

基于 6DOF 模型及动网格的动静压轴承刚度阻尼 数值计算*

王攀 刘保国[†] 冯伟 赵耿

(河南工业大学 机电工程学院, 郑州 450001)

摘要 针对传统雷诺方程求解三维油膜流场特性的局限性,提出基于 6DOF 模型及动网格的动静压轴承刚度阻尼计算方法.以具有典型结构形式的液体动静压轴承为例,通过加载 6DOF 自定义程序,采用非线性迭代方法计算外载荷作用下轴心轨迹的瞬态变化过程,得到轴颈在外载荷作用下的静平衡位置;通过嵌入 UDF 宏程序以动网格更新方法实现对轴颈在静平衡位置的扰动,求解 Navier-Stokes 方程得到轴颈扰动前后位置变化后的瞬态油膜力,利用差分法求得动静压轴承油膜刚度和阻尼,并分析了不同转速下轴承刚度和阻尼的变化规律.

关键词 动静压轴承, 6DOF, 动网格, 刚度, 阻尼

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-063

引言

液体动静压轴承具有回转精度高、动态刚性和阻尼减振性能好、使用寿命长等优点,在超高速精密磨削电主轴领域有着广泛的应用前景^[1].电主轴系统的高速稳定性与轴承动力学特性紧密相关,因此对于轴承动态刚度和阻尼的精确计算成为研究的重点.

目前油膜轴承的数值计算模型主要有两种,一种是运用流体润滑理论并通过条件假设建立经典的雷诺方程,如 Rowe 等^[2]基于经典雷诺方程的有限差分法,用有限扰动法得到了非线性化的动静压轴承动力特性系数.贺玉岭等^[3]采用类似的方法,建立了油膜在静平衡位置做微小扰动的计算模型,进而得到动静压轴承的刚度和阻尼系数.然而,该方法不能很好描述扩散效应、挤压效应、惯性效应、粘温效应等^[4-7]对油膜轴承所造成的影响,计算误差较大.另一种是通过 Navier-Stokes 方程建立轴承内部三维流场模型及边界条件,并以 CFD 软件为求解器进行求解.该方法在涉及复杂的流动几何形状时更为有效,因此近年来得到了更多的应用.Guo

等^[8]用 CFD 程序对液体动静压轴承的静态和动态特性进行了计算,通过与标准润滑理论数值计算结果对比证明了该方法的有效性.为了反映油膜网格在外界干扰下的扭曲和变形,熊万里^[9]等提出基于动网格模型的刚度阻尼计算方法,使油膜力计算结果与高速时的工况更为吻合.采用动网格法求解轴承刚度和阻尼时,首先需要准确计算轴颈在外载荷作用时的静平衡位置,以便对平衡位置施加位移扰动和速度扰动.本文基于 6DOF 模型计算轴颈平衡位置,采用动网格更新方法实现轴颈在该位置的扰动,通过求解 Navier-Stokes 方程得到轴承刚度和阻尼.

1 油膜刚度阻尼计算方法

采用 6DOF 模型及动网格的计算方法是在 CFD 软件 FLUENT 基础上,通过加载 6DOF 自定义程序,计算外载荷作用下轴颈的非线性轴心轨迹,从而得到轴颈在外载荷作用下的静平衡位置.通过嵌入 UDF 程序 DEFINE-CG-MOTION 以动网格更新方法来实现对处于静平衡位置的轴颈施加扰动;为有效抑制网格在施加扰动过程中的扭曲变形,通

2018-05-06 收到第 1 稿,2018-06-07 收到修改稿.

* NSFC-河南联合基金重点支持项目(U1604254)

[†] 通讯作者 E-mail: bgliu1978@sina.com

过嵌入 UDF 程序 DEFINE-PROFILE 来定义轴颈(油膜内壁)为旋转运动.最后通过求解 Navier-Stokes 方程得到轴颈扰动前后位置变化的瞬态油膜力,结合数值计算的差分方法,得到动静压轴承油膜刚度、阻尼动力特性系数.

1.1 6DOF 计算模型

ANSYS FLUENT 中的 6 DOF 模型,可以利用作用于物体的力和力矩来计算物体重心的平移和旋转运动.其在惯性坐标系下求解重心平移运动的控制方程为:

$$\vec{V} = \frac{1}{m} \sum \vec{f}_c \quad (1)$$

式中, \vec{V} 为重心的平移速度矢量, m 为质量, \vec{f}_c 为由重力引起的力矢量.

物体的旋转运动在体坐标系下的控制方程为:

$$\dot{\omega} = L^{-1} (\sum \vec{M}_B - \vec{\omega}_B \times L \vec{\omega}_B) \quad (2)$$

式中, L 为惯性张量, \vec{M}_B 为物体的矩矢量, $\vec{\omega}_B$ 为刚体的角速度矢量.

将以惯性坐标系表示的 \vec{M}_B 转为体坐标系表示,形式如下:

$$\vec{M}_B = \mathbf{R} \vec{M}_C \quad (3)$$

\mathbf{R} 代表变换矩阵,

$$\begin{bmatrix} C_\theta C_\psi & C_\theta S_\psi & -S_\theta \\ S_\varphi S_\theta C_\psi - C_\varphi S_\psi & S_\varphi S_\theta S_\psi + C_\varphi C_\psi & S_\varphi C_\theta \\ C_\varphi S_\theta C_\psi + S_\varphi S_\psi & C_\varphi S_\theta S_\psi - S_\varphi C_\psi & C_\varphi C_\theta \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中, $C_\lambda = \cos(\lambda)$, $S_\lambda = \sin(\lambda)$, 角 φ, θ, ψ 分别为绕 x, y, z 轴旋转的欧拉角. 平移速度和旋转角速度可由式(1)和(2)分别迭代计算得出,在 6 DOF 模型中网格位置的更新由平移速度和旋转角速度实现.

1.2 加载 UDF 宏的动网格更新方法

动网格方法可用来模拟流体域的形状由于边界移动而随时间产生的变化,油膜网格运动需要用光顺模型来调整变形边界区域的网格,本文选用基于弹簧的光顺模型和基于扩散的光顺模型.

(1)基于弹簧的光顺,任何两个网格节点之间的边界可以理想化为相互连接的弹簧,且边界节点处的位移将产生成比例的弹簧力,网格节点上的作用力可写为:

$$\vec{F}_i = \sum_j^{n_i} k_{ij} (\Delta \vec{x}_j - \Delta \vec{x}_i) \quad (5)$$

式中, Δx_i 和 Δx_j 为相邻节点之间的位移, n_i 为相邻节点的数目, k_{ij} 为相邻节点之间的弹簧刚度系数,其相邻节点弹簧刚度系数的定义为:

$$k_{ij} = \frac{k_{fac}}{\sqrt{|\vec{x}_i - \vec{x}_j|}} \quad (6)$$

式中, k_{fac} 为弹簧常数因子需要自己设定,取值范围在 0 与 1 之间.

(2)基于扩散光顺,网格运动由扩散方程控制:

$$\nabla \cdot (\gamma \nabla \vec{u}) = 0 \quad (7)$$

式中, \vec{u} 为网格位移速度,公式的边界条件是从用户规定的或计算的(六自由度)边界运动中获得的.

1.3 刚度阻尼差分计算模型

当轴颈受到扰动在静平衡位置偏移一微小距离时,油膜反向承载力的增量对该微小扰动距离的比值称为刚度.在分析计算时,常常把微小偏移分解为沿坐标轴 x 和 y 方向的分量,油膜反力的增量也分解成沿 x 和 y 方向的分量,分别对其进行差分计算,得四个刚度系数:

$$\begin{cases} K_{xx} = \frac{\Delta F_{dxx}}{\Delta x}, K_{yx} = \frac{\Delta F_{yxx}}{\Delta x} \\ K_{xy} = \frac{\Delta F_{dxy}}{\Delta y}, K_{yy} = \frac{\Delta F_{dyy}}{\Delta y} \end{cases} \quad (8)$$

式中, ΔF_{dij} 为扰动位移引起的油膜力变化, $\Delta x, \Delta y$ 为扰动位移.用 i, j 表示 x, y 中的某一个.

当轴颈在静平衡位置获得一扰动速度时,油膜阻尼力的增量与该扰动速度的比值称为阻尼.把油膜阻尼力增量和轴颈扰动速度的增量分别分解到 x 轴和 y 轴上,可以得到四个阻尼系数:

$$\begin{cases} C_{xx} = \frac{\Delta F_{dxx}}{\Delta \dot{x}}, C_{yx} = \frac{\Delta F_{yxx}}{\Delta \dot{x}} \\ C_{xy} = \frac{\Delta F_{dxy}}{\Delta \dot{y}}, C_{yy} = \frac{\Delta F_{dyy}}{\Delta \dot{y}} \end{cases} \quad (9)$$

式中, ΔF_{vij} 为扰动速度引起的油膜力变化, $\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}$ 为扰动速度.用 i, j 表示 x, y 中的某一个.

2 油膜轴承刚度阻尼数值计算

2.1 油膜模型建立及网格划分

以深浅腔液体动静压轴承为研究对象,轴承结构如图 1 所示,结构参数如表 1 所示.

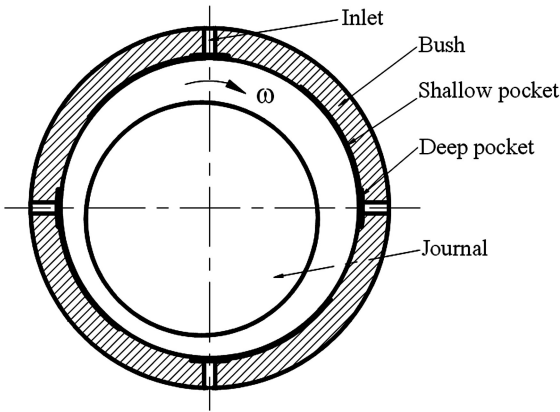


图1 深浅腔动静压轴承结构图

Fig.1 Structure diagram of Deep/shallow pocket hybrid bearing

表1 轴承基本结构参数

Table 1 Basic structural parameters of the bearing

Model parameters	Value	Model parameters	Value
Bearing diameter	80mm	Throttle hole diameter	0.6mm
Bearing width	80mm	Oil chamber width	64mm
Film thickness	25μm	Shallowpocket angle	46°
Shallowpocket depth	50μm	Deep pocket angle	8°
Deeppocket depth	100μm	Pocket number	4

在 Solidworks 里建立油膜实体模型,如图 2 所示.将模型导入 ANSYS ICEM CFD 中,采用 O 型 Block 分块的结构化网格划分方式对油膜模型进行网格划分.考虑油膜厚度方向油膜剪切应力梯度大,沿厚度方向的网格等分为 10 层,网格数为 100 万个,划分后的网格模型如图 3 所示,进油孔部位及油膜厚度部位的局部放大如图 4 和图 5 所示.

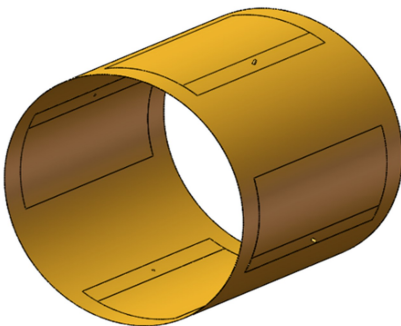


图2 三维油膜实体

Fig.2 Three-dimensional oil film entity

大气压力,其值设为 0;油膜内壁面设置为旋转壁面,转速为 500rad/s,其它面设置为静止壁面,油膜计算参数表 2 所示.

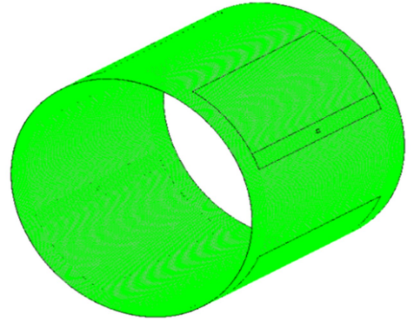


图3 油膜网格划分模型

Fig.3 Model of oil film mesh

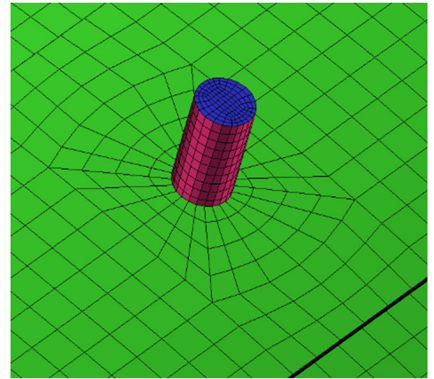


图4 油孔过渡区 O 型划分

Fig.4 O-Shape division of oil-hole transition zone

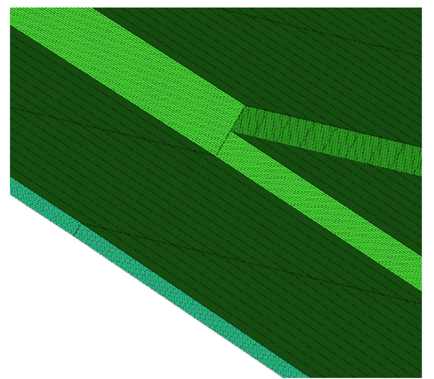


图5 油膜厚度方向局部放大

Fig.5 Partial amplification of oil film thickness direction

2.2 边界条件的确定

将网格文件导入 FLUENT 进行油膜流场数值仿真,边界条件取进油口为 Pressure-inlet,供油压力为 P_s ;出油口为 Pressure-outlet,出油口是轴承与轴颈两表面之间的微小间隙,出油口压力等于外界

表2 油膜计算参数

Table 2 Oil film Calculation parameters

Density	Viscosity	Thermal Conductivity	Specific Heat	Pressure-inlet
ρ (kg/m ³)	δ (pa · s)	K (W/m · K)	C_p (J/kg · K)	P_s (MPa)
880	0.014	0.37	1882	2

2.3 动网格 UDF 宏程序

动静压轴承油膜内壁在主轴运转过程中受到外加载荷的作用而产生偏移,此过程属于被动型动网格计算问题,可以编写 6DOF 自定义程序来解决.首先需要明确模型中 6 个方向的自由度,动静压轴承油膜在实际运动过程中,需要限制其在轴向的窜动,以及绕三个坐标轴方向的转动.定义轴承所受外加载荷为 $F_x=0, F_y \neq 0$,转轴质量为 m ,轴颈转向为逆时针,描述油膜内壁受外加载荷的运动示意图如图 6 所示.油膜内壁在外加载荷 F_y 的作用下做刚体运动,油膜内壁受力后向右下角移动.

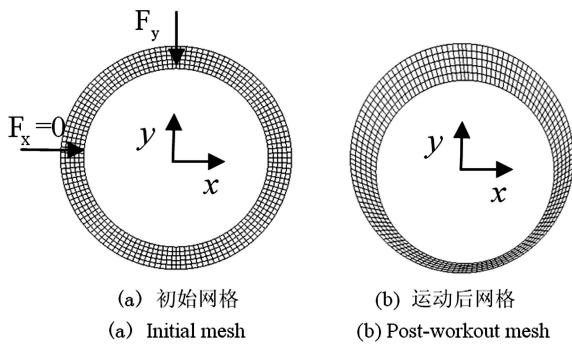


图 6 油膜内壁在外载荷作用下的运动示意图

Fig.6 Motion diagram of oil film inner wall under external load

通过编写 UDF 程序 DEFINE-CG-MOTION 来指定特定区域的网格运动,其方法是在每个时间步长为动态网格区域提供线速度和角速度,FLUENT 利用这些速度更新动态区域上的节点位置.

2.4 动静压油膜轴承动力特性计算流程

在 6DOF 程序里定义油膜内壁受力为 $F_x=0, F_y=1000\text{N}$.将 6DOF 程序加载到 FLUENT 求解器并作用于油膜内壁.在外载荷作用下油膜内壁网格产生偏移并稳定于一位置,此时油膜由偏心所产生的油膜反力为 $F_x=-0.529\text{N}, F_y=998.7\text{N}$.轴颈在平衡位置一般应满足条件 $|F_x/F_y| < 0.001$,经验算满足条件.

外加载荷力作用下轴颈的轴心轨迹变化曲线如图 7 所示,可以看出其轴心轨迹是收敛型的,轴心由初始位置原点出发,经过一定幅度的涡动,最终平衡稳定于一点,此时油膜反力与轴颈重力和外加载荷保持平衡.

轴颈 x 方向和 y 方向位移随时间的变化如图 8 所示,轴颈在初始阶段受到较大幅度的震荡,随着不断的迭代计算轴颈的偏移不断减小,在计算时间 $t=0.05\text{s}$ 左右,轴颈趋于稳定并在静平衡位置附近

做微小幅度的涡动,其幅值在千分之一微米级,说明此系统处于稳定状态.

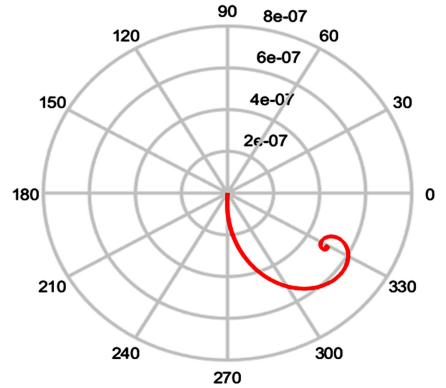


图 7 外加载荷力作用下轴心轨迹变化曲线

Fig.7 The change curve of axis trajectory under the action of external load force

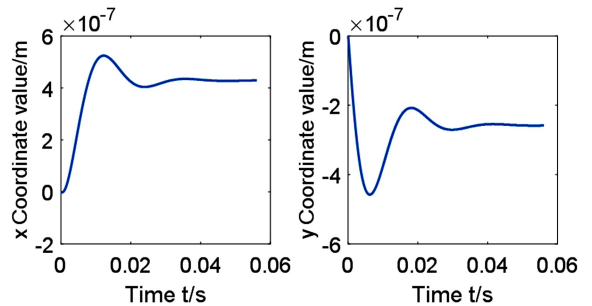


图 8 x 方向和 y 方向位移随时间 t 的变化

Fig.8 The change of x direction and y direction displacement with time t

轴颈 x 方向和 y 方向的油膜力随时间的变化曲线如图 9 所示,当轴颈达到稳态的时候,油膜反力抵消了外载荷 F_y 的作用,轴颈处于稳态状态.

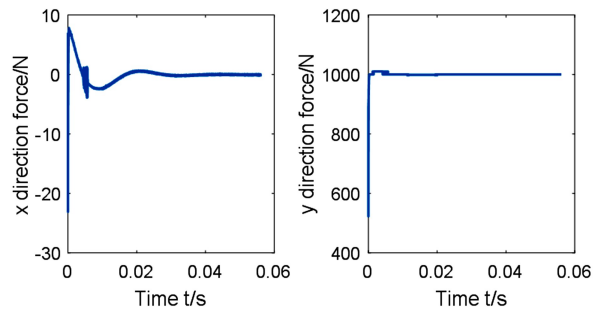


图 9 x 方向和 y 方向受力随时间 t 的变化

Fig.9 The change of force in x direction and y direction with time t

对平衡位置的轴颈添加位移和速度的微小扰动.为使计算值足够精确, x 和 y 的取值应尽可能的小,一般扰动位移 $x/h_0, y/h_0$ 的取值通常介于 0.005 和 0.01 之间,扰动速度 $\dot{x}/(\omega \cdot h_0), \dot{y}/(\omega \cdot h_0)$ 的取值通常介于 0.005 和 0.01 之间^[10-12].这里取扰动

位移 $x = 0.125\mu\text{m}$, 扰动速度为 $\dot{x} = 62.5\mu\text{m/s}$. 运动时间为 0.002s . 分别计算得到处于静平衡位置的油膜其扰动前后的瞬态油膜力, 并利用差分法得到油膜轴承的刚度阻尼系数如表 3 所示.

表 3 油膜刚度阻尼系数

Table 3 Oil film stiffness and damping coefficient

K_{xx} (N/ μm)	K_{yx} (N/ μm)	K_{xy} (N/ μm)	K_{yy} (N/ μm)
4746.6	1662	2284	4422
C_{xx} (N·s/ μm)	C_{yx} (N·s/ μm)	C_{xy} (N·s/ μm)	C_{yy} (N·s/ μm)
8.56	3.607	4.568	8.84

2.5 不同转速下动静压轴承刚度阻尼系数

采用上述动静压轴承刚度阻尼计算方法, 对不同转速的动静压轴承刚度阻尼进行计算, 得到不同转速下动静压轴承油膜的 4 个刚度系数和 4 个阻尼系数, 如图 10 和图 11 所示. 从图中可以看出, 随着轴颈转速的增加, 轴承直接刚度系数 K_{xx} 、 K_{yy} 和交叉刚度系数 K_{xy} 、 K_{yx} 绝对值逐渐增大. 直接阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 和交叉阻尼系数 C_{yx} 、 C_{xy} 绝对值也逐渐增大.

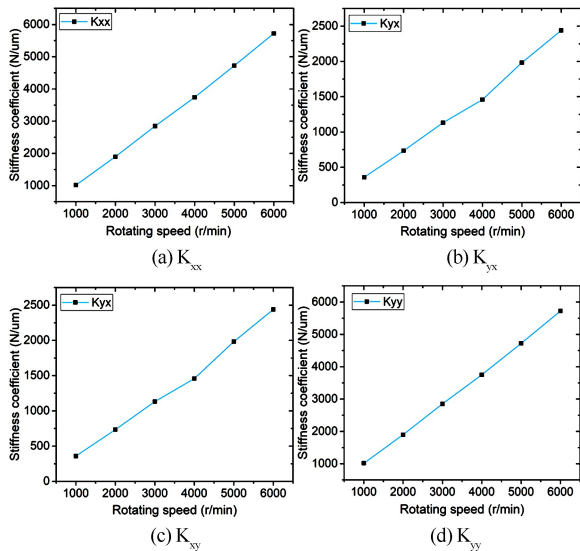


图 10 各转速下油膜刚度系数

Fig.10 The stiffness coefficient of oil film at each rotational speed

3 结论

本文采用 6DOF 模型及动网格的计算方法对具有典型结构的液体动静压轴承的刚度阻尼系数进行数值计算, 通过研究分析得出以下结论:

1) 采用 6DOF 模型可以反映油膜厚度在外载荷作用下的运动变化过程, 能够更为准确地计算轴颈静平衡位置, 使计算过程更符合工程实际;

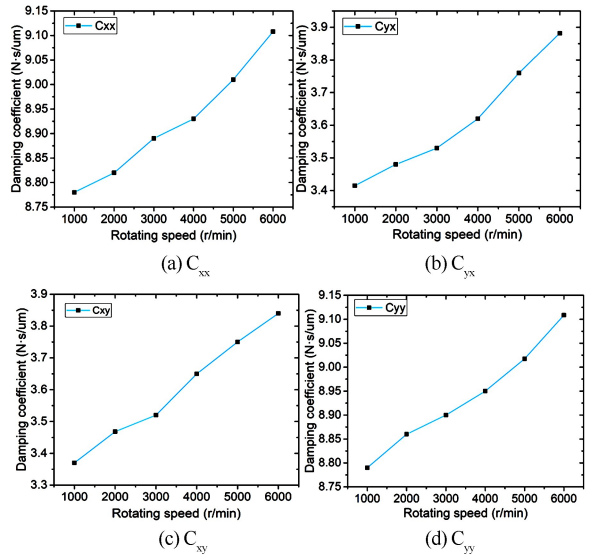


图 11 各转速下油膜阻尼系数

Fig.11 The damping coefficient of oil film at each rotational speed

2) 利用 UDF 宏程序以动网格方法实现对轴颈静平衡位置的扰动, 通过计算轴颈位移扰动、速度扰动前后的瞬态油膜力, 利用差分法求得轴承刚度和阻尼系数;

3) 分析了不同转速下轴承刚度和阻尼的变化规律, 结果表明随着主轴转速的增加轴承刚度系数和阻尼系数绝对值不断增大.

参考文献

- 熊万里, 阳雪兵, 吕浪等. 液体动静压电主轴关键技术综述. 机械工程学报, 2009, 45(9): 1~18 (Xiong W L, Yang X B, Lv L, et al. Review on key technology of hydrodynamic and hydrostatic high-frequency motor spindles. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(9): 1~18 (in Chinese))
- Rowe W B, Chong F S. Computation of dynamic force coefficients for hybrid (hydrostatic/hydrodynamic) journal bearings by the finite disturbance and perturbation techniques. *Tribology International*, 1986, 19(5): 260~271
- 贺玉岭. 动静压轴承非线性轴心轨迹的计算与仿真 [硕士学位论文]. 济南: 山东大学, 2013 (He Y L. Calculation and simulation of the hybrid bearings nonlinear centre trajectory [Master Thesis]. Jinan: Shandong University, 2013 (in Chinese))
- Dai H L, Yao L J, Peng J L. Carrying capacity study of liquid hybrid bearing based on fluent. *Hydromechanics Engineering*, 2016, 44(12): 110~115
- 郭力, 沈志伟, 刘桂萍. 高效精密磨床砂轮主轴深浅腔

- 动静压轴承静特性分析. 润滑与密封, 2014, 39(2): 1~8 (Guo L, Shen Z W, Liu G P. Analysis of static characteristics of the liquid hybrid bearings with deep-shallow cavity in a high efficiency and precision spindle of grinder. *Lubrication Engineering*, 2014, 39(2): 1~8 (in Chinese))
- 6 刘豪杰, 郭红, 张绍林. 基于 FLUENT 的深浅腔动静压轴承油膜压力研究. 润滑与密封, 2013(10): 35~38 (Liu H J, Guo H, Zhang S L. Research on static characteristics of deep/shallow pockets hybrid bearing based on fluent. *Lubrication Engineering*, 2013(10): 35~38 (in Chinese))
- 7 郭胜安, 侯志泉, 熊万里等. 基于 CFD 的深浅腔液体动静压轴承承载特性研究. 制造技术与机床, 2012(9): 57~62 (Guo S A, Hou Z Q, Xiong W L. Bearing characteristics study on liquid hybrid bearing based on CFD. *Design and Research*, 2012(9): 57~62 (in Chinese))
- 8 Guo Z L, Hirano, et al. Application of CFD Analysis for Rotating Machinery—Part I: Hydrodynamic, Hydrostatic Bearings and Squeeze Film Damper. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2005, 127(2): 445~451
- 9 熊万里, 侯志泉, 吕浪等. 基于动网格模型的液体动静压轴承刚度阻尼计算方法. 机械工程学报, 2012, 48(23): 118~126 (Xiong W L, Hou Z Q, Lv L, et al. Method for calculating stiffness and damping coefficients of hybrid bearings based on dynamic mesh model. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(23): 118~126 (in Chinese))
- 10 周桂如, 马骥, 全永昕. 流体润滑理论. 浙江: 浙江大学出版社, 1990 (Zhou G R, Ma J, Quan Y X. Theory of Fluid Lubrication. Zhejiang: Zhe Jiang University Press, 1990 (in Chinese))
- 11 于天彪, 王学智, 关鹏等. 基于 FLUENT 的液体动静压轴承的动态特性分析. 润滑与密封, 2012, 37(6): 2~5 (Yu T B, Wang X Z, Guan P, et al. Dynamic characteristics analysis on liquid hybrid bearing based on fluent. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 37(6): 2~5 (in Chinese))
- 12 王学智, 于天彪, 袁娜等. 超高速磨削用液体动静压轴承承载特性分析. 机床与液压, 2014(9): 61~65 (Wang X Z, Yu T B, Yuan N, et al. Bearing characteristics analysis of liquid hybrid bearing on ultra-high speed grinding. *Machine Tool & Hydraulics*, 2014(9): 61~65 (in Chinese))

NUMERICAL CALCULATION OF STIFFNESS AND DAMPING FOR HYBRID BEARINGS BASED ON A 6DOF MODEL AND THE DYNAMIC MESH METHOD*

Wang Pan Liu Baoguo[†] Feng Wei Zhao Gen

(School of Mechanical and Electrical Engineering Henan University of Technology, Zhengzhou 450001, China)

Abstract To overcome the limitation of traditional Reynolds equation in solving three-dimensional oil film flow field, a numerical method based on six-degree-of-freedom (6DOF) model and dynamic mesh was proposed to obtain the stiffness and damping of a hybrid bearing. The hybrid bearing with typical structure was taken as an example. By developing a customization program of the 6DOF model and using the nonlinear iterative method, the transient change process of axis trajectory under an external load was calculated, and then the static equilibrium position of axle neck under the external load was obtained. By embedding the UDF macro program, a perturbation of the axle neck in the static equilibrium position was realized by the dynamic mesh updating method. The transient oil film force caused by the perturbation was calculated by solving the Navier-Stokes equation, and the oil film stiffness and damping of the hybrid bearing were obtained by the difference method. The variation of bearing stiffness and damping at different rotational speeds was also analyzed.

Key words hybrid bearing, 6DOF, dynamic mesh, stiffness, damping

Received 06 May 2018, revised 07 June 2018.

* The project supported by the Joint Fund of NSFC-Henan of China (U1604254)

[†] Corresponding author E-mail: bglu1978@sina.com