

轴颈偏斜对径向滑动轴承静态性能的影响

王晓红, 周大元, 石玉权, 李 卉

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 研究了轴颈偏斜对径向滑动轴承静态性能的影响。推导了轴颈偏斜时油膜厚度表达式, 计算中考虑温度变化, 联解雷诺方程、能量方程与温粘方程, 计算了不同偏斜角、不同偏斜方位时轴承的压力和温度分布以及不同偏心率、不同偏斜角度时轴承的静态特性。结果表明: 轴颈偏斜时, 油膜厚度、油膜压力与油膜温度分布变化明显, 最小油膜厚度出现在端部, 最大油膜压力与最高温度均向轴承端部移动; 对轴承静态性能的影响也较明显, 油膜反力随偏斜角增大而增大, 阻力系数随偏斜角增大而减小, 对端泄油量的影响在不同偏心率时规律不同。

关 键 词: 轴颈偏斜; 径向滑动轴承; 温度变化; 能量方程; 静态性能

中图分类号: TH133.31 文献标识码: A

引 言

在进行径向滑动轴承性能计算时, 通常假设轴颈轴线与轴承孔轴线平行, 不考虑轴颈偏斜的影响。但实践中, 由于安装误差、受力变形等因素影响, 轴颈在轴承孔中很可能处于偏斜的状态。由于轴颈偏斜量与油膜厚度处于同一数量级, 偏斜引起的轴向油膜厚度分布变化量相对较大, 如不考虑轴颈偏斜, 必会带来很大误差, 故研究轴颈偏斜对轴承性能的影响很有必要。

影响很有必要。

轴颈偏斜对轴承性能影响的研究有很多报道^[1~3], 但这些文章一般没有进行系统理论计算, 或在计算中假设润滑油粘度一定。而实际上, 由于轴瓦的温度分布并不均匀, 导致润滑油粘度也在变化, 从而影响承载力等轴承性能。本文在计算过程中综合考虑了温度、粘度变化, 联解雷诺方程、能量方程与温粘方程分析轴颈偏斜对轴承静态性能的影响, 使计算结果更接近于实际。

1 确定轴心位置

当轴颈偏斜时, 轴颈在轴承中的位置如图 1 所示, 坐标系建立为: 在轴承端面圆心处选取原点, Z 轴为轴承的宽度方向, Y 轴为竖直向上, X 轴与 Y 轴、 Z 轴构成笛卡儿坐标系。在中截面上轴颈中心 O_j 相对于轴承中心 O 的偏心距为 e , 偏位角为 θ , 在 $X-Y$ 平面上, e 在 X 、 Y 轴分量分别为 e_x 、 e_y 。由于轴颈偏斜, 各点轴心位置不再相同, 如以中截面轴颈中心为基点偏斜, Y 向偏斜角度为 τ 、 X 向偏斜角度为 σ (τ 、 σ 顺时针为正), 此时轴向各点偏心距为轴线上截面偏心距与偏斜量的几何和。

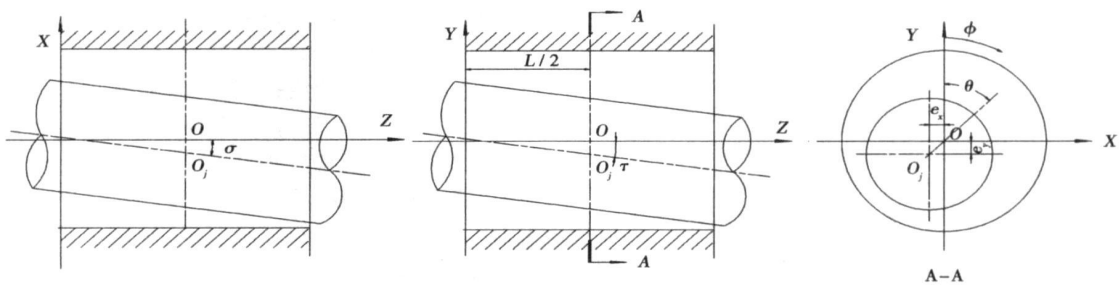


图 1 轴颈在轴承中位置示意图

在 X-Z 平面内:

$$e_x(z) = e_x + (L/2 - z) \tan \sigma \tag{1}$$

在 Y-Z 平面内:

$$e_y(z) = e_y + (L/2 - z) \tan \tau \tag{2}$$

因此, 各点的偏心距及偏位角为:

$$e(z) = \sqrt{e_y^2(z) + e_x^2(z)} \tag{3}$$

$$\theta(z) = \arctan(e_x(z)/e_y(z)) \tag{4}$$

式中: $e(z)$ —轴向各点偏心距; $e_x(z)$ 、 $e_y(z)$ — $e(z)$ 的 X、Y 向分量; $\theta(z)$ —轴向各点偏位角; L —轴承宽度。

2 基本方程及边界条件

2.1 油膜厚度

在不考虑轴颈偏斜时, 油膜厚度表达式为^[4]:

$$h = C + e \cos(\Phi - \theta) \tag{5}$$

式中: C —轴承半径间隙; Φ —由 Y 轴沿角速度方向计量的角度。

由于轴颈偏斜各点轴心位置变化, 各点 e 、 θ 不同, 因此, 油膜厚度公式为:

$$h = C + e(z) \cos(\Phi - \theta(z)) \tag{6}$$

由式(6)可以计算轴颈偏斜时轴瓦上各点的油膜厚度。

2.2 雷诺方程

以两油叶轴承为例, 静态载荷时, 油叶轴承的雷诺方程的无量纲形式为^[4]:

$$\frac{\partial}{\partial \Phi} \left(\frac{h_i^3}{\mu_i R_x} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{h_i^3}{\mu_i R_z} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \lambda} \right) = -6 \epsilon_{im} \sin(\Phi - \theta(z)) \tag{7}$$

式中: p —油膜压力; D —轴承直径; L —轴承宽度; ϵ_{im} —油叶偏心率; R_x 、 R_z —紊流因子; μ_i —润滑油的粘度; λ —轴向坐标。

雷诺方程的边界条件^[5]:

$$\left. \begin{aligned} \lambda = 0, 1 & \quad \bar{p}_i = 0 \\ \Phi = \gamma_i - \frac{\beta}{2}; \Phi = \gamma_i + \frac{\beta}{2} \text{ (不含 } \lambda = 0, 1) & \quad \bar{p}_i = \bar{p}_0 \\ (\gamma_i - \frac{\beta}{2}) < \Phi < (\gamma_i + \frac{\beta}{2}) \text{ (} \lambda \neq 0, 1) & \quad \bar{p}_i = \bar{p}_i(\Phi, \lambda) \end{aligned} \right\}$$

式中: β —油叶有效张角; γ_i —由 Y 轴沿轴颈方向到第 i 个油叶中心线的夹角。

当 \bar{p}_i 出现负值时(油膜破裂), 按 $\bar{p}_i = \frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi} = 0$ 并修改边界, 将新的边界线以外的 \bar{p}_i 作为零处理。

2.3 能量方程

层流条件下的能量方程无量纲形式^[4]:

$$\left(h_i - \frac{h_i^3}{6 \mu_i} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi} \right) \frac{\partial T_i}{\partial \Phi} - \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{h_i^3}{6 \mu_i} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \lambda} \frac{\partial T_i}{\partial \lambda} = K \frac{\mu_i}{h_i} \left(1 + \frac{h_i^4}{12 \mu_i^2} \left(\left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi} \right)^2 + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial \lambda} \right)^2 \right) \right) \tag{8}$$

紊流条件下的能量方程无量纲形式:

$$\left(h_i - \frac{h_i^3}{6 \mu_i R_x} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi} \right) \frac{\partial T_i}{\partial \Phi} - \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{h_i^3}{6 \mu_i R_z} \frac{\partial \Phi_i}{\partial \lambda} \frac{\partial T_i}{\partial \lambda} = \frac{R_{ec}}{2} \times C_f + \frac{h_i^3}{12 \mu_i R_x} \left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial \Phi} \right)^2 + \frac{h_i^3}{12 \mu_i R_z} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \Phi_i}{\partial \lambda} \right)^2 \tag{9}$$

式(8)和式(9)中: T_i —各点温度; $K = \frac{2 \omega \mu_0}{\Psi_m^2} \frac{1}{\rho C_v T_0}$ (ω —轴颈角速度; C_v —油的比热容; ρ —油的密度; Ψ_m —轴承间隙比; R_{ec} —雷诺数; C_f —紊流摩擦因子)。

能量方程的边界条件: 润滑剂入口处的一排节点温度为供油温度。求解时以此作为初值, 应用步进方法求解温度场。

2.4 温粘方程

用指数函数的形式列出温粘方程来近似地替代温粘关系。温粘方程无量纲形式:

$$\mu_i = A e^{-B T_i} \tag{10}$$

式中: A 、 B —温粘方程的待定系数, 用最小二乘法计算。

3 基本方程求解与特性参数计算

3.1 基本方程求解过程

用有限差分法求解雷诺方程^[6], 采用上述的雷诺边界条件计算压力。对于不同的求解区域采用不同的差分格式, 压力差分方程组采用超松弛迭代法(SOR), 从而解得整个求解区域的压力分布。

能量方程的求解同样采用有限差分方法^[6], 将雷诺方程解得的压力分布带入到能量方程解得温度分布, 将温度值代入到温粘方程求解各点滑油粘度, 再将粘度值代入雷诺方程, 解得压力分布, 如此反复迭代达到要求精度为止。

按上述方法, 即由雷诺方程、能量方程与温粘方程联立求解, 可求得各油叶的压力分布、温度分布及粘度分布, 从而求得静态特性分布。

3.2 静态特性参数计算

3.2.1 承载能力计算

轴承承载力在 X、Y 方向分量:

$$\left. \begin{aligned} F_X &= \sum_{i=1}^n \left(- \int_0^L \int_{\gamma_i - \frac{\beta}{2}}^{\gamma_i + \frac{\beta}{2}} P_i \sin \Phi R d\Phi dz \right) \\ F_Y &= \sum_{i=1}^n \left(- \int_0^L \int_{\gamma_i - \frac{\beta}{2}}^{\gamma_i + \frac{\beta}{2}} P_i \cos \Phi R d\Phi dz \right) \end{aligned} \right\} \tag{11}$$

轴承承载力:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (12)$$

3.2.2 端泄流量计算

单位长度的流量:

$$q_{iz} = -\frac{h_i^3}{12\mu_i R_z} \frac{\partial p_i}{\partial z} \quad (13)$$

轴承端泄量:

$$Q = \sum_{i=1}^n \left(\int_{\gamma_i^-}^{\gamma_i^+} (q_{iz} \Big|_{z=0}) \cdot R d\Phi + \int_{\gamma_i^-}^{\gamma_i^+} (q_{iz} \Big|_{z=L}) \cdot R d\Phi \right) \quad (14)$$

3.2.3 摩擦阻力与摩擦系数

各油叶摩擦阻力:

层流时:

$$F_{iXM} = \iint \left(\frac{U\mu_i}{h_i} + \frac{h_i}{2} \frac{\partial p_i}{\partial x} \right) dA \quad (15)$$

紊流时:

$$F_{iM} = \iint C_f \frac{1}{2} \rho U^2 dA \quad (16)$$

其中参数含义如前所述, 计算面积 A 按自然边界条件(考虑油膜破裂区)。

轴承摩擦系数:

$$f = \frac{\sum_{i=1}^n F_{iXM}}{F} \quad (17)$$

4 算例及计算结果分析

对于不同偏斜方向与偏斜角度进行计算, 分别取中间截面偏位角 $\theta=0^\circ$; 偏心率 $\epsilon=0.8$; 偏斜角度 $\sigma=0.01^\circ, 0.06^\circ$; $\tau=0.01^\circ, 0.015^\circ$ 。为了进行比较, 计算中使轴颈不偏斜时的偏心率、偏位角与轴颈偏斜时中截面的偏心率、偏位角分别相等。

以一个轴承($D=60\text{ mm}$, $L=60\text{ mm}$, $C=0.06\text{ mm}$, $n=3\ 000\text{ r/min}$, $\epsilon=0.8$)为例, 计算不同偏斜角时轴承油膜压力、油膜厚度与温度分布, 图 2~图 6 为承载油叶的各变量分布。从图中可以看出: 轴颈不偏斜时, 油膜压力最大值在轴承中截面上, 轴颈偏斜时, 油膜最大压力向轴承端面移动, 偏斜角越大越靠近端部, 最大油膜压力由 17.4 MPa(图 2; 不偏斜)增加到 22.96 MPa(图 4; $\tau=0.015^\circ$), 增加了 32%, 轴颈不偏斜时(图 2; 不偏斜), 压力变化曲线比较平缓, 而偏斜时(图 3~图 6), 压力变化曲线较陡。当偏斜方位在 Y 方向时最大压力向一端移动, 而当偏斜方位在 X 方向时最大压力向两端移动, 即有两个峰值; 当轴颈不偏斜时同一角度油膜厚度在轴向是相同的, 当轴颈偏斜时同一角度的油膜厚度在轴向是不同的, 最小油膜厚度出现在轴承端部, 偏斜角越大最小油膜厚度越小(由 12.00 μm 减小到 2.72 μm); 油膜最高温度随着偏斜角增大而升高(由 92.56 $^\circ\text{C}$ 增加到 142.9 $^\circ\text{C}$), 并且最高温度的位置向轴承端部移动。

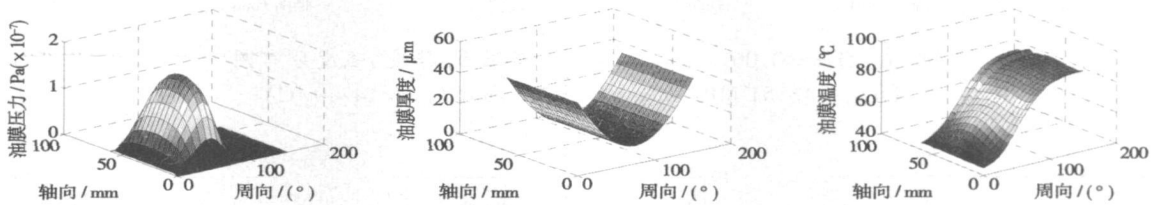


图 2 当 $\sigma=0^\circ, \tau=0^\circ$ 时, 油膜压力、厚度、温度分布图
($p_{\max}=17.4\text{ MPa}$, $h_{\min}=0.012\text{ mm}$, $T_{\max}=92.56\text{ }^\circ\text{C}$)

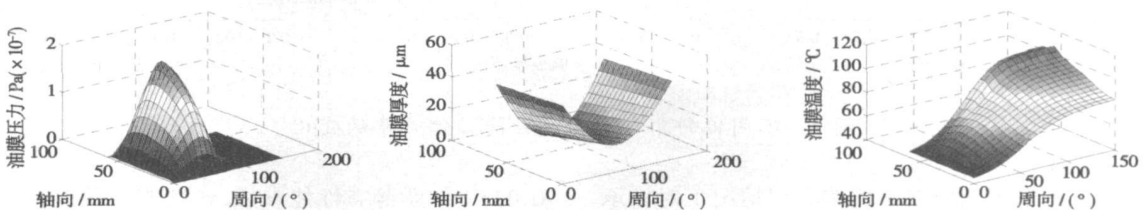


图 3 当 $\sigma=0^\circ, \tau=0.01^\circ$ 时, 油膜压力、厚度、温度分布图
($p_{\max}=19.79\text{ MPa}$, $h_{\min}=0.0067\text{ mm}$, $T_{\max}=106.6\text{ }^\circ\text{C}$)

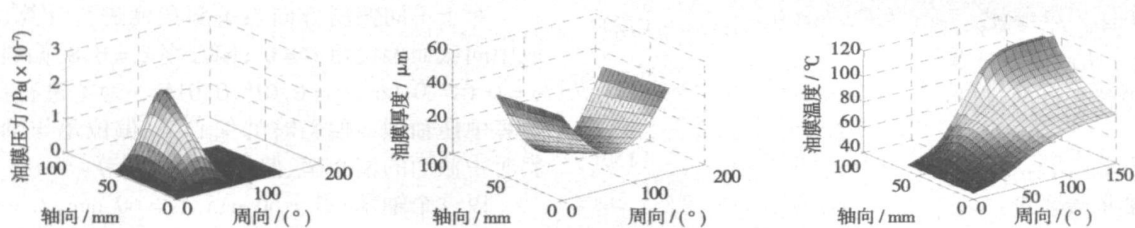


图 4 当 $\sigma=0^\circ, \tau=0.015^\circ$ 时, 油膜压力、厚度、温度分布图
 ($p_{\max}=22.96 \text{ MPa}, h_{\min}=0.004 \text{ mm}, T_{\max}=119.3 \text{ }^\circ\text{C}$)

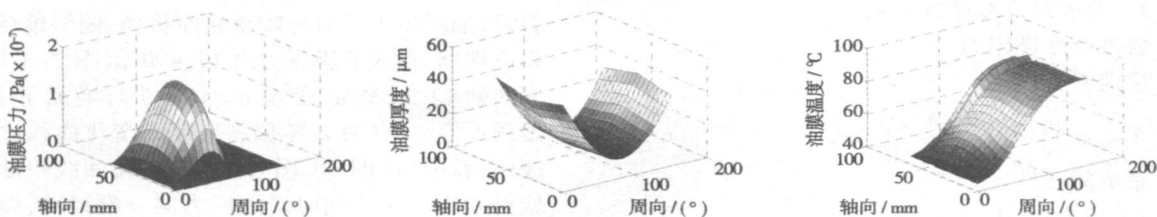


图 5 当 $\sigma=0.01^\circ, \tau=0.00^\circ$ 时, 油膜压力、厚度、温度分布图
 ($p_{\max}=17.61 \text{ MPa}, h_{\min}=0.0117 \text{ mm}, T_{\max}=93.5 \text{ }^\circ\text{C}$)

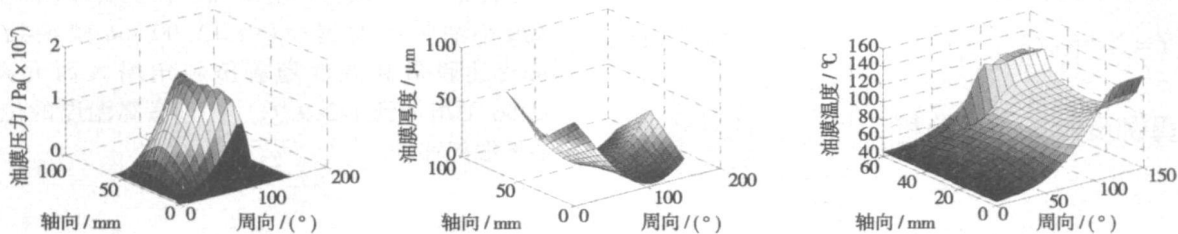


图 6 当 $\sigma=0.06^\circ, \tau=0.00^\circ$ 时, 油膜压力、厚度、温度分布图
 ($p_{\max}=18.51 \text{ MPa}, h_{\min}=0.0027 \text{ mm}, T_{\max}=142.9 \text{ }^\circ\text{C}$)

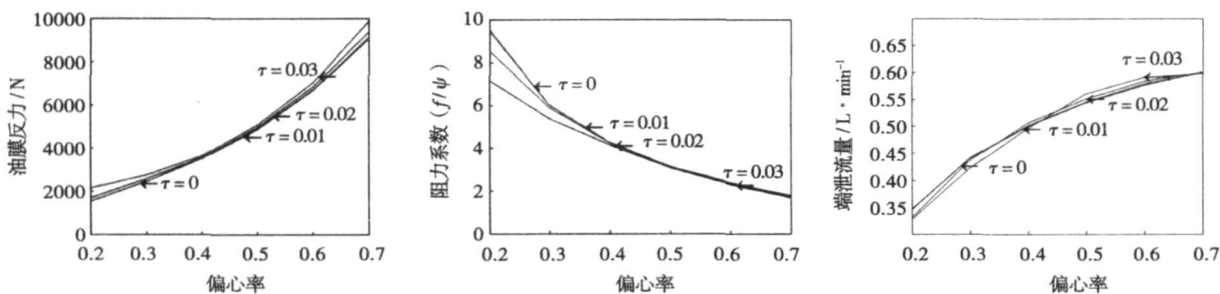


图 7 不同偏斜角轴承静态性能随偏心率的变化

为了分析轴颈偏斜在不同偏心率情况下对轴承静态性能的影响, 计算了轴承 ($D=60 \text{ mm}, L=60 \text{ mm}, C=0.06 \text{ mm}, n=3\ 000 \text{ r/min}$) 在不同偏心率 ($\epsilon=0.2 \sim 0.7$)、不同偏斜角度 ($\tau=0, 0.01, 0.02,$

0.03) 下轴承静态性能参数, 各性能参数变化曲线如图 7 所示。从图中可以看出: 油膜反力在偏心率相对较小时, 偏斜量对其影响最明显, 其次是偏心率较大时影响也较明显, 油膜反力随偏斜量增大而增大,

如偏心率为 0.2 时, 油膜反力增加了 39.6% (由 1 534 N 增加到 2 141 N); 偏心率为 0.4 时, 油膜反力增加 3.8% (由 3 518 N 增加到 3 655 N); 偏心率为 0.7 时, 油膜反力增加 8.9% (由 9 075 N 增加到 9 889 N)。轴承端泄流量在不同偏心率时随偏斜角变化规律不同, 这是因为端泄量不仅与油流速度和间隙有关, 而且与油的粘度也有很大关系, 是综合作用的结果, 因此不同轴承不同工况下相同偏心率端泄流量随偏斜角变化也会不同; 阻力系数随着偏斜角的增大而变小, 在偏心率较小时影响较明显。

5 结 论

轴颈偏斜时, 油膜压力、油膜温度与油膜厚度分布变化明显。最大油膜压力与最高温度均向轴承端部移动, 且随偏斜角增大而增大, 轴颈不偏斜时, 压力变化曲线比较平缓, 而轴颈偏斜时, 油膜压力出现了明显的局部最大值, 压力变化曲线较陡。最小油膜厚度位置出现在轴承端部, 且随偏斜角增大而减小。各参数的分布变化与轴颈偏斜方位有关, 偏斜方位不同变化规律也不同。

轴颈偏斜时, 轴承油膜反力随偏斜角增大而增大, 在偏心率较小或较大时分布变化比较明显; 阻力系数随偏斜角增大而减小, 且在偏心率较小时影响较明显; 对端泄油量的影响在不同偏心率时规律不同。

虽轴颈偏斜时, 轴承油膜反力随偏斜角增大而增大, 阻力系数随偏斜角的增大而减小, 但因最小油膜厚度随偏斜角的增大而减小, 温度随偏斜角的增大而增大, 而轴承的最小油膜厚度不能过小、最高温度不能过高, 故要从整体角度对轴颈偏斜角进行限制。

综上所述, 轴颈偏斜对轴承静态性能影响较明显, 影响因素也较复杂, 轴颈偏斜不仅影响压力分布、油膜厚度分布, 同时对温度分布也有很大的影响。因此, 在工程计算中, 需要考虑轴颈偏斜对轴承静态性能影响。

参考文献:

- [1] 孙 军, 桂长林, 李 震, 等. 计及轴颈倾斜的径向滑动轴承流体动力润滑分析[J]. 中国机械工程, 2004, 15(9): 1565-1568.
- [2] 朱汉华, 刘正林, 温诗铸, 等. 船舶轴系尾轴承动态润滑计算[J]. 武汉理工大学学报, 2005, 29(1): 5-9
- [3] BOUYER J. An experimental analysis of misalignment effects on hydrodynamic plain journal bearing performance[J]. ASME Journal of Tribology, 2002, 124(2): 313-319.
- [4] 张直明, 张言羊, 谢友柏, 等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- [5] 陈伯贤, 裘祖干, 张慧生, 等. 流体润滑理论及其应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [6] 温诗铸, 黄 平. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2002

(编辑 柴舒)

新 机 组

Zorya-Mashproekt 正在研制 60 MW 燃气轮机

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2007 年 6 月号报道, 乌克兰 Zorya-Mashproekt (曙光—机器设计科研生产联合体) 已经结束了用于电力生产的 60 MW 级燃气轮机的设计过程并开始装配第一台该新型燃气轮机。

该新型燃气轮机的目标是填补 Zorya-Mashproekt 25 和 110 MW 级燃气轮机之间的间隙。

该新型机为单轴设计: 具有压比 18 的 15 级轴流压气机、4 级轴流涡轮和具有 20 个燃烧室的管—环式逆流燃烧室。输出功率法兰位于发动机冷端。前 4 级压气机是可转导叶。

按照设计, 该燃气轮机将以两种机型应用于电力生产。第一种机型在 3 960 r/min 额定转速下的额定输出功率为 47 MW, 将取名为 UGT 45000。第二种机型在 4 320 r/min 额定转速下的额定输出功率为 63 MW, 将取名为 UGT 60000。

两型机组的热效率约为 38%, 并且是专门为联合生产或联合循环应用研制的。

目前已装配第一台该型燃气轮机并开始工厂试验。

(吉桂明 供稿)

tion-control Algorithm[刊, 汉] / LI Hui-min, HE Yong (College of Mechanical Engineering, Donghua University, Shanghai, Post Code: 200051), ZENG Sheng (Chemical Machinery Research Institute, Zhejiang University, Hangzhou, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 78 ~ 82

A kind of supporting structure for the on-line regulation of rotor shaft position, namely, an electromagnetic auxiliary support, was introduced by the authors. An on-line regulation of the rotor shaft position in space can be conducted by controlling the current in an electromagnetic actuator coil, and the out-of-alignment between rotor system shaftings, eliminated. The additional vibration caused by the out-of-alignment is considered as a kind of interference. An identification and control of the out-of-alignment can be automatically realized under the condition of a running rotor by adopting a self-searching optimal control algorithm and feedforward control algorithm with self-learning functions. Finally, an experimental verification and comparison was performed in a single-disk symmetrical rotor-bearing system. The experimental results show that both control methods have a relatively good correction ability for the out-of-alignment between shaftings. Moreover, for the out-of-alignment self-searching optimal controller, there is no need to establish an accurate mathematical model expression for an out-of-alignment system and the demands to displacement sensors are not high but a relatively long searching time is required. The out-of-alignment feedforward self-learning controller is also exempt from the need to establish an accurate mathematical model. It takes a relatively short search time, but puts forward comparatively high demands to displacement sensors. **Key words:** electromagnetic bearing, out-of-alignment, feedforward control, self-searching optimal control

轴颈偏斜对径向滑动轴承静态性能的影响 = Effect of Journal Deflection on the Static Performance of Radial Sliding Bearings[刊, 汉] / WANG Xiao-hong, ZHOU Da-yuan, SHI Yu-quan, et al (No. 703 Research Institute of China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 83 ~ 87

The effect of journal deflection on the static performance of radial sliding bearings was studied, and an oil film thickness expression derived in the case of journal deflection. During the calculation the temperature variation has been taken into account. Reynolds Equation, energy equation and temperature-viscosity equation have been simultaneously solved. The authors have calculated the pressure and temperature distribution on the bearing at different deflection angles and oblique orientations as well as the static performance of the bearing at different eccentricities and deflection angles. It has been shown that when the journal is being deflected, the distribution of oil film thickness, pressure and temperature changes significantly and the minimum oil film thickness appears at the ends. In the meantime, the maximum oil film pressure and temperature all tend to move to the bearing ends and exercise a relatively conspicuous influence on the static performance of the bearing. With an increase of the deflection angle the oil film reaction force will increase, but the drag coefficient, decrease. The law governing the influence of oil leakage at bearing ends reveals itself as different at different bearing eccentricities. **Key words:** journal deflection, radial sliding bearing, temperature variation, energy equation, static performance

新型低热损失微燃烧器原型的实验研究 = Experimental Study of a Novel Miniature-burner Prototype with a Low Heat Loss[刊, 汉] / JIANG Li-qiao (Department of Thermal Science and Energy Source, China State University of Science and Technology, Hefei, Post Code: 230026), ZHAO Dai-qing, WANG Xiao-han, YANG Wei-bin (Chinese Academy of Sciences Guangzhou Institute of Energy Conversion, Guangzhou, Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(1). — 88 ~ 91

An experimental study has been conducted of a new method for reducing the heat loss of a miniature burner, the working principle of which lies in its preheating of unburned gas mixture by admitting gas uniformly through porous wall surfaces and in the meanwhile by reducing the temperature of the wall surfaces, thus effectively lowering the heat loss of the burner. The experimental results show that the adoption of a combined gas admission mode of supplying the burner with fuel-rich gas mixture in a circumferential direction and air from the central portion of end wall surfaces can contribute to the formation of a stable tubular premixed flame inside the miniature burner, the flame assuming a blue color and burning steadily. When the flame temperature reaches a level higher than 1100 °C, the burner inner wall temperature will be lower