

基于瞬态流场计算的滑动轴承静平衡位置求解

李 强¹, 许伟伟², 赵 月³, 邢春雷³, 金有海¹, 郑水英⁴

(1. 中国石油大学化学工程学院, 山东青岛 266580; 2. 中国石油大学储运与建筑工程学院, 山东青岛 266580;
3. 中国石油天然气管道工程有限公司, 河北廊坊 065000; 4. 浙江大学化工机械研究所, 浙江杭州 310027)

摘要:将计算流体动力学与动网格法应用于滑动轴承静平衡位置的求解,通过采用全新的变流域动网格技术,在瞬态流场计算的基础上提出一种静平衡位置求解方法。在求解过程中考虑油膜发散区内气穴的存在,并与其他油膜边界条件进行比较。通过流场分析计算不同静载荷、轴承结构、油膜间隙和轴颈旋转速度下的静平衡位置。数值计算表明:滑动轴承的静平衡位置与轴颈初始位置无关;随着静载荷的变化,静平衡位置点呈半圆分布;静平衡位置的坐标和迭代轨迹可以用来分析不同速度下不同轴承结构的稳定性;对于多油楔轴承,顶隙对静平衡位置的影响要大于侧隙。

关键词:滑动轴承; 计算流体力学(CFD); 静平衡位置; 动网格; 瞬态流场计算

中图分类号:TH 133 **文献标志码:**A

引用格式:李强,许伟伟,赵月,等. 基于瞬态流场计算的滑动轴承静平衡位置求解[J]. 中国石油大学学报:自然科学版, 2015,39(2):105-110.

LI Qiang, XU Weiwei, ZHAO Yue, et al. Solution of static equilibrium position of journal bearing based on transient flow calculation[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2015,39(2):105-110.

Solution of static equilibrium position of journal bearing based on transient flow calculation

LI Qiang¹, XU Weiwei², ZHAO Yue³, XING Chunlei³, JIN Youhai¹, ZHENG Shuiying⁴

(1. College of Chemical Engineering in China University of Petroleum, Qingdao 266580, China;
2. College of Transport & Storage and Civil Engineering in China University of Petroleum, Qingdao 266580, China;
3. China Petroleum Pipeline Engineering Corporation, Langfang 065000, China;
4. Institute of Chemical Machinery, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract:The computational fluid dynamics (CFD) and dynamic mesh method were applied to the numerical calculation of static equilibrium position of journal bearing. By employing a new mesh movement approach based on structured grid, a new approach to calculate the static equilibrium position of journal bearing was proposed based on the transient flow calculation. The effect of cavitations in the divergence area was considered in the method, and the computational results were compared with the results under other boundary conditions during the solving process. The static equilibrium positions were calculated under different static load, bearing structure, oil film clearance and rotational speed. The calculation results indicate that the static equilibrium position is independent of the initial position of journal. There will be a semicircular distribution of static equilibrium position when the static load changes. The stability of journal bearing under different velocities can be characterized by the position of journal center and journal whirling orbit. For multi-wedge journal bearing, the effect of the tip clearance on the results is larger than that of the side clearance.

Keywords: journal bearing; computational fluid dynamic (CFD); static equilibrium position; dynamic mesh; transient flow

收稿日期:2014-06-18

基金项目:国家“863”计划项目(2009AA04Z413);国家自然科学基金项目(51275452);山东省优秀中青年科学家科研奖励基金项目(BS2014ZZ014);中央高校基本科研业务费专项(15CX02027A)

作者简介:李强(1984-),男,讲师,博士,从事转子动力学、振动测试、故障诊断研究。E-mail: liq@upc.edu.cn。

calculation

滑动轴承的静平衡点位置及其求解轨迹是判定滑动轴承稳定性的重要依据^[1]。当轴承承受静载荷稳定工作时,轴心处于静平衡位置,如果轴承受到动态载荷作用,轴颈将以静平衡位置为基准涡动。对于重载轴承,当静平衡位置很低时,轴承和轴还会发生碰摩事故。文献资料表明^[2-5],滑动轴承的数值计算是从求解 Reynolds 方程开始的,但 Reynolds 方程本身是 Navier-Stokes (N-S) 方程的一种简化,忽略了流体惯性项、径向流场变化等,使其应用受到限制。基于直接求解 N-S 方程的 CFD 技术越来越广泛地应用于滑动轴承性能的研究^[6-8]。针对滑动轴承的流场计算,JAKOBSSON B 等^[9]提出了很多油膜边界条件,常用的有 Sommerfeld 边界条件、Gumbel 边界条件、Reynolds 边界条件和质量守恒边界条件。笔者采用质量守恒边界条件建立 CFD 模型,并将计算结果与基于其他边界条件的结果进行对比,提出一种新的滑动轴承静平衡位置的计算方法。

1 控制方程

处于稳态工况下的滑动轴承,润滑油在轴承间隙中的流动属于三维不可压缩流动,轴瓦固定,轴颈旋转,流动属于层流。本文中计算所用到的计算流体力学控制方程主要有质量守恒、动量守恒和气穴边界方程。

1.1 质量守恒方程

对于稳态三维流动的不可压缩流体(密度 ρ 为常数):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0. \quad (1)$$

式中, ρ 为气液两相的混合密度, kg/m^3 ; u_i 为速度分量, m/s 。

1.2 动量守恒方程

流体为牛顿流体,假设润滑油温度不变,则动量守恒方程为

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right). \quad (2)$$

式中, μ 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; p 为流体微元体上的压力, Pa 。

1.3 气穴边界方程

本文中选用基于质量守恒边界条件的气穴模型^[10]来考虑滑动轴承运行过程中润滑油的分离与合并。

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho f) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} f) = \nabla \cdot (\gamma \nabla f) + R_g - R_c. \quad (3)$$

式中, $\mathbf{u}$ 为气相速度矢量; f 为气相质量分数; γ 为有效交换系数; R_g 和 R_c 分别为气穴的生成和凝聚率。

2 有限元模型

2.1 物理模型

以试验用双油槽滑动轴承为研究对象,如图 1 所示,润滑流场的进口在两侧进油口位置,润滑流场的出口在轴承的轴向两端。轴承直径 $D=32 \text{ mm}$,长径比 L/D 分别为 0.5 和 1,轴颈半径间隙 $c=0.032 \text{ mm}$,油槽包角 $\alpha=30^\circ$,静载荷取试验转子的质量 17.527 kg ,润滑油密度 $\rho_l=850 \text{ kg/m}^3$,动力黏度 $\mu=1.25 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$,不考虑润滑油的黏温效应;气态润滑油参数取空气参数,流体流动状态为层流。

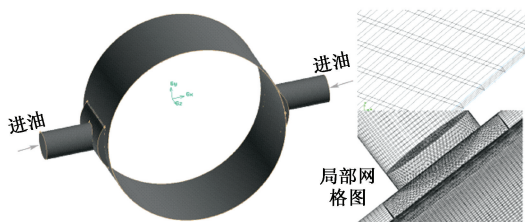


图 1 滑动轴承模型

Fig. 1 Grid structure of journal bearing model

2.2 网格划分

图 1 右侧给出了滑动轴承的局部网格结构图。利用前处理软件 Gambit 对滑动轴承几何模型进行网格划分,主要考虑网格长宽比的要求。通常,为获得较为理想的网格模型,长宽比一般不应超过 2,而对于滑动轴承这种 3 个方向尺寸相差较大的结构,在周向和径向流动变化较小的情况下,所允许的长宽比甚至可以达到 500^[11]。

基于上述考虑,为了提高数值计算的精度和节约计算时间,油膜间隙流场须采用结构化网格划分。对不同网格密度下 CFD 计算模型的计算结果比较分析后发现,油膜间隙处不同的网格数下的计算结果差别较大;而周向和轴向网格密度对计算结果影响不大,因此轴承径向选用 6 层网格,轴向和周向网格密度为 0.2^[12]。

2.3 边界条件与离散方法

轴承网格模型导入 FLUENT 以后,设定油膜进出口的边界条件均为压力边界条件,出口压力为当地环境大气压,外壁面为固壁无滑移边界;选择 3D 压力基隐式求解器。

采用有限体积法离散控制方程,连续方程和动量方程采用一阶迎风格式,压力差值格式采用 PRES-

TO,压力速度耦合采用 SIMPLEC 算法。为了控制计算精度,设定连续性方程、动量方程和气穴边界方程的收敛残差为 1×10^{-4} ,并在计算过程中对进出口流体质量流量进行监控,数值基本相等时,计算收敛。

3 静平衡位置的计算

3.1 动网格方法

伴随轴颈在迭代计算过程中的移动,网格变形和边界位移变化都十分显著,油膜间隙流场网格需要相应地及时更新才能保证计算的顺利进行,目前只有动网格才能实现这种状况下的动态模拟。由于利用现有的 CFD 动网格模型进行网格更新将产生较大的畸变,影响瞬态计算的准确性,所以计算滑动轴承瞬态流场时,采用自行研发的变流域动网格更新方法,轴承间隙流场采用结构化网格划分,可以计算出各个网格节点的坐标。根据轴颈扰动的位移,油膜节点坐标的更新可利用 DEFINE_GRID_MOTION 宏实现,该方法在不改变网格拓扑结构的基础上实现轴颈的大位移移动,且不会出现网格畸变。由于随着轴颈的移动,轴颈旋转中心的位置也在不断的变化,因此须采用 DEFINE_PROFILE 宏实现中心不断变化的旋转速度的施加。

3.2 静平衡位置的 CFD 计算方法

提出一种基于 CFD 动网格技术的静平衡位置求解方法,首先根据牛顿第二定律得到轴颈扰动位移,然后在此基础上利用动网格方法更新油膜流域,不断迭代计算最终达到平衡位置。

如图 2 所示,不考虑变载荷的影响,在实际工作过程中轴颈会受到外载荷和油膜力的作用,轴颈运动将最终稳定在平衡位置,此时压力分布保持不变,油膜力和载荷力大小相等、方向相反。根据牛顿第二定律,运动方程为

$$M \frac{du_s}{dt} = F + G. \tag{4}$$

其中

$$F = (F_x, F_y). \tag{4}$$

式中, F 为作用于轴颈表面的油膜力, N; G 为轴承承受的静载力, N; M 为轴颈质量, kg; u_s 为轴颈移动速度, m/s。

通过在 x, y 方向上分解,可得

$$\begin{cases} dx(t) = \alpha \left(\Delta t^2 \frac{F_x(t-1)}{M} + \Delta t \cdot u_x(t-1) \right) + dx(t-1), \\ dy(t) = \alpha \left(\Delta t^2 \frac{F_y(t-1) - G}{M} + \Delta t \cdot u_y(t-1) \right) + dy(t-1). \end{cases} \tag{5}$$

式中, $dx(t)$ 、 $dy(t)$ 分别为轴颈在时刻 t 的 x, y 方向的位移分量; $u_x(t)$ 、 $u_y(t)$ 分别为轴颈在时刻 t 的 x, y 方向的速度分量; Δt 为时间步长; α 为提高计算稳定性的松弛因子。

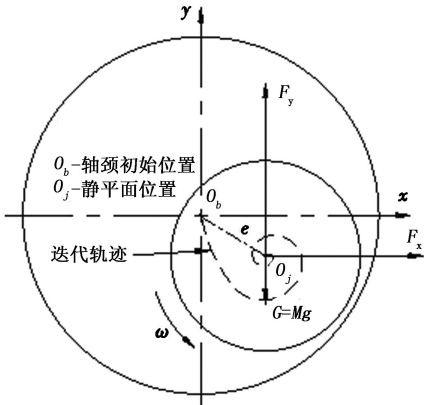


图 2 滑动轴承计算模型 (油膜间隙被放大)
Fig. 2 Calculation model of journal bearing
(exaggerated oil clearance)

图 3 给出了利用 CFD 方法求解滑动轴承静平

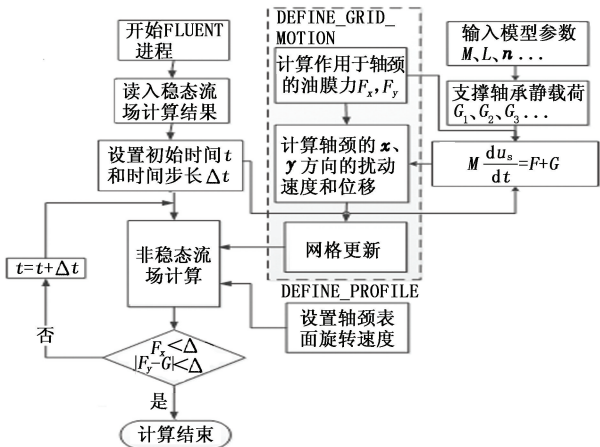


图 3 静平衡位置求解流程图
Fig. 3 Schematic diagram of solution of static equilibrium position

衡位置的过程。首先利用有限元方法得到转子-轴承系统中滑动轴承所受的静载荷,同时为了加快计算的收敛性,在轴颈初始位置进行稳态计算,利用有限体积法求解油膜压力,并用相应的油膜边界条件进行积分计算得到 x, y 方向的油膜力。将计算得到的静载荷和油膜力代入运动学方程(4),可得到轴颈的移动速度和位移(式(5)所示)。该求解流程必须通过迭代过程来完成,根据在每一个轴心位置 O_j 积分得到的油膜力与外载荷的比较,利用变流域动网格方法对油膜流场进行迭代更新,直到迭代过程进行到第 i 次时满足条件: $F_x < \Delta, |F_y - G| < \Delta$, 其中 Δ

为任意小的正数,此时迭代过程结束,所在的轴心位置 O_j 即为静平衡位置。

4 计算结果及其分析

轴心轨迹是轴承工作情况的综合反映,可以通过轴心轨迹的收敛和稳定位置判断滑动轴承的稳定性和承载能力。当不考虑动载荷时,利用本文中提出的 CFD 计算方法计算轴颈转速为 500 rad/s 时的静平衡位置,轴颈涡动轨迹如图 4 所示。从图 4 中可知,当轴颈从某一初始位置出发,计算到轴心位置坐标基本不变时即为静平衡位置。此时系统处于稳定状态,计算得到的油膜力水平分量 F_x 基本为 0,垂直分量 F_y 与轴承载荷大小相等,方向相反。可以明显看到,随着迭代计算过程进行,轴心从起始位置向最终的收敛位置绘出一条涡动轨迹。

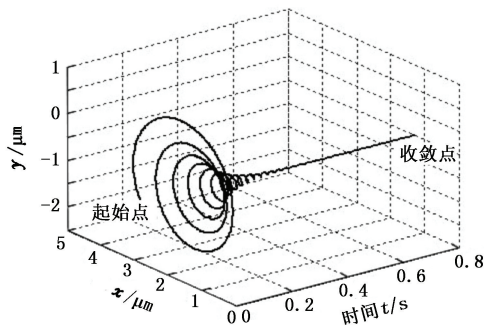


图 4 趋向静平衡位置的轴心轨迹

Fig. 4 Journal whirling orbits tending to static equilibrium position

对同一计算模型,轴颈从不同初始位置出发的轴心轨迹如图 5 所示。由图 5 可知,相同工作条件下滑动轴承的静平衡位置与轴颈初始位置无关,最终都会收敛于同一平衡位置。好的轴颈初始位置会缩短迭代轨迹,减小计算过程的收敛时间,因此计算过程中好的初始位置往往是推荐的,如果加入动载荷(偏心率)的影响后,轴心轨迹会以一定的轨迹绕该平衡位置扰动。

4.1 边界条件的影响

对于动压油膜轴承,油膜压力起始点的确定是一个复杂的问题,本文中提出几种边界条件的假设。为了对几种边界条件进行比较,对基于不同边界条件的轴承稳态流场进行计算,并通过 UDF 接口将压力取出后进行对比。图 6 为轴颈在某一偏心位置处,轴向 $z=4$ mm 处 3 种边界条件下的油膜压力分布。从图 6 可以看出,在油膜收敛区各计算模型得到的压力分布基本一致,而在油膜发散区压力分布相差较大,由于油膜不能承受负压,所以 Sommerfeld

和 Gumbel 边界条件都存在不合理性,当油膜压力低于气化压力时产生气穴^[13],因此考虑油膜破裂与再形成的气穴边界条件比较合理,而且油槽的存在对油膜压力分布也有较大影响,油槽各点的压力值相等,近似等于进口压力。

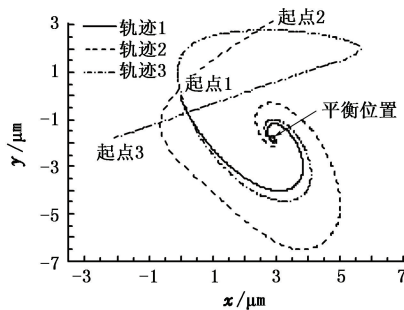


图 5 不同初始位置下的轴心轨迹

Fig. 5 Journal whirling orbits for different initial positions

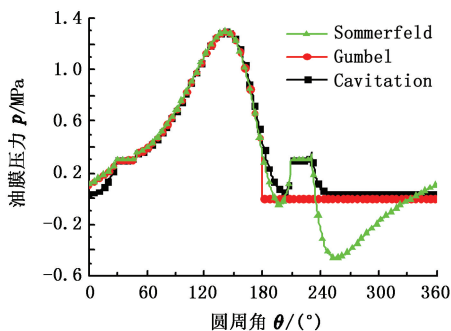


图 6 轴承 $z=4$ mm 处旋转变面压力周向分布

Fig. 6 Circumferential distributions of oil film pressure ($z=4$ mm)

由图 6 可知,根据不同边界条件求得的压力分布不同,必然会导致静平衡位置的变化。图 7 给出了不同的边界条件下静平衡位置与偏心率(静载荷)的关系,并与 Lund 和 Thomsen^[14] 计算的结果进行对比,发现根据不同的边界条件计算得到的静平衡位置差别较大,且随着静载荷增加,这种差距变

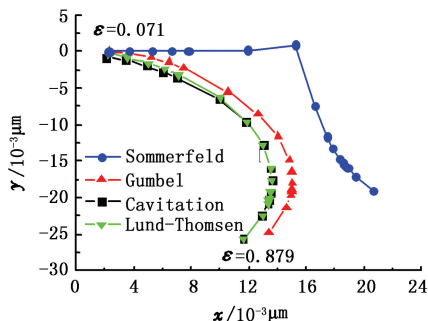


图 7 静平衡位置与偏心率的关系($L/D=0.5$)

Fig. 7 Diagram of static equilibrium position at different eccentricity ratios ($L/D=0.5$)

荷)的关系,并与 Lund 和 Thomsen^[14] 计算的结果进行对比,发现根据不同的边界条件计算得到的静平衡位置差别较大,且随着静载荷增加,这种差距变

大。本文采用动网格法和气穴模型得到的计算结果与文献[14]的结果几乎一致,证明了本文中提出的计算静平衡位置方法的准确性,并且该方法可以更方便地考虑轴承结构等的影响,而不用重新推导繁琐的公式。

4.2 不同轴承结构的静平衡位置计算

多油楔轴承与普通圆柱轴承不同,由多个圆弧构成,所以有多个收敛油楔,能形成多个动压油膜,因此不同轴承结构对应的静平衡位置不一样。图 8 为 3 种典型轴承结构(圆柱轴承、椭圆轴承和三油楔轴承)在不同轴颈旋转速度 ω 下的静平衡位置,由于圆柱轴承在 ω 为 1000 rad/s 时轴心轨迹已经发散,因此图中并没有给出其静平衡位置。从图 8 中可以明显看出,在相同转速下,圆柱轴承的静平衡位置离轴承中心最近,因此稳定性最差。椭圆轴承虽然距轴承中心最远,由于椭圆轴承的静平衡位置在竖直方向浮得最高,它与三油楔轴承的稳定性对比还有待研究。图 9 给出了同一速度下 3 种滑动轴承结构趋向静平衡位置的轴心轨迹。可以看出,从同一初始位置出发,圆柱轴承到达静平衡位置所需的时间最长,迭代步数最多,因此圆柱轴承的抗振性最差。

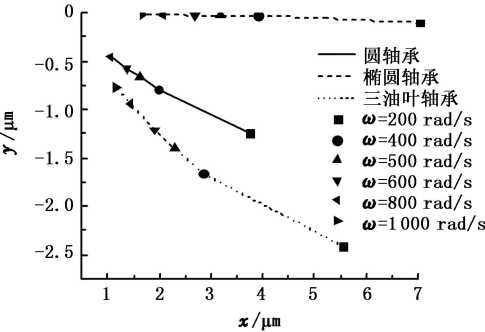


图 8 不同转速下不同轴承结构静平衡位置对比
Fig.8 Equilibrium position comparison of different bearing structure under different velocities

4.3 油膜间隙对静平衡位置的影响

对于滑动轴承支撑的转子系统,由动压油膜产生的轴承特性随着轴承结构参数的变化而变化,主要结构参数包括轴承长度、油膜间隙等,相比于轴承长径比,油膜间隙对轴承特性的影响更复杂,更明显。因此本文中计算讨论了不同间隙比下的椭圆轴承的静平衡位置,且得到的结论同样适用于其他轴承结构。图 10 为轴颈转速为 1000 rad/s 时静平衡位置随油膜间隙的变化情况。由图 10 可知,当顶间隙不变,随着侧间隙增大,预载荷系数随之增大,同时椭圆轴承的静平衡位置呈近似线性下沉,但主要

以垂直方向位移为主,水平方向位移比较小。当侧间隙不变,随着顶间隙增大,椭圆轴承的静平衡位置缓慢上浮,以水平方向位移为主,因此对于多油楔轴承,侧隙对静平衡位置的影响没有顶隙的大。

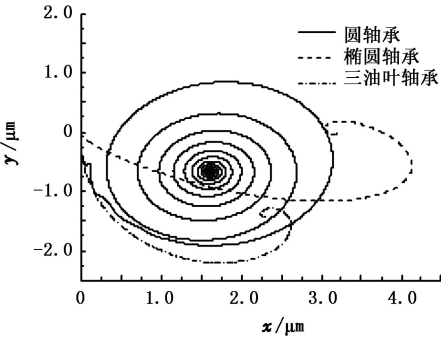


图 9 不同轴承结构的轴心轨迹
Fig.9 Journal whirling orbits for different bearing structure

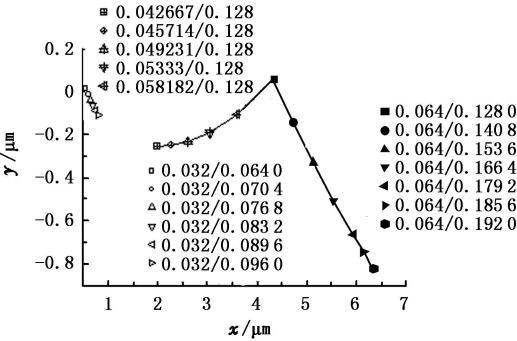


图 10 油膜间隙对椭圆轴承静平衡位置的影响
Fig.10 Effects of oil clearance on static equilibrium position of journal bearing

4.4 转速度的影响

静平衡位置不仅与静载荷有关,而且决定于轴颈的旋转速度。从图 8 中可以看出,随着旋转速度升高,轴心向轴承中心移动,轴承稳定性下降。图 11 给出了圆柱轴承在不同转速下从同一初始位置

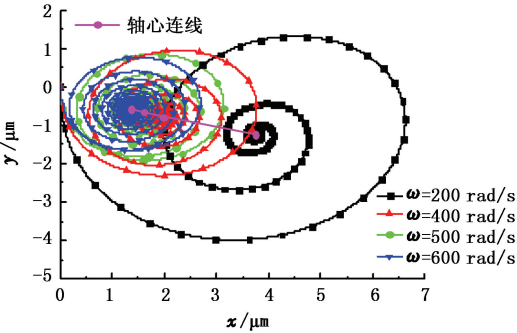


图 11 静平衡位置与转速度的关系
Fig.11 Relationship between static equilibrium position and rotating speed

出发的轴心轨迹。从图 11 中再次证明,旋转速度越

大,轴心涡动轨迹越长,所需迭代时间越长,这时轴承抗振性也越差。

5 结 论

(1)在瞬态流场计算的基础上提出的计算滑动轴承静平衡位置的新方法与已有的计算数据吻合很好。

(2)通过 FLUENT 气穴模型的引入很好地考虑了在油膜发散区内气穴的形成与破裂,论证了气穴模型的有效性和合理性。

(3)新的变流域动网格方法可以实现轴颈的任意扰动,轴颈趋向静平衡位置的涡动轨迹及稳定位置可以用来分析滑动轴承的稳定性,多油楔轴承的稳定性优于圆柱轴承,高速时轴承抗振性较差。

(4)滑动轴承的静平衡位置与轴颈初始位置无关,随着静载荷的变化,静平衡位置点在直角坐标系内呈半圆形分布,相比于侧隙,顶隙对多油楔轴承的静平衡位置的影响更大。

参考文献:

- [1] NICOLTA M E, FLORIN D, THEO G K J. A stability analysis for a hydrodynamic three-wave journal bearing [J]. Tribology International, 2008,41:434-442.
- [2] SZERI A Z. Fluid film lubrication [M]. New York: Cambridge University Press, 2011.
- [3] ZHENG T, HASEBE N. Calculation of equilibrium position and dynamic coefficients of a journal bearing using free boundary theory [J]. ASME Journal of Tribology, 2000,122:616-621.
- [4] 虞烈,刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2001.
- [5] SOMEYA T. Journal-bearing databook [M]. Berlin: Springer-Verlag, 1989.
- [6] PANDAY K M, CHOUDHURY P L, KUMAR N P. Numerical unsteady analysis of thin film lubricated journal bearing [J]. International Journal of Engineering and Technology, 2012,4(2):185-191.
- [7] GUO Z, HIRANO T, KIRK R G. Application of CFD analysis for rotating machinery: part 1-hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005,127:445-451.
- [8] CUPILLARD S, GLAVATSKIH S, GERVANTES M J. Computational fluid dynamic analysis of a journal bearing with surface texturing [J]. Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2008,222(J2):97-107.
- [9] JAKOBSSON B, FLOBERG L. The finite journal bearing considering vaporization [M]. Gothenburg: Chalmers Tekniska Högskolas Handlingar, 1957.
- [10] SINGHAL A K, ATHAVALE M M, LI H Y, et al. Mathematical basis and validation of the full cavitation model [J]. Journal of Fluids Engineering, 2002,124(3):617-624.
- [11] MERUANE V, PASCUAL R. Identification of nonlinear dynamic coefficients in plain journal bearings [J]. Tribology International, 2008,41:743-754.
- [12] LI Q, LIU S L, PAN X H, et al. A new method for studying the 3D transient flow of misaligned journal bearings in flexible rotor-bearing systems [J]. Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering), 2012,13(4):293-310.
- [13] LUND J W. Rotor-bearing dynamics [R]. Denmark: Lecture Notes, Technical University of Denmark, 1979.
- [14] LUND J W, THOMSEN K K. A calculation method and data for the dynamic coefficients of oil-lubricated journal bearings: topics in Fluid Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization ASME [C]. New York: c1978.

(编辑 沈玉英)