

文章编号 :1671 - 6833( 2002 )03 - 0048 - 05

# 3MK133 沟道磨床主轴系统结构改进设计及有限元分析

华绍杰, 许 莎, 夏伯乾, 郭 红, 张少林

( 郑州大学机械工程学院 河南 郑州 450002 )

摘 要 : 针对 3MK133 沟道磨床动静压主轴系统中 , 节流器浅沟容易堵塞及拆卸清洗不便等缺陷 , 提出采用端置式节流器替代原有的内置式浅沟节流器 , 变间隙节流为毛细管节流 , 并相应调整了主轴系统中圆锥轴承的锥度、回油通路、密封装置及密封方式 . 有限元计算分析表明 , 改进后的轴承具备动静压轴承压力分布的典型特点 , 有效提高了承载力 , 降低了摩擦功耗 , 具有良好的节流效果 , 并保持了原主轴系统的各种优良性能 .

关键词 : 主轴系统 ; 节流器 ; 动静压轴承 ; 有限元

中图分类号 : TH 172.2 文献标识码 : A

3MK133 沟道磨床是加工滚动轴承套圈外沟道的专用机床 . 目前 , 我国滚动轴承套圈沟道的磨削多在此类机床上完成 . 技改后的 3MK133 主轴系统采用动静压圆锥轴承 , 这种轴承兼备静压及动压轴承各自的优点 , 但在生产实践中 , 我们发现其主轴系统的动静压轴承存在着不可忽视的缺陷 : 该圆锥轴承中 , 采用的是内置式浅沟缝隙节流器 , 其浅沟设置在轴瓦的外圆表面上 , 由于轴瓦是胀套在基体中 , 且浅沟尺寸很小 ( 仅 0.09 mm ) , 极易因油液的不洁净而造成浅沟的堵塞 , 从而使轴承处于供油不足的工况 . 而且轴瓦是胀套在基体中 , 一旦堵塞 , 不便拆卸清理 , 这样就易造成轴瓦磨损和报废 .

为此 , 本文对原有的主轴系统进行了改造 , 并对其节流器结构进行了相应的调整 , 将节流器设置于圆锥轴承大端的端面上 , 以便清洗维修 . 经过改进后 , 在不改变节流效果及保持原轴承系统各种优良性能的同时 , 解决了原有轴承的缺陷 .

## 1 工作原理及轴承结构特点

图 1 ~ 图 3 为四油腔对置的圆锥动静压轴承 ( 前轴承 ) 的示意图 . 以改进前的主轴系统为例 , 说明其工作原理 : 工作时 , 油分别经过不同的油道进入轴瓦外圆表面的深沟 1 , 油液充满深沟后流进节流浅沟 2 , 由于浅沟很浅 , 只有 0.09 mm , 流动的

液体在通过狭窄通道时会发生节流现象 , 因此油流经浅沟时形成间隙节流 , 产生压降 . 节流后的油液最终流入轴承各深浅腔中 , 当轴受到向下载荷时 , 轴承内上油腔与轴的间隙增大 , 腔压减小 , 下油腔与轴的间隙减小 , 腔压增大 . 这样 , 在上下油腔中就产生了压力差 , 轴便可在轴承中浮起 . 由深浅腔溢出的油液再通过轴与轴承封油面间的间隙流出 , 形成端泄的油 , 然后经回油管路流回油箱 . 由于浅沟极易堵塞且堵塞后不便拆卸清洗 , 因此 , 为克服这种结构上的缺陷 , 本文对其进行了改进 : 去掉原有的深沟部分 1 , 把浅沟 2 变为深沟 , 在圆锥轴承大端上垂直于端面钻细长供油孔 4 和节流孔 3 , 并在节流孔 3 中拧入空心螺钉 , 形成毛细管节流以代替原有的间隙节流 . 如果起节流作用的空心螺钉堵塞 , 便可将其取出清洗或更新 , 方便、快捷 . 这样不仅解决了堵塞后不便清洗的缺陷 , 而且减少了轴瓦外圆表面的沟槽数 , 便于加工 .

## 2 理论计算及分析

### 2.1 数学模型

本文研究的圆锥动静压轴承遵循 Reynolds 方程 , 在分析求解时作了如下基本假设 : 油液为不可压缩的牛顿液体 , 且整个工作过程中粘度不变 , 轴承在等温下工作 , 油液流动为层流 , 并忽略液体的惯性力 ; 不考虑轴、轴承的弹性变形、轴线的倾斜

收稿日期 : 2002 - 04 - 28 ; 修订日期 : 2002 - 07 - 02

作者简介 : 华绍杰 ( 1944 - ) 男 , 天津市人 , 郑州大学教授 , 主要从事机械设计及理论、润滑理论方面的研究 .

及加工制造误差,轴承沿轴向无位移,则圆锥动静压轴承的二维极坐标的无量纲形式如下.

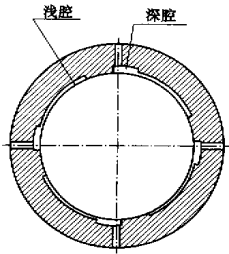


图 1 深浅腔  
Fig.1 Deep – shallow cavity

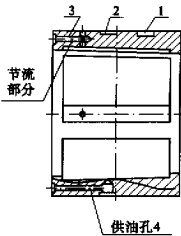


图 2 毛细管节流与供油槽  
Fig.2 Capillary restriction and oil supply slot

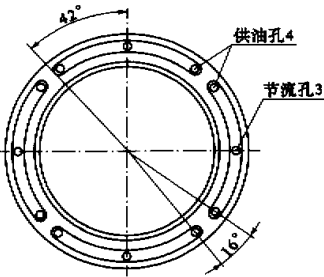


图 3 端面供油槽  
Fig.3 Oil supply slot on big side surface

Reynolds 方程 :

$$\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\partial}{\partial \lambda} \left( \lambda H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \lambda} \right) + \frac{1}{\lambda^2 \sin^2 \alpha} \cdot \frac{\partial}{\partial \Phi} \left( H^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \Phi} \right) = 6 \cdot B_{\text{num}} \left( \frac{L}{D} \right)^2 \frac{\partial H}{\partial \Phi} \quad (1)$$

式中 : $\bar{P}$  为无量纲压力 ; $\lambda$  为无量纲极坐标下极径 ; $\Phi$  为极坐标下极角 ; $H$  为无量纲油膜厚度 ; $L$  为轴承宽度 ; $D$  为轴承大端直径 ; $B_{\text{num}}$  为轴承数.

流量单元如图 4 所示.  
万方数据

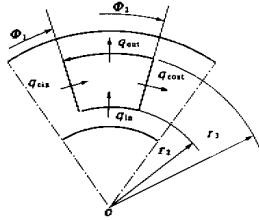


图 4 单元流量  
Fig.4 Unit flow  
无量纲流量平衡方程 :

$$\frac{1 - \bar{P}_{rm}}{\bar{P}_{jm}} = (\bar{q}_{out} + \bar{q}_{cout} - \bar{q}_{in} - \bar{q}_{cin})_m \quad (2)$$

式中 : $\bar{P}_{rm}$  为第  $m$  腔无量纲腔压 ; $\bar{P}_{jm}$  为第  $m$  腔无量纲节流液阻 ; $\bar{q}_{out}$  , $\bar{q}_{in}$  分别为无量纲径向油的流出、流入量 ; $\bar{q}_{cout}$  , $\bar{q}_{cin}$  分别为无量纲周向油的流出、流入量.且 :

$$\lambda = \frac{r}{L}, \bar{P} = \frac{P}{P_s}, \bar{q} = \frac{12 \mu q}{P_s c^3},$$
$$B_{\text{num}} = \frac{\mu \Omega D^2}{P_s c^2}, H = \frac{h}{c}, \epsilon = \frac{e}{c}.$$

式中 : $r$  为圆锥展开后的扇面极径 ; $L$  为圆锥轴承母线长度 ; $P$  为油膜压力 ; $P_s$  为供油压力 ; $q$  为泵的供油流量 ; $\mu$  为润滑油粘度 ; $c$  为半径间隙 ; $\Omega$  为轴颈转速 ; $h$  为油膜厚度 ; $\epsilon$  为偏心率 ; $e$  为偏心距.

边界划分如图 5 所示.

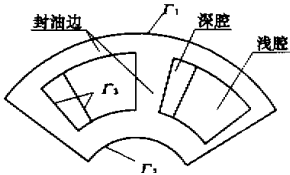


图 5 边界条件  
Fig.5 Boundary conditions

边界条件 :

$$\begin{cases} \bar{P}_i = 0 & (i \in \Gamma_1, \Gamma_2); \\ \bar{P}_j = \bar{P}_r & (j \in \Gamma_3), \end{cases} \quad (3)$$

式中 : $\bar{P}_i$  为轴端边界的无量纲压力 ; $\bar{P}_j$  为深腔边界的无量纲压力 ; $\bar{P}_r$  为无量纲腔压 ; $\Gamma_1$  , $\Gamma_2$  为轴端边界 ; $\Gamma_3$  为深腔边界.

无量纲油膜厚度 :

$$H = \begin{cases} (1 + \epsilon \cos \varphi) \cos \alpha & (\text{封油边上}); \\ (1 + \epsilon \cos \varphi) \cos \alpha + H_q & (\text{浅腔内}); \\ (1 + \epsilon \cos \varphi) \cos \alpha + H_s & (\text{深腔内}); \end{cases} \quad (4)$$

式中： $H_s, H_q$  分别为无量纲深、浅腔深度； $\varphi$  为偏位角。

2.2 方程的有限元分析

圆锥轴承的油膜压力求解域为一扇形,其边界为二次曲线边界.为了取得比较精确的解,本文采用 8 节点等参单元划分网格,选取相应形函数  $N_i$  为权函数<sup>[3]</sup>.据迦辽金加权余量法,将 Reynolds 方程离散为相应的线性代数方程组,解此方程组可得到油膜各节点的压力分布,进而导出各静、动特性参数.

2.2.1 形函数的选取

$$N_0 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta)(1 - \xi - \eta - 1);$$
$$N_1 = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 - \eta);$$
$$N_2 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta)(\xi - \eta - 1);$$
$$N_3 = \frac{1}{2}(1 - \eta^2)(1 + \xi);$$
$$N_4 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta)(\xi + \eta - 1);$$
$$N_5 = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 + \eta);$$
$$N_6 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta)(-\xi + \eta - 1);$$
$$N_7 = \frac{1}{2}(1 - \eta^2)(1 - \xi);$$

式中： $N_i(i = 0 \sim 7)$ 为单元中 8 个节点分别对应的形函数； $\xi, \eta$  为无量纲局部坐标。

2.2.2 Reynolds 方程的有限元方程

$$[K]\{\bar{P}\} = \{\bar{F}\}.$$

其中，

$$k_{ij} = \iint_{\Omega} \left( \lambda H^3 \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} \frac{\partial N_j}{\partial \lambda} + \frac{H^3}{\lambda \sin^2 \alpha} \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} \frac{\partial N_j}{\partial \Phi} \right) d\Omega \quad (5)$$
$$F_i = \iint_{\Omega} 6\lambda H \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} B_{num} \cdot \left( \frac{L}{D} \right)^2 d\Omega, \quad (6)$$

式中： $[K]$ 为总体系数矩阵； $\{\bar{P}\}$ 为无量纲压力场； $\{\bar{F}\}$ 为总体右端项； $k_{ij}$ 为系数矩阵中的元素； $\bar{F}_i$ 为右端项中的元素。

本文采用有限元法在等温假设下求解 Reynolds 方程,求得压力场分布及其它动、静特性.迭代过程的相对收敛准则为

$$\frac{|\bar{P}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{P}_{i,j}^{(k)}|}{|\bar{P}_{i,j}^{(k+1)}|} \leq 10^{-3}. \quad (7)$$

式中： $\bar{P}_{i,j}^{(k+1)}$ 为第  $k + 1$  次压力值， $\bar{P}_{i,j}^{(k)}$ 为第  $k$  次压力值。

2.3 节流器液阻的求取

在整个主轴系统中,轴承是否能够正常工作,关键之一取决于节流器的选取,因此节流器的设计较为重要.特别是在计算流量平衡方程时,首先必须知道节流器液阻  $R_j$ .对于固定节流器,  $R_j$  可根据轴承结构,由设计状态下的各参数计算求得.本次改进中采用的设计参数如下:泵压为  $P_s = 2 \text{ MPa}$ ,粘度为  $\mu = 4.475 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ,轴径转速为  $n = 3700 \text{ r/min}$ ,腔数为 4,轴承宽度为 76 mm;轴承内径:大端为  $\phi 78 \text{ mm}$ ,小端为  $\phi 74 \text{ mm}$ ;深腔包角为  $17^\circ$ ,深腔深度为 0.06 mm,浅腔包角为  $53^\circ$ ;浅腔深度为 0.01 mm,轴向封油边宽度为 6 mm,油膜半径间隙 0.05 mm.则节流器液阻可根据以下公式计算<sup>[4]</sup>.

$$R_{jm} = (P_s - P_{r0m})/q_m \quad (m = 1 \sim N_A), \quad (8)$$

考虑到有计算误差,可取液阻平均值为

$$R_{j0} = \left( \sum_{m=1}^{N_A} R_{jm} \right) / N_A. \quad (9)$$

式中： $q_m$  为第  $m$  深腔流量； $P_s$  为供油压力； $P_{r0m}$  为第  $m$  腔的初始腔压； $N_A$  为总腔数。

2.4 计算结果与分析

由设计状态下各参数求得节流器平均液阻后,根据建立的数学模型,运用有限元法,可求得主轴系统圆锥动静压轴承的主要性能参数,运用所求参数可对主轴系统的各项主要特性进行综合评价<sup>[5,6]</sup>.表 1 中列出了整个起动过程中不同速度下圆锥动静压轴承的静特性参数。

表 1 起动过程圆锥动静压轴承的静特性参数

Tab.1 Static characteristic parameters of hybrid conical Bearing in its start – up process

轴频率/ ( r/ min )	承载力/ N	摩擦力/ N	摩擦功耗/ kW	摩擦力矩/ ( N·m )	流量/ ( L/ min )
50	20.30	0.003	0.0013	0.00036	0.04
500	202.98	0.004	0.0015	0.00361	0.36
1000	405.99	0.013	0.0053	0.00722	0.71
2000	811.95	0.030	0.0212	0.01445	1.42
3000	1217.98	0.048	0.0478	0.02167	2.13
3700	1502.14	0.061	0.0727	0.02673	2.63

2.4.1 压力分布

图6所示为周向三维无量纲压力分布图( $P$ 为无量纲压力; $x$ 为周向坐标; $z$ 为轴向坐标).限于篇幅,仅给出部分图例.结合表1中的数据可见,低速时起承载作用的主要是深浅腔的静压效

应.随着转速和偏心率的增加,动压效应逐渐起主导作用,阶梯效应明显.各腔间压力差别主要在浅腔和封油边上,并近似于多楔动压轴承.这也说明本文提出的新结构保持了原主轴系统中动静压轴承所具有的特点.

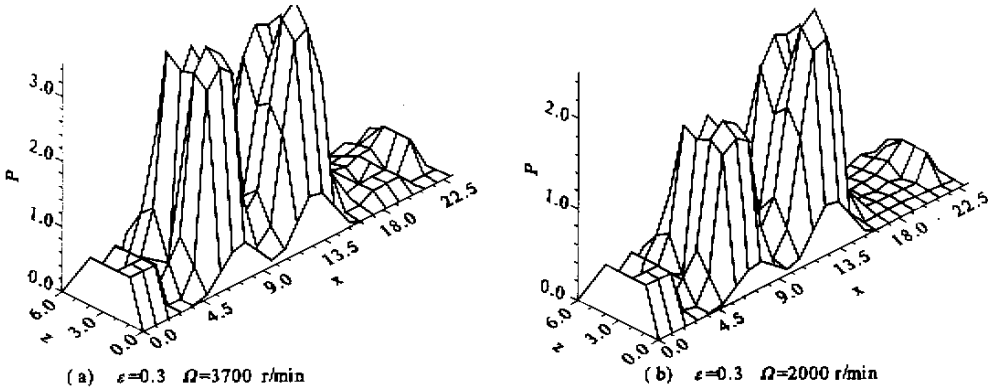


图6 压力场分布曲线  
Fig.6 The curves of pressure field distribution

2.4.2 承载能力

图7所示为无量纲承载力在各种转速下随偏心率变化的关系曲线.结合表中数据可见小偏心率时承载力随转速增加并不明显,低转速时曲线几乎呈直线形,静刚度近似为常数.随着转速的增加,承载曲线呈下凹形状上升,同一偏心率下曲线斜率逐渐增大,静刚度逐渐增强.这是由于浅腔下游阶梯效应产生压力峰值,动压承载能力增大的结果.

擦功耗.设计中还对流量、摩擦力矩、偏心角、动刚度等进行了计算,同样证明该轴承具有良好特性.

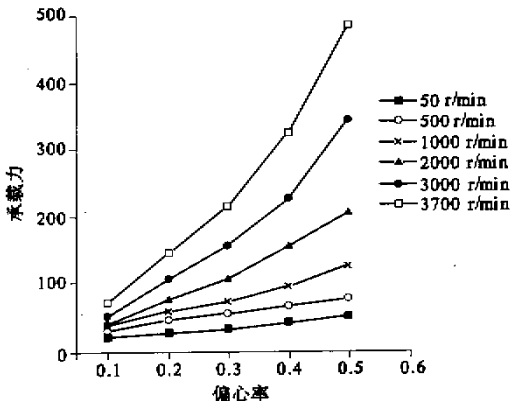


图7 承载力-偏心率曲线  
Fig.7 The relation curves of load and eccentricity

2.4.3 摩擦功耗

图8所示为不同转速下无量纲摩擦功耗随偏心率变化的关系曲线.结合表1可知,低转速时摩擦功耗几乎不受偏心率的影响,只有当转速较高,偏心较大时摩擦功耗才显著上升.在轴颈转速和实际工况相同时,使用圆锥动静压轴承降低了摩

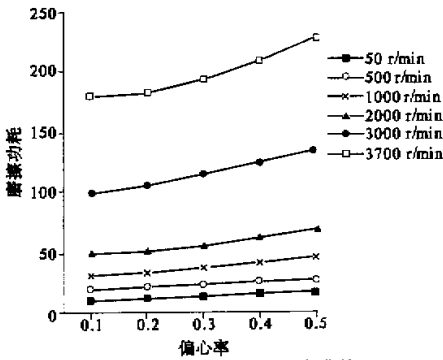


图8 摩擦功耗-偏心率曲线  
Fig.8 The relation curves of friction powerwaste and eccentricity

3 结束语

原3MK133沟道磨床的主轴系统,采用内置式浅沟缝隙节流器,在润滑油不洁净的工况下,极易造成浅沟的堵塞,从而影响整个轴承系统的工作性能甚至失效.针对该磨床主轴系统结构上的这种缺陷,本文采用端置式节流器,将节流器的节流部分设置在圆锥轴承的大端,以毛细管节流代替缝隙节流,解决了原有主轴系统的缺陷而且减少了轴瓦外圆表面的沟槽数,便于加工.对改进后的主轴系统进行的有限元分析表明,本文提出的

新结构能起到良好的节流效果 ,并保持了原主轴系统的各种优良特性.

参考文献 :

[ 1 ] 丁振乾. 流体静压支承设计[ M ]. 上海 :上海科学技术出版社 ,1986.  
[ 2 ] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[ M ]. 北京 :高等教育出版社 ,1987.

[ 3 ] 章本照. 流体力学中的有限元方法[ M ]. 北京 :机械工业出版社 ,1969.  
[ 4 ] 方晓丽. 圆锥动静压轴承的性能分析及优化设计[ D ]. 郑州 :郑州工学院 ,1988.  
[ 5 ] 尉迟铁业. 具有深浅腔的圆锥浮环动静压轴承理论和实验研究[ D ]. 郑州 :郑州工学院 ,1993.  
[ 6 ] AROLA D ,RAMULU M. Orthogonal cutting of fiber – reinforced composites :A finite element analysis[ J ]. Int J Mech Sci , 1997 , 39( 4 ) 597 – 613.

The Structural Innovation of 3MK133 Groove Grinder 's Spindle System  
and Its Finite Element Method Analysis

HUA Shao – jie , XU Sha , XIA Bo – qian , GUO Hong , ZHANG Shao – lin

( College of Mechanical Engineering ,Zhengzhou University ,Zhengzhou 450002 ,China )

**Abstract :** In this paper ,to overcome the shortcomings in 3MK133 Groove Grinder 's hybrid spindle system that the shallow slots of the throttler are easy to be blocked and difficult to be disassembled to clean ,we use the throttler which is put on the big – side surface of the conical bearing to replace the traditional throttler , change gap-throttling to capillary-throttling , and adjust the taper of the conical bearing , oil return way , seals and sealed mode. The finite element computation and analysis indicate that after innovation the bearing has the typical field distribution character , improves the load and reduces the friction power waste , the throttler works well , and it also maintains the good performances of the traditional spindle system.

**Key words :** spindle system ,throttler ,hybrid bearing ,finite element method