h_1 - h_0) = p_1 h_0^3 + 3p_0 h_0^2 (h_1 - h_0). \quad (6)$$

在式(4)、(5)中, 将  $p_1 h_1^3$  按照式(6)在初始油膜压力  $p_0$  和初始油膜厚度  $h_0$  处进行泰勒展开并忽略高阶无穷小项后可得到:

$$Q_{1轴出} = \left[ \frac{r p_1 h_0^3}{6\eta l} + u r h_0 \right] (\theta_1 + \theta_2) + \left[ \frac{p_0 h_0^2 y r}{2\eta l \cos \alpha} + \frac{u r y}{\cos \alpha} \right] \cdot \left[ \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} + \alpha\right) + \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} - \alpha\right) \right], \quad (7)$$

$$Q_{1径出} = 2 \left[ \frac{L-l}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1)} p_1 h_0^3 + \frac{u(L-l)}{2} h_0 \right] \cdot (\theta_2 - \theta_1) + \left\{ \left[ 3p_0 h_0^3 \frac{(L-l)}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1) \cos \alpha} + \frac{u(L-l)}{2 \cos \alpha} \right] \cdot y [\sin(\theta_2 + \alpha) + \sin(\theta_2 - \alpha) - \sin(\theta_1 + \alpha) - \sin(\theta_1 - \alpha)] \right\}. \quad (8)$$

### 1.1.2 卸载油腔流出油量

卸载油腔流出流量  $Q_{2出}$  的计算过程与背载油腔的计算过程类同, 因此可得:

$$Q_{2径出} = \int_{\pi - (\theta_2 - \alpha)}^{\pi - (\theta_1 - \alpha)} \left[ \frac{L-l}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1)} p_1 h_1^3 + \frac{u(L-l)}{2} h_1 \right] d\varphi + \int_{\pi + (\theta_1 + \alpha)}^{\pi + (\theta_2 + \alpha)} \left[ \frac{L-l}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1)} p_1 h_1^3 + \frac{u(L-l)}{2} h_1 \right] d\varphi =$$

### 1.2 推力静压轴承流量计算

如图3所示为环形推力轴承, 轴承油腔由封油面流出的流量  $Q_{出}$  如式(12)所示。

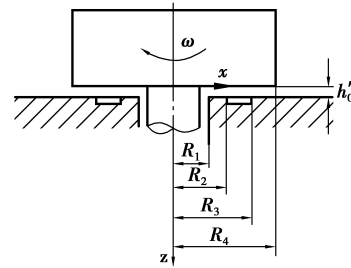


图3 推力静压支承结构示意图

$$Q_{出} = \frac{\pi p'_1 h_1'^3}{6\eta} \frac{\ln \frac{R_2 R_4}{R_1 R_3}}{\ln \frac{R_2}{R_1} \ln \frac{R_4}{R_3}} + \frac{\pi \rho \omega'^2 h_1'^3}{4\eta} \left[ \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_4}{R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}}} \right], \quad (12)$$

式中:  $p'_1$  为油腔中的油膜压力, Pa;  $\rho$  为油液密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $\omega'$  为主轴旋转角速度,  $\text{rad/s}$ 。

在式(12)中, 将  $p'_1 h_1'^3$  和  $h_1'^3$  分别按式(6)和式(13)进行泰勒展开并忽略高阶无穷小项(将式(6)中的下标去掉即可)。

$$h_1'^3 = h_0'^3 + 3h_0'^2 (h_1' - h_0'). \quad (13)$$

联立式(6)、(12)、(13), 可得

$$Q_{出} = A h_0'^3 p'_1 - 3h_0'^2 (A p'_0 + B) z + B h_0'^3, \quad (14)$$

式中:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\pi}{6\eta} \frac{\ln \frac{R_2 R_4}{R_1 R_3}}{\ln \frac{R_2}{R_1} \ln \frac{R_4}{R_3}}, \\ B &= \frac{\pi \rho \omega'^2}{4\eta} \left[ \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln \frac{R_4}{R_3}} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

### 1.3 毛细管节流的流量连续性方程的传递函数推导

#### 1.3.1 径向静压轴承

静压轴承在工作中,通过毛细管节流流进轴承各油腔的流量与从轴承各油腔向外流出的流量是平衡的,因此可得到对置油腔 1 和 2 的流量连续性方程为

$$\frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c}(p_s - p_1) = Q_{\text{进}} + A_b \frac{dy}{dt} + \frac{V_b dp_1}{\beta dt}, \quad (16)$$

$$\frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c}(p_s - p_2) = Q_{\text{出}} - A_b \frac{dy}{dt} + \frac{V_b dp_2}{\beta dt}, \quad (17)$$

式(16)、(17)中:  $p_s$  为液压系统供油压力, Pa;  $l_c$ 、 $d_c$  分别为毛细管节流器的长度、直径, m;  $A_b$ 、 $V_b$  分别为静压轴承单个油腔的有效承载面积 ( $\text{m}^2$ )、体积 ( $\text{m}^3$ );  $\beta$  为油液体积弹性模量, 一般取 700 ~ 1 400 MPa。

联立式(3)、(7)、(8)、(9)、(10)、(11)、(16)、(17), 并进行拉氏变换, 可求得

$$P_2(s) - P_1(s) = \frac{A_1 + A_2 + 2A_b s}{\frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c} + \frac{V_b}{\beta} s} Y(s), \quad (18)$$

式中:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= 2[\sin(\theta_2 + \alpha) + \sin(\theta_2 - \alpha) - \sin(\theta_1 + \alpha) - \sin(\theta_1 - \alpha)] \cdot \\ & \left[ 3p_0 h_0^3 \frac{(L-l)}{12\eta r(\theta_2 - \theta_1)\cos\alpha} + \frac{u(L-l)}{2\cos\alpha} \right]; \\ A_2 &= \left[ \frac{p_0 h_0^2 r}{\eta l \cos\alpha} + \frac{2ur}{\cos\alpha} \right] \cdot \\ & \left[ \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} + \alpha\right) + \sin\left(\frac{\theta_1 + \theta_2}{2} - \alpha\right) \right]. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

#### 1.3.2 推力静压轴承

推力静压轴承在工作中,通过毛细管节流流进轴承静压油腔的流量与从轴承静压油腔向外流出的流量是平衡的,因此得到推力静压轴承流量连续性方程

$$\frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c}(p_s - p'_1) = Q_{\text{进}} + A_e \frac{dz}{dt} + \frac{V_e}{\beta_e} \frac{dp'_1}{dt}, \quad (20)$$

式中:

$$\left. \begin{aligned} A_e &= \frac{\pi(R_4^2 - R_3^2)}{2} \frac{1}{\ln \frac{R_4}{R_3}} - \frac{\pi(R_2^2 - R_1^2)}{2} \frac{1}{\ln \frac{R_2}{R_1}}; \\ C &= \frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c}; \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

$A_e$ 、 $V_e$  分别为静压轴承单个油腔的有效承载面积 ( $\text{m}^2$ )、体积 ( $\text{m}^3$ );  $\beta_e$  为油液体积弹性模量, 一般取 700 ~ 1 400 MPa。

联立式(14)、(15)、(20)、(21)并进行拉氏变换可得

$$\frac{1}{s}(Cp_s - Bh_0'^3) = \left[ Ah_0'^3 + C + \frac{V_e}{\beta_e} s \right] \cdot P'_1(s) - [3h_0^2(Ap_0' + B) - A_e s] Z(s). \quad (22)$$

### 1.4 主轴动力学方程

#### 1.4.1 径向静压轴承

主轴受载发生偏移时在竖直方向的微分方程为

$$F_y(t) = m \ddot{y} + B_\xi \dot{y} + A_b(p_2 - p_1), \quad (23)$$

式中:  $B_\xi$  为油液的粘性阻尼系数,  $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$ ;  $m$  为主轴质量, kg。

将式(23)进行拉氏变换, 可得

$$F_y(s) = ms^2 Y(s) + B_\xi s Y(s) + A_b [P_2(s) - P_1(s)]. \quad (24)$$

联立式(19)、(24)可得

$$\frac{Y(s)}{F_y(s)} = \frac{\frac{V_b}{\beta} s + \frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c}}{ms^2 + B_\xi s + A_b(A_1 + A_2) + \left(\frac{m\pi d_c^4}{128\eta l_c} + B_\xi \frac{V_b}{\beta}\right)s^2 + \frac{\pi d_c^4}{128\eta l_c}} \quad (25)$$

#### 1.4.2 推力静压轴承

推力轴承-主轴系统受载时在竖直方向的微分方程为

$$F_z(t) = m \ddot{z} + B_\xi \dot{z} + A_e p'_1 - mg, \quad (26)$$

将式(26)进行拉氏变换, 可得

$$F_z(s) = ms^2 z(s) + B_\xi s z(s) + A_e P'_1(s) - \frac{mg}{s}. \quad (27)$$

联立式(21)、(22)、(27)可得到推力静压轴承的传递函数方框图, 如图 4 所示。

经分析, 静压油腔 3 和 4 的流量连续性方程、主轴动力学平衡方程、传递函数的计算过程类同于静压油腔 1 和 2 的相应计算过程, 故不再叙述。

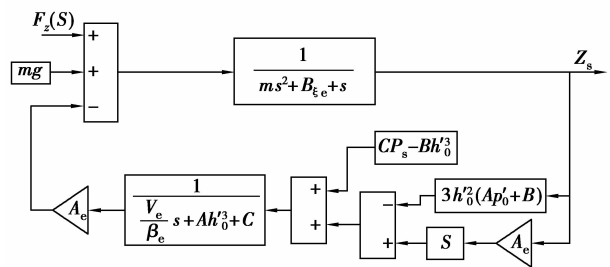


图 4 推力静压轴承传递函数框图

## 2 实例分析

### 2.1 毛细管节流的推力静压支承的实验验证

为验证上述理论模型和方法的有效性,现以广州机床研究所所做毛细管节流开式推力静压支承实验为例进行实验结果与仿真结果对比分析。

表1 广州机床研究所的实验原始数据

| 参数名称   | 参数值                    |
|--|------------------------|
| 半径 $R_1$ /m                                  | 0.025 0                |
| 半径 $R_2$ /m                                  | 0.032 5                |
| 半径 $R_3$ /m                                  | 0.040 0                |
| 半径 $R_4$ /m                                  | 0.047 5                |
| 有效支承面积 $A_e$ /m <sup>2</sup>                 | $3.415 \times 10^{-3}$ |
| 油膜粘度 $\eta$ / (Pa · s)                       | 0.025                  |
| 毛细管直径 $d_c$ /m                               | $0.460 \times 10^{-3}$ |
| 毛细管长度 $l_c$ /m                               | 0.056                  |
| 油液的粘性阻尼系数 $B_z$ / (N · s · m <sup>-1</sup> ) | $1.1 \times 10^6$      |

以表1和2中的原始参数代入图4并采用MATLAB中的SIMULINK模块进行仿真计算,计算中,  $F_z = mg$ , 并以阶跃方式加载, 计算时  $s^2$  项前的  $m$  为  $m + \Delta m$ , 所得仿真结果如图5所示, 实测结果如图6所示, 仿真结果与实测结果对比如表2所示。

示。表2中,  $z_{\text{静测}}$  和  $z_{\text{静计}}$  分别表示轴心实测位移和仿真计算位移量;  $t_{\text{测}}$  和  $t_{\text{计}}$  分别表示实测动态过渡过程时间和仿真计算出的过渡过程时间。

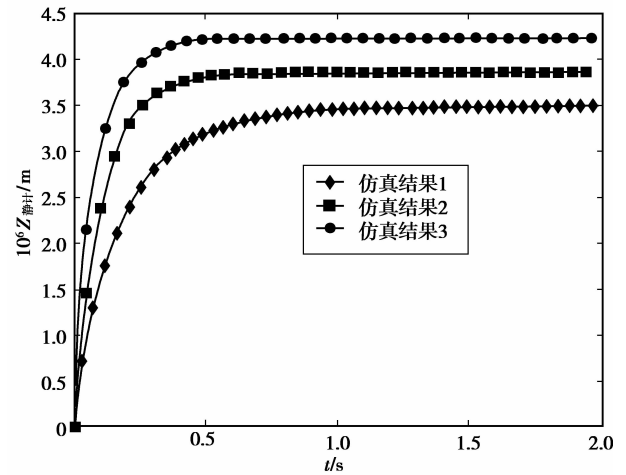


图5 阶跃载荷下毛细管节流开式推力静压支承动态特性仿真图

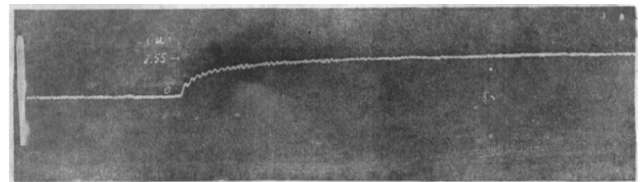


图6 实拍阶跃载荷下毛细管节流开式推力静压轴承的试验结果

表2 阶跃载荷下毛细管节流开式静压支撑的试验结果

| 原始参数    |           |             |            |                | 结果对比                            |                                 |                   |                   |
|---------|-----------|-------------|------------|----------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------|-------------------|
| $m$ /kg | $h_0$ /cm | 无因次 $\beta$ | $p_s$ /MPa | $\Delta m$ /kg | $z_{\text{静测}}$ / $\mu\text{m}$ | $z_{\text{静计}}$ / $\mu\text{m}$ | $t_{\text{测}}$ /s | $t_{\text{计}}$ /s |
|         | 0.002 14  | 2.97        | 0.2        | 5              | 2.55                            | 3.52                            | 0.64              | 0.67              |
| 23      | 0.002 86  | 5.94        | 0.4        | 5              | 3.45                            | 3.80                            | 0.55              | 0.57              |
|         | 0.003 38  | 8.91        | 0.6        | 5              | 3.75                            | 4.22                            | 0.28              | 0.32              |

由图5、6及表2分析可知:

1) 毛细管节流的推力静压轴承主轴系统动态过程比较平稳, 响应时间较快。

2) 仿真曲线与实拍曲线波形曲线基本接近, 过渡过程也很接近, 并且从表2可知, 实测的3组数据与仿真计算出的数据比较吻合, 从而验证了所采用的方法和建立的模型的可靠性。

### 2.2 毛细管节流的推力静压轴承分析

广州机床研究所所做的开式静压支承实验未涉及到主轴的旋转, 还不属于真正的轴承。推力静压轴承在工作过程中涉及到主轴的旋转运动, 在式(12)中等式右边第2项主要反映主轴旋转速度对

轴承流量的影响, 按照表2中最后一组原始的数据进行仿真, 计算得到阶跃载荷下毛细管节流开式推力静压轴承随转速变化的动态特性仿真图, 如图7所示。分析可知, 随着转速的增加, 油膜厚度逐渐减小, 其原因是主轴旋转后会流出更多的油液, 需要更多的油液来补偿其减小量; 此外, 随着转速的提高, 响应时间也变长。

### 2.3 毛细管节流的径向静压轴承动态特性分析

2.1节通过实验验证了毛细管节流的推力静压支承数学模型的有效性, 毛细管节流的径向静压轴承动态特性数学模型的推导过程与推力静压支承的推导过程及基本理论是一致的, 因此2.1节的研究

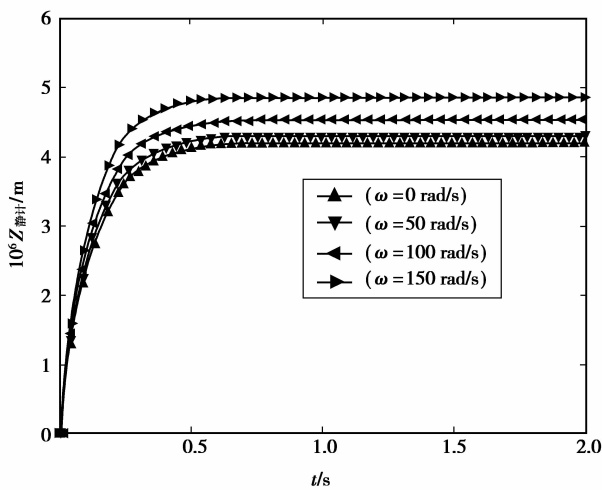


图 7 阶跃载荷下毛细管节流开式推力静压轴承动态特性仿真图

方法可用于对毛细管节流的径向静压轴承动态特性的研究。针对图 1 的径向静压轴承,其参数如表 3 所示。

表 3 四油腔径向静压轴承原始数据

| 参数名称                                      | 参数值                   |
|---|-----------------------|
| 供油压力 $p_s$ /MPa                           | 5                     |
| 主轴质量 $m$ /kg                              | 10                    |
| 轴承油腔有效承载面积 $A_b$ /m <sup>2</sup>          | $5.16 \times 10^{-3}$ |
| 轴承油腔有效体积 $V_b$ /m <sup>3</sup>            | $7.74 \times 10^{-6}$ |
| 毛细管直径 $d_c$ /m                            | $0.71 \times 10^{-3}$ |
| 毛细管长度 $l_c$ /m                            | 0.13                  |
| 油膜粘度 $\eta$ /(Pa·s)                       | 0.025                 |
| 油膜厚度 $h_0$ /m                             | $3 \times 10^{-5}$    |
| 轴颈半径 $r$ /m                               | 0.05                  |
| 轴承宽度 $L$ /m                               | 0.08                  |
| 轴向封油面宽度 $l_1$ /m                          | 0.01                  |
| 油腔半角 $\theta_1$ /(°)                      | 28                    |
| 油垫半角 $\theta_2$ /(°)                      | 42                    |
| 主轴偏位角 $\alpha$ /(°)                       | 5                     |
| 轴颈旋转线速度 $u$ /(m·s <sup>-1</sup> )         | 5                     |
| 油液的粘性阻尼系数 $B_\xi$ /(N·s·m <sup>-1</sup> ) | $1.1 \times 10^6$     |

根据表 3 中参数,运用 SIMULINK 进行计算可得图 8、9 所示油源压力和油膜厚度对系统动态特性的影响结果。对比分析发现:1)当增大供油压力  $p_s$ ,会大大加快响应时间;2)增大油膜间隙  $h_0$  可以使响应时间缩短。

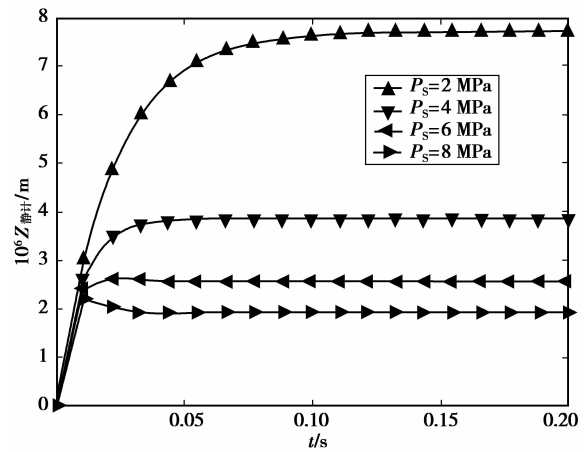


图 8 油源压力变化对系统动态特性的影响

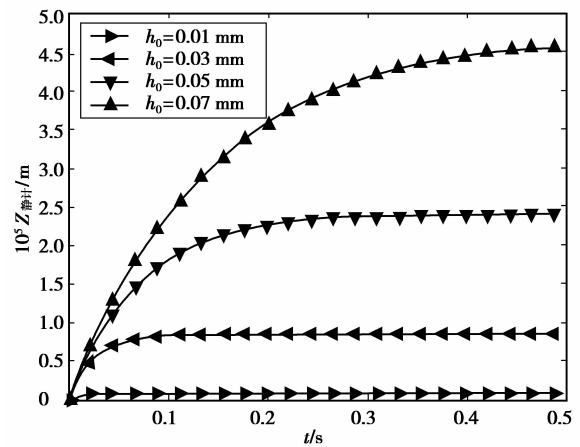


图 9 油膜初始厚度变化对系统动态特性的影响

### 3 结 论

1) 推导毛细管节流的径向和推力静压轴承动态特性数学模型时考虑了静压轴承中主轴旋转速度对流量的影响,更符合实际工况。

2) 毛细管节流推力静压轴承的计算结果与广州机床研究所的实验数据对比结果验证了所建立的动态特性数学模型和采用的方法的有效性;分析结果显示,毛细管节流动态过渡过程时间短、稳定性好;毛细管节流的推力静压轴承动态特性与主轴转速有关,主轴转速越高,油膜厚度越小,响应时间越长。

3) 在以上结论的基础上,开展了毛细管节流的径向静压轴承动态特性分析,分析结果表明,可以通过适当增大供油压力  $p_s$ 、油膜间隙  $h_0$  等措施来提高毛细管节流的静压轴承的动态特性。

### 参考文献:

[1] 江桂云,王勇勤,严兴春. 油膜轴承动静压混合效应的研究[J]. 机械设计, 2010, 20(7): 86-89.

- JIANG GUI-YUN, WANG YONG-QIN, YAN XING-CHUN. Analysis on hybrid hydrodynamic-static effect of oil film bearings [J]. Journal of Machine Design, 2010, 20(7): 86-89.
- [2] GUO Z L, TOSHIO H, GORDON K R. Application of CFD analysis for rotating machinery: part I, hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(2):445-451.
- [3] GERTZOS K P, NIKOLAKOPOULOS P G, PAPAPOPOULOS C A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant [J]. Tribology International, 2008, 41(2): 1190-1204.
- [4] DELIGANT M, PODEVIN P, DESCOMBES G. CFD model for turbocharger journal bearing performances [J]. Applied Thermal Engineering, 2010(10): 1-9.
- [5] PASCUAL R, MERUANE V. Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings [J]. Tribology International, 2008, 41(8): 743-754.
- [6] CHEN C H, KANG Y, CHANG Y P. Influences of recess depth on the stability of the Jeffcott rotor supported by hybrid bearings with orifice restrictors[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2005, 57(1): 41-51.
- [7] 丁叙生. 薄膜反馈节流液体静压轴承动态特性数学仿真[J]. 南昌航空工业学院报, 1987(1):24-30.  
DING XU-SHENG. Digital imitation of dynamic characteristics of hydrostatic bearings with film feedback throttle[J]. Journal of Nanchang Institute of Aeronautical Technology, 1987(1):24-30.
- [8] 卢黎明. 机床静压推力滑动轴承的动态特性分析[J]. 机床与液压, 2008, 36(4): 247-249.  
LU LI-MING. Dynamic properties analysis of the hybrid journal bearing in machine tools [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(4): 247-249.
- [9] 刘伟, 陈大融. 静压轴承自控系统的动态特性[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2000, 40(5): 80-83.  
LIU WEI, CHEN DA-RONG. Dynamic properties of a hydrostatic bearing system [J]. Journal of Tsinghua University: Science & Technology, 2000, 40(5): 80-83.
- [10] 广州机床研究所. 开式液体静压支承的动态特性-液体静压支承动态特性试验研究之四[J]. 机床与液压, 1975(4): 15-39.  
Guangzhou Machine Tool Research Institute. Dynamic properties of open hydrostatic bearing-the fourth dynamic properties experimental research of hydrostatic bearing [J]. Machine Tool & Hydraulics, 1975(4): 15-39.
- [11] 广州机床研究所. 液体静压支承的稳定性问题:液体静压支承动态特性试验研究之三[J]. 机床与液压, 1975(3): 41-58.  
Guangzhou Machine Tool Research Institute. Stability problems of hydrostatic bearing: the third dynamic properties experimental research of hydrostatic bearing [J]. Machine Tool & Hydraulics, 1975(3): 41-58.
- [12] KUMAR V, SHARMA S C, JAIN S C. On the restrictor design parameter of hybrid journal bearing for optimum rotordynamic coefficients [J]. Tribology International, 2006, 39(4):356-368.
- [13] CHEN C H, CHU C H, KANG Y, et al. The restrictive effects of orifice compensation on the stability of the Jeffcott rotor-hybrid bearing system [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2002, 54(6):255-261.
- [14] GE W P, QI N M, LIU T. Analysis and testing study of active aerostatic bearing's control system [J]. Tribology, 2007, 27(2):172-175.
- [15] SANTOS I F. Active lubrication for eliminating instability problems in rotating machines [C/OL] // Proceedings of the American Control Conference, Washington, D. C., September 12-16, 2003 [2005-04-20]. <http://scitation.aip.org/getabs/servlet/GetabsServlet?prog=normal&id=ASMECP002005042029000103000001&idtype=cvips&gifs=yes>.
- [16] 马柯达, 吴超, 付亚琴, 等. 应用于主动控制油膜轴承的超磁致伸缩驱动器的实验研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(1):36-39.  
MA KE-DA, WU CHAO, FU YA-QIN, et al. Experimental investigation of giant magnetostrictive actuators on actively controlled oil film bearing [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(1):36-39.

(编辑 张 苹)