

# 液体静压转台系统动力学分析及参数影响

叶红玲, 邵沛泽, 文 聘, 陈 宁

(北京工业大学 机械工程与应用电子技术学院, 北京 100124)

**摘 要:** 为了控制液体静压转台系统的振动, 将液体静压转台系统承载力进行了泰勒展开, 从而将非线性油膜力等效简化为弹簧阻尼器系统, 建立了液体静压转台系统的有限元模型, 并对系统进行模态分析和谐波响应分析, 研究了油腔几何参数对系统动力学特性的影响, 探讨了油腔数目、材料弹性模量、等效油膜刚度及等效油膜阻尼等参数对系统动位移的影响. 结果表明: 随着油腔外半径、初始油膜厚度和油腔深度的增大, 系统的固有频率值将减小; 封油边宽度增大, 系统固有频率则增大. 根据油腔布局的不同可以看到: 4 油腔系统的动位移最小, 16 油腔系统的动位移最大, 系统在低频范围的动位移比高频范围大. 材料弹性模量、等效油膜刚度和等效油膜阻尼对动位移有显著影响. 该研究为液体静压转台系统的动态设计和提高转台的加工精度提供了参考依据.

**关键词:** 液体静压转台; 动力学特性; 动响应; 固有频率; 参数分析

中图分类号: U 461; TP 308

文献标志码: A

文章编号: 0254-0037(2015)10-1508-08

doi: 10.11936/bjtxb2015040049

## Dynamic Analysis and Parameters' Influences on Hydrostatic Worktable System

YE Hong-ling, SHAO Pei-ze, WEN Pin, CHEN Ning

(College of Mechanical Engineering and Applied Electronics Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

**Abstract:** In order to control the vibration of the hydrostatic turntable system, the bearing capacity of hydrostatic turntable system was expanded by the Taylor method, and the nonlinear oil film force was simplified equivalently as a spring-damper system. A finite element model was established for the hydrostatic turntable system. Based on this model, model analysis of the system was conducted to study the influence of the geometry parameters of oil chamber on the system dynamics. And harmonic response analysis was conducted to discuss the effect of the recess number, elastic modulus, equivalent oil film stiffness and damping coefficients on the system dynamic displacement. The results show that the natural frequency reduces with the increasing of recess outer radius, initial oil film thickness and recess depth. However, the natural frequency is increasing with the increase of oil seal width. It can be seen from the layout of the oil chamber, that the dynamic displacement of four recesses system is the least while the dynamic displacement of sixteen recesses system is the largest. Dynamic displacement in the low frequency range of the system is greater than that of the high-frequency range. This study provides reference for the dynamic design of the hydrostatic turntable system and for the improvement of machining precision of the turntable systems.

**Key words:** hydrostatic worktable system; dynamic characteristic; dynamic response; natural frequency; parametrical analysis

收稿日期: 2015-04-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11072009); 北京市人才强教计划中青年骨干项目(PHR20110801)

作者简介: 叶红玲(1972—), 女, 副教授, 主要从事多学科结构分析优化、动力学分析与控制方面的研究, E-mail: yehongl@bjut.edu.cn

在高档数控机床中,液体静压支承的高速旋转工作台系统具有抗振性能好、噪音小、加工效率高等优点被广泛应用. 液体静压油膜在减小液体静压转台系统振动方面起着至关重要的作用,研究液体静压转台系统的动力学性能须对油膜的刚度-阻尼特性进行全面的了解. 目前,在油膜方面的研究主要集中在对油膜承载力、油膜刚度和油膜温度变化对液体静压转台系统工作性能的影响<sup>[1-8]</sup>.

对于液体静压转台系统动力学研究主要包括动力学特性和动力学响应 2 个方面. 在动力学特性方面,李洁等<sup>[9]</sup>运用有限元分析方法分析了某型号数控高速铣削机床立柱的频率特性. Singh 等<sup>[10]</sup>运用有限元方法对液体静压轴承静态和动态特性进行了研究. 文献<sup>[11]</sup>针对不同变量情况对液体静压导轨转台系统进行了动力学特性分析. 文献<sup>[12]</sup>针对油腔个数、材料弹性模量和油膜刚度对液体静压转台系统固有频率的影响做了研究,但未考虑液体静压油膜的阻尼特性对系统固有频率的影响. 在动力学响应方面,战兴群等<sup>[13]</sup>研究了液体静压转台中偏心负载力矩如何影响其响应速度和动态精度的问题. 夏田等<sup>[14]</sup>利用 ANSYS 分析了导轨防护罩的快速伸缩机构在承受冲击力时,结构尺寸变化对动态响应的的影响. Chen 等<sup>[15]</sup>对液体静压轴和轴承组成的系统进行了偏心激励下谐响应分析,得出了离心率与油膜刚度之间的关系,而未考虑系统中油腔数目、材料参数以及油膜性能参数对系统动响应的的影响.

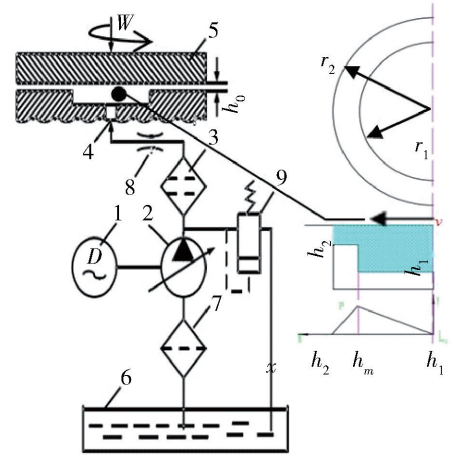
本文在总结前人研究成果的基础上,建立了液体静压转台系统有限元模型,对系统进行了动力学特性分析和动响应分析,研究了油腔结构几何参数对系统动力学特性的影响,及油腔数目、材料弹性模量、等效油膜刚度和阻尼 4 个参数对系统动位移的影响.

## 1 液体静压转台系统建模

液体静压转台系统是借助于输入支承工作面间的液体油膜来支承载荷的滑动支承,它在纯液体润滑条件下工作,工作原理及圆形油腔结构主俯视图如图 1 所示. 其中: $r_1$ 为圆形油腔半径; $r_2$ 为封油边半径; $h_1$ 为整体油膜高度; $h_2$ 为封油边处油膜高度.

### 1.1 圆形油腔系统综合承载力建模

在实际工程中应用最广泛的油腔形状有圆形、矩形和扇形,本文将主要对圆形油腔系统进行研究,根据定压供油的油腔计算模拟图,设供油压力为  $p_s$ ,油腔内压强为  $p_0$ ,支承间隙初始油膜厚度为  $h_0$ ,节



1—电动机;2—变量泵;3—精滤油器;4—进油孔;5—工作台;6—油箱;7—粗滤油器;8—节流器;9—溢流阀.

图 1 定压供油开式静压导轨圆形油腔供油原理图

Fig. 1 Schematic for hydrostatic guide of constant pressure oil

流阀的液阻为  $R_{c0}$ ,回油液阻为  $R_{h0}$ . 由两平面缝隙流动的流量计算公式<sup>[16]</sup>

$$Q_0 = \frac{\Delta P}{R_0} = \frac{p_s - 0}{R_{c0} + R_{h0}} = \frac{p_0 - 0}{R_{h0}} \quad (1)$$

可得油腔压力  $p_0$ 与供油压力  $p_s$ 之间的关系为

$$p_0 = \frac{p_s R_{h0}}{R_{c0} + R_{h0}} = \frac{p_s}{1 + \frac{R_{c0}}{R_{h0}}} \quad (2)$$

油腔有效承载面积为

$$A_c = \frac{\pi r_2^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}{2 \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (3)$$

在圆形油腔支承时, $N$ 个圆形平面油腔的静压承载能力为

$$W = \sum_{i=1}^N w_i = N p A_c = \frac{N p_s \pi r_2^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}{2 \ln \frac{r_2}{r_1} \left[1 + \frac{128 l_c h_2^3}{6 d_c^4 \ln \frac{r_2}{r_1}} \left(\frac{h'}{h_2}\right)^3\right]} \quad (4)$$

由于油腔所处的位置不在中心位置,在旋转过程中使得油液具有一定相对运动速度,在阶梯式的油腔条件下,根据缝隙间流体流动的 Navier-Stokers 方程,计算产生的浮升力称为动压承载力.

油膜动压承载力为

$$F = \frac{6\pi\mu\omega r_1(r_2 - r_1)(r_2 + 2r_1)(h_1 - h_2)}{r_1 h_2^3 + (r_2 - r_1)h_1^3} \quad (5)$$

液体动静压轴承的支承原理与液体静压导轨支承原理相同,而液体动静压轴承的综合承载力采用加权平均法获得. 与之类似,对静压承载力和动压承载力加权平均,可得到综合承载力.

故圆形油腔系统综合承载力为

$$T = \lambda_1 \frac{Np_s \pi r_2^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}{2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{128l_c h_0^3}{3d_c^4}} + \lambda_2 \frac{6\pi\mu\omega r_1(r_2 - r_1)(r_2 + 2r_1)h_0}{r_1 h_0^3 + (r_2 - r_1)(h_0 + h)^3} \quad (6)$$

根据动力学方程,综合承载力是  $\Delta h_2$  其导数的非线性函数  $\Delta \dot{h}_2$ ,利用泰勒展开可写成<sup>[2]</sup>

$$T(h_2 + \Delta h_2, \Delta \dot{h}_2) = T(h_2, 0) + \Delta h_2 \left(\frac{\partial T}{\partial h_2}\right)_0 + \Delta \dot{h}_2 \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{h}_2}\right)_0 + \dots \quad (7)$$

式(7)可被写成

$$T(h_2 + \Delta h_2, \Delta \dot{h}_2) - T(h_2, 0) = -K_{eq} \Delta h_2 - C_{eq} \Delta \dot{h}_2 \quad (8)$$

式中:  $K_{eq} = -\left(\frac{\partial T}{\partial h_2}\right)_0$ ;  $C_{eq} = -\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{h}_2}\right)_0$ . 因此液体静压转台系统中,随着供油压力等条件改变,油膜刚度、阻尼特性发生改变,反映到有限元模型中,就是弹簧-阻尼器的刚度和阻尼发生改变.

## 1.2 数值模拟工况的选取

为了更全面地掌握工件加工时切削力引起的系统稳态响应,本文对系统加载简谐激励,加载的切削力幅值经验公式为<sup>[17]</sup>

$$F_z = Ca_p^a f^b \quad (16)$$

式中:  $F_z$  为轴向切削力;  $C$ 、 $a$ 、 $b$  为与切削速度有关的系数,可以通过实验来确定;  $a_p$  为背吃刀量;  $f$  为进给量. 动态切削力的位置当转台系统初加工时在最大圆周上,方向为  $x$ 、 $y$  和  $z$  三个方向.

## 1.3 液体静压转台有限元模型的建立

根据实际液体静压支承转台系统,建立转台几何模型,尺寸如下:转台半径 0.5 m,中心位置孔半径 0.2 m,为确保平整度,人工刮磨径向支承区域为 0.05 m,与工件配合部分外半径为 0.45 m,整体厚度为 0.2 m. 采用 8 节点 6 面体单元,建立共 25 440 个单元的液体静压转台有限元模型(见图 2). 由于转台在中心孔处与主轴配合,因此约束主轴孔处下端

面的圆周节点 6 个自由度.

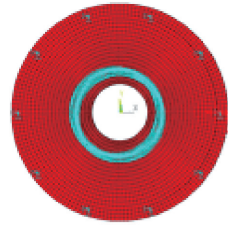


图 2 液体静压转台有限元模型

Fig. 2 Finite element model of hydrostatic worktable

液体静压转台系统根据所需承载力不同,支承油腔数目随之变化,一般情况下油腔个数从 4 到 16 不等. 本文根据实际工程情况,建立了 6 种单排均匀分布油腔支承的静压转台系统有限元模型,研究在油腔个数不同的情况下系统动力学特性,其中油腔个数为 4、6、8、10、12 和 16.

## 2 液体静压转台系统模态分析

利用有限元分析软件 ANSYS12.1 对不同油腔个数液体静压支承转台系统进行模态分析. 以 8 油腔液体静压转台系统为例,取材料的弹性模量为 210 GPa,油膜刚度为  $1 \times 10^8$  N/m,得到系统的前四阶振型及振动频率如图 3 所示.

从图 3 中可以看出,系统第一阶模态振型为绕  $z$  轴水平弯曲变形;第二阶模态振型为绕  $z$  轴的竖直弯曲变形;第三阶模态振型为绕  $z$  轴的拉压变形;第四阶模态振型为绕  $z$  轴的扭转和弯曲变形. 液体静压系统在振动过程中,第三阶模态振型的最大位移幅值发生在转台最外层整个边缘上,除此之外,其他三阶模态振型的最大位移幅值均发生在转台最外层边缘的局部.

## 3 几何参数对液体静压转台系统振动频率的影响

很多系统结构参数都有可能影响到液体静压转台系统的动力学特性,其中,油腔结构几何参数是对系统动力学特性影响较大的因素,包括油腔外半径、封油边宽度、油腔深度、初始油膜厚度等,本文根据实际工程,分别建立了油腔外半径为 60、62、64、66、68、70、72、74 mm;油腔封油边宽度为 2.5、5、7.5、10、12.5 mm;油腔深度为 30、35、40、45、50、55、60、65、70 mm;初始油膜厚度为 0.06、0.07、0.08、0.09、0.10 mm 的圆形油腔液体静压转台系统有限元模型,并进行油膜直接耦合模态分析,得到了以上 4 个

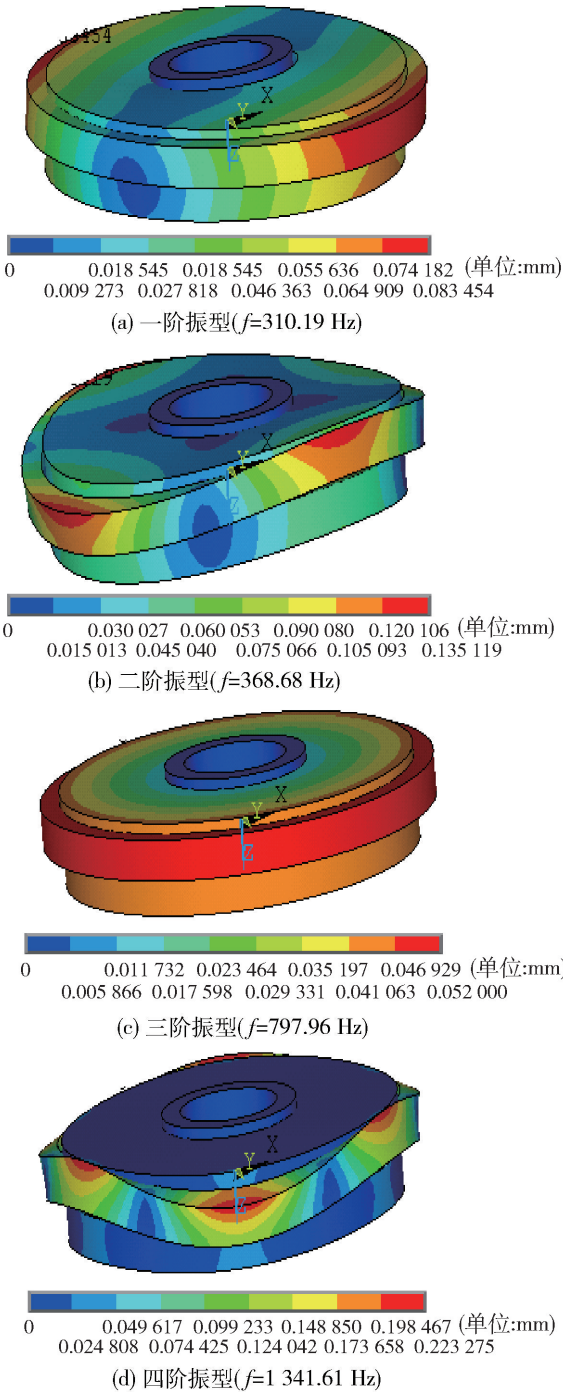


图3 液体静压转台的前四阶模态振型

Fig.3 First four modal shape of hydrostatic worktable

关键参数对4油腔液体静压转台系统固有频率的影响规律,如图4~图7所示。

由图4~图7可以看出,随着油腔外半径、初始油膜厚度、油腔深度的增大,系统的固有频率减小;随着封油边宽度增大,系统的固有频率增大,但从系统固有频率的总体变化趋势来看,系统高阶频率的变化幅度较低阶频率的变化幅度更明显。

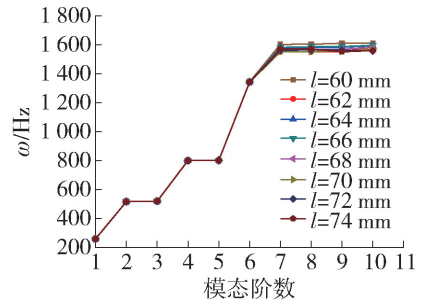


图4 不同油腔外半径系统固有频率比较

Fig.4 Comparison figure of natural frequency with different recess outer radius system

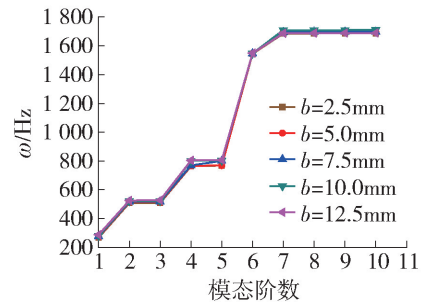


图5 不同封油边宽度系统固有频率比较

Fig.5 Comparison figure of natural frequency with different oil seal width system

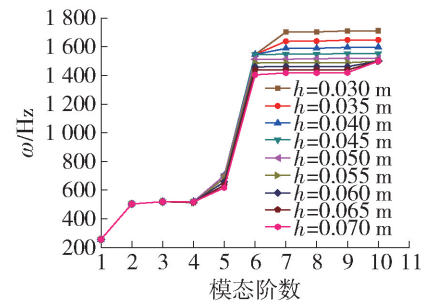


图6 不同油腔深度系统固有频率比较

Fig.6 Comparison figure of natural frequency with different recess depth system

#### 4 液体静压转台系统谐响应分析

液体静压转台系统在旋转主轴带动下工作,为确保设计能经受住不同频率的各种正弦载荷,探测共振响应并在必要时避免其发生,利用有限元软件ANSYS12.1进行液体静压转台系统在20~2200 Hz频率范围正弦激励下谐响应分析。将油腔与转台共用节点设置为系统动响应的观测点,节点编号起始位置为(0.46667,0,-0.08)处,逆时针方向,每隔 $(360/n)^\circ$ (n为观测点数)分度,编号增加1,共计8

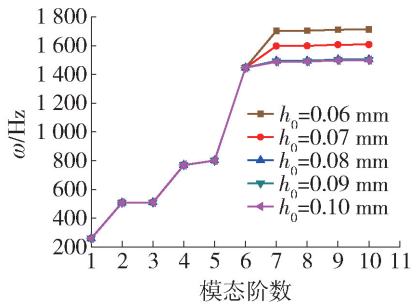


图7 不同初始油膜厚度系统固有频率比较

Fig. 7 Comparison figure of natural frequency with different initial oil film system

个观测点,依次记为 No. 1 ~ No. 8. 以 8 油腔系统为例, No. 1 ~ No. 8 各观测点处  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向和总动位移响应结果如图 8 所示.

由图 8 可以看出,液体静压转台系统在工作主频段(0 ~ 1 500 Hz)以内,所选观测点谐响应曲线光滑,在某一频率附近,出现明显峰值,说明外力频率和系统固有频率相同或接近. 如条件允许,为防止共振现象发生,所选频率应该远离共振区. 但若工作频段固定,不可避免发生共振,应防止响应值在允许的范围. 系统产生的最大动位移响应为 0. 303 03 mm,在粗加工范畴内是许可的,发生共振最大动位移多在 770 Hz 处,这与结构所受作用力的位置有关,在设计中应该首先找出产生该激励频率的来源,尽量避开该频率段. 最大动位移发生的观测点并不都在载荷施加位置附近,即 No. 1 观测点附近. 此外,在数控机床中有很多零部件组装在液

体静压转台上,因此寻找到液体静压转台上在共振时最小动位移的发生位置对附加零部件安装具有重要意义.

## 5 系统参数对液体静压转台系统动位移的影响

由于工程中低阶固有频率容易引发共振,且整体系统中各观测点处最大动位移能反映系统的临界动响应极限值,因此本文选取各观测点基频动响应值和最大动响应值指标来衡量液体静压转台系统动响应特性. 各系统基频动位移均方根值为  $\overline{\mu_{f_{1eq}}} =$

$$\sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{x_{f_1}^2 + y_{f_1}^2 + z_{f_1}^2}{n}}, \text{最大动位移均方根值为 } \overline{\mu_{\max eq}} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{x_{i\max}^2 + y_{i\max}^2 + z_{i\max}^2}{n}}.$$

### 5.1 油腔数目对液体静压转台系统动位移的影响

从不同油腔数目对液体静压转台系统动位移影响(见图 9)可以看出,4 油腔和 10 油腔系统的基频动位移和最大动位移较小,16 油腔系统的基频动位移和最大动位移最大. 基频动位移和最大动位移值随油腔数的增加变化趋势相同. 当油腔数从 4 增加到 8 时,基频动位移和最大动位移值递增;当油腔数从 8 增加到 10 时,基频动位移和最大动位移值递减;当油腔数从 10 增加到 16 时,基频动位移和最大动位移值递增. 基频处动位移均方根值在各油腔系统中与动位移最大均方根值不完全相同.

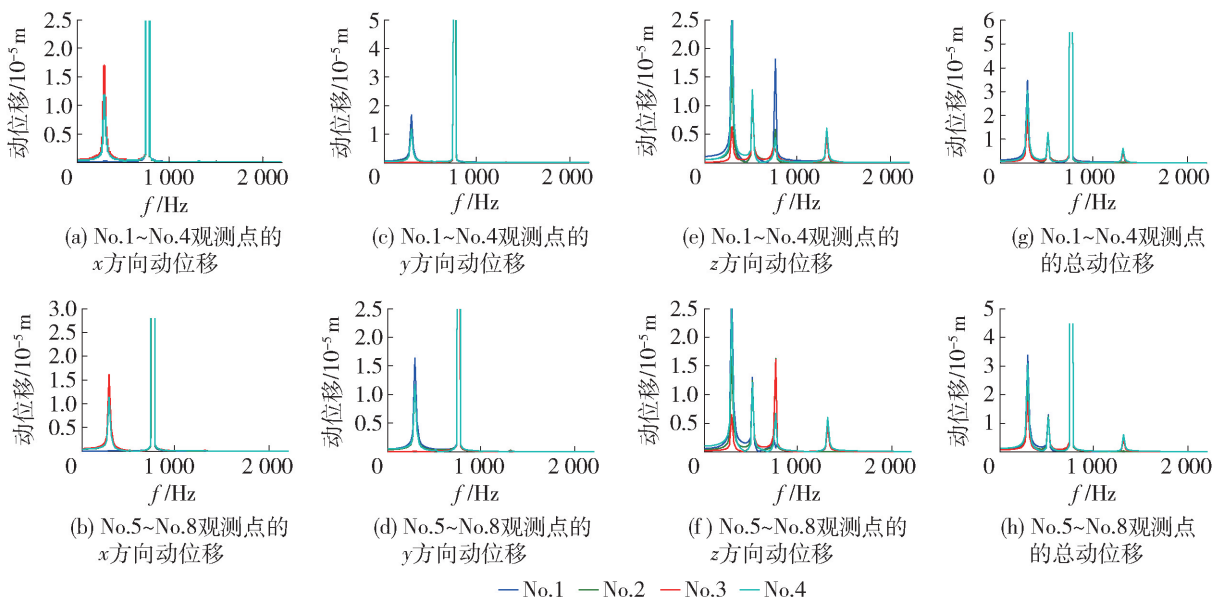


图 8 八油腔系统  $x$ 、 $y$ 、 $z$  及总动位移响应结果

Fig. 8 Results of dynamic displacement in  $x$ 、 $y$ 、 $z$  direction and sum of system with 8 recesses

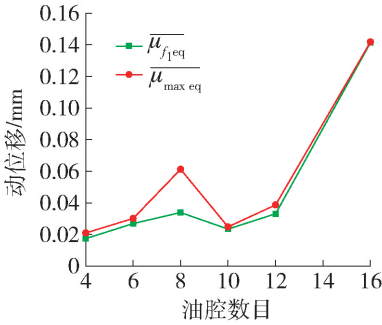
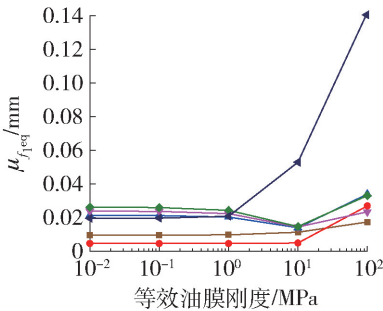


图 9 油腔数目对系统动位移的影响

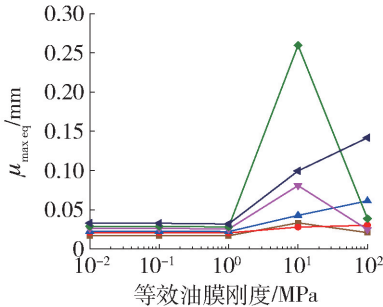
Fig. 9 Effect of recess number on system dynamic displacement

### 5.2 油膜刚度对液体静压转台系统动位移的影响

对于上述 6 种油腔个数的液体静压转台系统, 设定其材料弹性模量为 210 GPa, 单个油腔等效阻尼为 100 MPa, 单个  $u$  油腔油膜等效刚度的取值范围为 0.01 ~ 100 MPa, 取值间隔为 10 的倍数. 分别计算上述 6 种油腔数目的液体静压支承转台系统的基频动位移与整体最大动位移值, 结果如图 10 所示.



(a) 等效油膜刚度对基频动位移均方根的影响



(b) 等效油膜刚度对最大动位移均方根的影响

—  $N=4$  —  $N=6$  —  $N=8$  —  $N=10$  —  $N=12$  —  $N=16$

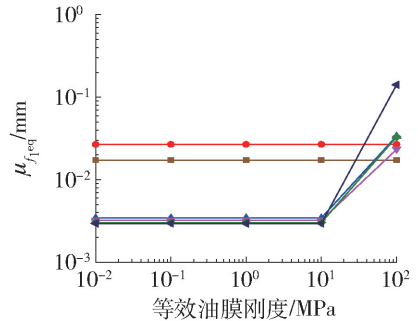
图 10 等效油膜刚度对系统动位移的影响

Fig. 10 Effect of equivalent oil stiffness on system dynamic displacement

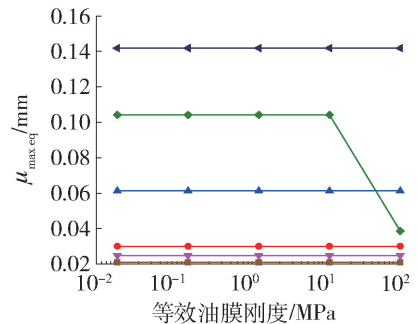
从图 10 可以看出等效刚度系数对基频及最大动位移值在 1 ~ 100 MPa 有影响, 且对 12 油腔系统的影响最大.

### 5.3 油膜阻尼对液体静压转台系统动位移的影响

对于 6 种油腔个数的液体静压转台系统, 设定其材料弹性模量为 210 GPa, 单个油腔油膜等效刚度为 100 MPa, 单个油腔油膜等效阻尼的取值范围 0.01 ~ 100.00 MPa, 取值间隔为 10 GPa. 分别计算上述 6 种油腔数目的液体静压支承转台系统的基频动位移与整体最大动位移值, 结果如图 11 所示.



(a) 等效油膜阻尼对基频动位移均方根的影响



(b) 等效油膜阻尼对最大动位移均方根的影响

—  $N=4$  —  $N=6$  —  $N=8$  —  $N=10$  —  $N=12$  —  $N=16$

图 11 等效油膜阻尼对动位移的影响

Fig. 11 Effect of equivalent oil damping on system dynamic displacement

从图 11 可以看出, 等效阻尼系数对基频动位移在 10 ~ 100 MPa 区间内影响最大, 对最大动位移的影响不明显.

### 5.4 材料弹性模量对液体静压转台系统动位移的影响

对于 6 种油腔个数的液体静压转台系统, 设定其单个油腔油膜等效刚度为 100 MPa, 单个油腔等效阻尼为 100 MPa, 材料弹性模量的取值范围 180 ~ 220 GPa, 取值间隔为 10 GPa. 分别计算上述 6 种油腔数目的液体静压支承转台系统基频动位移与整体最大动位移值, 结果如图 12 所示.

由图 12 可以看出, 液体静压转台材料弹性模量对基频动位移与最大动位移值有着相同的影响趋势, 在 4、6、12、16 油腔系统对动位移的影响并不显著, 8 油腔和 10 油腔系统中在 180 ~ 200 GPa 时有

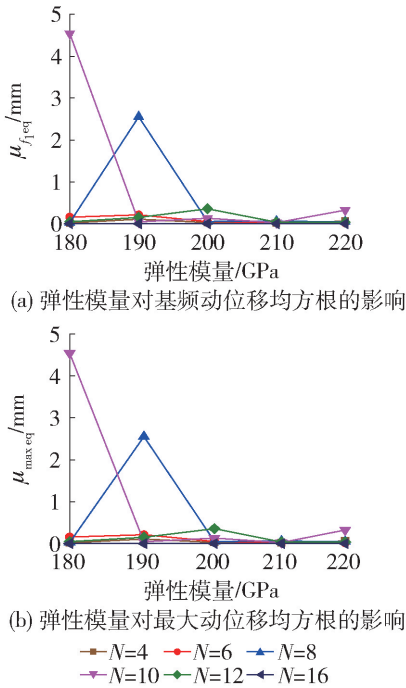


图 12 弹性模量对系统动位移的影响

Fig. 12 Effect of elastic modulus on system dynamic displacement

显著影响。

## 6 结论

1) 液体静压转台系统前四阶模态振型分别为绕  $z$  轴水平弯曲变形、竖直弯曲变形、拉压变形及扭转和弯曲变形;转台发生振动过程中,转台最外层边缘处的位移幅值变化较大。

2) 随着油腔外半径、初始油膜厚度、油腔深度的增大,系统固有频率减小;封油边宽度增大,系统的固有频率增大。

3) 4 油腔系统的动位移最小,16 油腔系统的动位移最大,系统在低频范围的动位移比高频范围大。随着油腔数目的增大,系统的动位移呈先增大再减小后增大的变化趋势;材料弹性模量、等效油膜刚度和等效油膜阻尼对动位移有显著影响。

### 参考文献:

[1] 王东锋. 液体静压导轨及其设计研究[J]. 润滑与密封, 2004 (4): 117-119.  
WANG Dong-feng. Hydrostatic slide and its design research [J]. Lubrication Engineering, 2004 (4): 117-119. (in Chinese)

[2] 卢华阳, 孙首群. 液体静压导轨支承油膜的有限元分析[J]. 机床与液压, 2007, 232(10): 46-49.

LU Hua-yang, SUN Shou-qun. The finite element analysis of hydrostatic guide bearing oil film[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2007, 232(10): 46-49. (in Chinese)

- [3] 叶红玲, 文聘, 张颜明, 等. 基于多层可行方向法液体静压转台优化设计[J]. 工程力学, 2014, 31(2): 249-256.  
YE Hong-ling, WEN Pin, ZHANG Yan-ming, et al. Design optimization of hydrostatic worktable based on multi-layer method of feasible direction [J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(2): 249-256. (in Chinese)
- [4] 叶荣学, 孙伟, 张敏全, 等. 油膜刚度变化对转子振动特性的影响[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(2): 114-115.  
YE Rong-xue, SUN Wei, ZHANG Min-quan, et al. Oil layer stiffness variable affects on vibration characteristic [J]. Turbine Technology, 2006, 48(2): 114-115. (in Chinese)
- [5] 苏浩. 液体静压主轴的流体-结构耦合分析及动态性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电工程学院, 2011.  
SU Hao. Hydrostatic spindle fluid-structure coupling analysis and study of dynamic performance [D]. Harbin: College of Mechanical Engineering, Harbin Institute of Technology, 2011. (in Chinese)
- [6] 王少力, 熊万里, 桂林, 等. 偏载液体静压转台旋转工况下承载力及倾覆力矩网格计算方法[J]. 机械工程学报, 2014, 45(9): 89-97.  
WANG Shao-li, XIONG Wan-li, GUI Lin, et al. Dynamic mesh method for calculating bearing capacity and overturning moment of partial loaded hydrostatic rotary tables under rotating condition [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 45(9): 89-97. (in Chinese)
- [7] SRINIVASAN V. Analysis of static and dynamic load on hydrostatic bearing with variable viscosity and pressure [J]. Indian Journal of Science and Technology, 2013, 6(6s): 4777-4782.
- [8] 赵明, 黄正东, 王书亭, 等. 重型数控立车工作台静压计算[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 120-125.  
ZHAO Ming, HUANG Zheng-dong, WANG Shu-ting, et al. Hydrostatic pressure calculation of worktable of heavy duty CNC vertical lathe [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 120-125. (in Chinese)
- [9] 李洁, 蹇兴东, 史庆春. 机床立柱结构动态特性分析及优化设计[J]. 现代制造工程, 2007(9): 129-131.  
LI Jie, JIAN Xing-dong, SHI Qing-chun. Structural dynamic behaviors analysis and optimization-design of a machine tool's vertical pole [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2007(9): 129-131. (in Chinese)
- [10] SINGH D V, SINHASAN R, GHAI R C. Static and

- dynamic analysis of capillary compensated hydrostatic journal bearings by finite element method[J]. *Journal of Lubrication Technology, Transactions ASME*, 1977, 99(4): 478-484.
- [11] 叶红玲, 郑小龙, 沈静娴, 等. 液体静压导轨转台轴向振动的动力学建模与分析[J]. *工程力学*, 2012, 29(3): 218-225.
- YE Hong-ling, ZHENG Xiao-long, SHEN Jing-xian, et al. Dynamic modeling and analysis of axial vibration of the hydrostatic slide turntable [J]. *Engineering Mechanics*, 2012, 29(3): 218-225. (in Chinese)
- [12] 叶红玲, 魏旭豪, 郑小龙. 液体静压油膜-转台系统的模态分析及参数影响[J]. *北京工业大学学报*, 2012, 38(7): 973-979.
- YE Hong-ling, WEI Xu-hao, ZHENG Xiao-long. Hydrostatic oil film-modal analysis and parameters of the turntable system [J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2012, 38(7): 973-979. (in Chinese)
- [13] 战兴群, 翟传润, 赵克定, 等. 基于神经网络学习控制的液压转台偏载干扰的抑制[J]. *中国惯性技术学报*, 1998, 6(4): 110-113.
- ZHAN Xing-qun, ZHAI Chuan-run, ZHAO Ke-ding, et al. Suppression of inclined load on hydraulic simulator based on neural networks learning control[J]. *Journal of Chinese Inertial Technology*, 1998, 6(4): 110-113. (in Chinese)
- [14] 夏田, 刘洋, 柳鹏, 等. 基于 ANSYS 的 DVG850 导轨防护罩伸缩机构的动态响应分析[J]. *机床与液压*, 2011, 39(5): 111-112.
- XIA Tian, LIU Yang, LIU Peng, et al. Dynamic response analysis of the stretching organization used in protective cover for high-speed guideway of DVG850 based on ANSYS [J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2011, 39(5): 111-112. (in Chinese)
- [15] CHEN D J, FAN J W, ZHANG F H. Dynamic and static characteristics of a hydrostatic spindle for machine tools [J]. *Journal of Manufacturing Systems*, 2012, 31(1): 26-33.
- [16] SOLMAZ E, BABALIK F C. Multicriteria optimization approach for hydrostatic bearing design [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2002, 54(1): 20-26.
- [17] 陈燕生. 应用静压支承原理和设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980: 256-258.

(责任编辑 张 蕾)