

低速重载风电齿轮箱径向滑动轴承 多运行状态润滑性能分析

赵帅可, 苏华

(西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072)

摘 要:针对风电齿轮箱中径向滑动轴承频繁启动、低速重载、偏航倾斜等工况,基于平均 Reynolds 方程建立径向滑动轴承瞬时启动与运行工况耦合的润滑性能数值分析模型,分析了启动阶段轴径轴心运动轨迹,获得启动至稳定阶段轴承膜厚变化状态;分别研究了表面综合粗糙度、轴颈倾斜角度、轴颈转速对轴承启动和稳定运行整个阶段润滑性能的影响规律。结果表明:启动阶段偏心率出现最大值,粗糙接触引起破膜风险最大;随着表面综合粗糙度由 0.6 增大至 1.2 μm ,轴承承载力和摩擦因数均增加,启动阶段的最大承载力和摩擦因数比稳定阶段增加约 13.62% 和 131.58%;随着轴径倾斜角度由 0.000 1° 增大至 0.000 4°,轴承承载力和摩擦因数均增大,且启动阶段的最大承载力和摩擦因数比稳定阶段平均约高出 30% 和 116%;随着转速的增加,轴承的承载力增大,摩擦因数减小,有利于提高轴承性能。计算结果为评价滑动轴承频繁启动工况下的磨损风险提供了重要依据,为滑动轴承的运行温度、油膜压力等轴承结构设计和选型提供参考。

关 键 词:风电齿轮箱;轴心轨迹;瞬态/稳态耦合计算;微凸体承载比;轴颈倾斜;启停

中图分类号:TH117

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2023)05-0978-09

风力发电有望成为未来绿色能源的主要来源,风电齿轮箱作为风力发电设备的主要装置,有着巨大的科研价值和市场潜力。传统的风电齿轮箱广泛使用滚动轴承作为传动装置支承,但是滚动轴承因传递扭矩小、承载力小、故障率高等问题无法满足风力发电机大功率、高承载力的发展需求。因此,研制能够满足大传递扭矩、大承载力、高稳定性且制造成本低的支承系统十分迫切。与滚动轴承相比,滑动轴承具有高承载力和高稳定性的优势,因此以滑动轴承部分取代传统风电齿轮箱中的滚动轴承,是未来风电齿轮箱传动系统支承的一种可行方案和研究趋势。

由于风力和风向变化的随机性,风电齿轮箱滑动轴承具有启动频繁、载荷大小和方向多变、低速重载等运行特点。

频繁启停和变载使得轴承更容易发生破膜,因

此研究启动工况下风电齿轮箱中径向滑动轴承的润滑特性十分重要。国内外已有不少学者开展了径向滑动轴承启动过程中润滑性能的研究,如 Liang 等^[1]将欧拉方程、平均 Reynolds 方程耦合起来,建立了水润滑径向滑动轴承启动模型,研究了冲击载荷对于轴承系统稳定性的影响;Chen 等^[2]将非理想轴颈的瞬态混合润滑模型与轴颈运动方程耦合,研究了水润滑轴承启动过程中轴颈缺陷对其摩擦动力学行为的影响;Li 等^[3]通过试验的方法测得了不同工况下滑动轴承的摩擦因数和磨损量,并指出启动工况下轴承的磨损量和摩擦因数远大于稳态工况;Cui 等^[4]研究了不同表面粗糙度对轴颈中心瞬态运动、瞬态平均油膜厚度、动水压力和接触压力的影响,指出表面粗糙度对轴承启动初期的瞬态特性有重要影响。

风电机组的服役工况比较恶劣,常年在低速、重

收稿日期:2022-11-25

作者简介:赵帅可(1998—),西北工业大学硕士研究生,主要从事密封与润滑研究。

通信作者:苏华(1968—),西北工业大学教授,主要从事航空发动机密封研究。e-mail:huasu@nwpu.edu.cn

载的工况下运行, 较难形成稳定的动压油膜, 频繁的变载冲击会使滑动轴承中的油膜容易发生破裂造成轴径/轴瓦粗糙表面接触, 且偏航力矩所造成的轴颈倾斜也会对滑动轴承的性能产生较大影响。因此研究风电齿轮箱中的径向滑动轴承性能时, 还必须综合考虑表面粗糙效应、轴颈倾斜以及转速等变化对轴承性能的影响。目前, 国内外很多学者对考虑粗糙表面和轴颈倾斜的径向滑动轴承开展了相关研究。如 Sun 等^[5-6]通过理论和试验的方法研究了粗糙表面滑动轴承在轴颈受载倾斜时的润滑性能, 指出在滑动轴承设计中应考虑轴颈变形倾斜所产生的影响; Sander 等^[7]基于平均 Reynolds 方程研究了径向滑动轴承从流体动力润滑状态到混合润滑状态下的摩擦行为, 通过 2 种不同静载荷的摩擦试验, 指出了表面粗糙度对微凸体接触和摩擦力矩的影响不可忽视; 李彪等^[8]基于平均 Reynolds 方程, 建立了考虑粗糙表面径向滑动轴承润滑模型, 探究了滑动轴承中表面形貌和轴颈倾斜对轴承润滑特性的影响规律, 指出在对轴承润滑性能分析时不能忽略表面形貌的影响。上述研究一般仅考虑了稳态条件下的轴承性能, 很少涉及启动等瞬态阶段。

可以看出, 目前针对瞬态或稳态条件下的滑动轴承性能研究基本上是各自独立进行的, 瞬态和稳态耦合的相关研究鲜有报道。但是对于风电齿轮箱滑动轴承而言, 频繁的启动和多变载荷工况下的性能稳定性必须同时考虑。本文基于平均 Reynolds 方程, 提出一种将滑动轴承启动瞬态润滑工况和稳态润滑工况耦合起来的性能分析方法, 分析由启动阶段至稳态工况的轴心运动轨迹以及不同作用角下轴承润滑油膜厚度、承载力的分布情况; 研究表面粗糙度、轴颈倾斜角度和轴颈转速对启动阶段和稳态工况下滑动轴承润滑性能参数的影响, 以获得风电齿轮箱滑动轴承从启动至稳定运行的整体运行润滑特征。

1 几何模型

本文研究的风电齿轮箱滑动轴承结构如图 1 所示, 在偏航力矩作用下轴颈会发生倾斜。其中, γ 为轴颈倾斜角度; L 为轴承宽度; R 为轴承半径; r 为轴颈半径; δ 为外载荷作用角; c_1 为轴颈在轴承左端面时的中心; c_2 为轴颈在轴承右端面时的中心。

本文径向滑动轴承的结构及工况参数如表 1

所示。

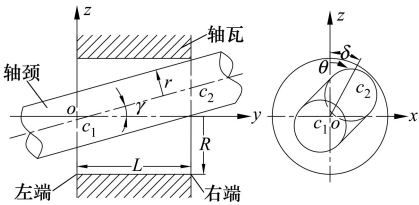


图 1 轴颈倾斜示意图

表 1 径向滑动轴承结构及工况参数

参数名称	数值
L/mm	410
R/mm	280
r/mm	279.8
轴承转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	11.6
轴颈转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	30
进油温度/ $^{\circ}\text{C}$	50
润滑油黏度/ $(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.01

2 数值分析方法

2.1 数值计算模型

1) 润滑油膜厚度^[9]

滑动轴承内任一点油膜厚度 h 为

$$\begin{aligned} h &= c + e \cos(\theta - \phi) \\ e &= \sqrt{x^2 + z^2} \\ x &= \frac{y}{L}(x_2 - x_1) + x_1 \\ z &= \frac{y}{L}(z_2 - z_1) + z_1 \end{aligned} \tag{1}$$

式中: e 为偏心距(不同 y 方向截面处偏心距不同, 倾斜角度由 x, y 坐标进行控制); θ 为轴承周向坐标; ϕ 为作用角; c 为半径间隙; x 为轴颈中心在 y 方向(轴向方向)不同位置的坐标值(x_1, x_2 分别为轴承左右端面坐标值); z 为轴颈中心在 y 方向(轴向方向)不同位置的坐标值(z_1, z_2 分别为轴承左右端面坐标值)。

2) 平均 Reynolds 方程^[10]

本文基于平均 Reynolds 方程计算油膜压力

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x F_{20} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y F_{20} \frac{\partial p}{\partial y} \right) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[U_0 \bar{h} + (U_h - U_0) \frac{F_1}{F_0} \right] +$$

$$\frac{U_h - U_0}{2} \sigma \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Phi_x F_{20} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Phi_y F_{20} \frac{\partial p}{\partial y} \right) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[U_0 \bar{h} + (U_h - U_0) \frac{F_1}{F_0} \right] +$$

$$\frac{U_h - U_0}{2} \sigma \frac{\partial \Phi_s}{\partial x} \quad (3)$$

$$F_{20} = \int_0^h \frac{z}{\eta} \left(z - \frac{F_{10}}{F_{00}} \right) dx$$

$$F_{00} = \int_0^h \frac{dz}{\eta}$$

$$F_{10} = \int_0^h \frac{z dz}{\eta}$$

$$F_0 = \int_0^{\bar{h}} \frac{dz}{\eta}$$

$$F_1 = \int_0^{\bar{h}} \frac{z dz}{\eta}$$

$$\bar{h} = \frac{h}{2} \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma} \right) \right] + \frac{\sigma}{\sqrt{2}\pi} e^{-h^2/2\sigma^2}$$

式中: p 为油膜压力; U_h 为轴颈表面沿圆周切向的平移速度; U_0 为轴瓦表面沿圆周切向的平移速度; Φ_x 、 Φ_y 为压力流量因子; Φ_s 为剪切流量因子; η 为润滑油黏度; $\bar{h}$ 为粗糙表面之间的间隙; $\operatorname{erf}(\cdot)$ 为误差函数。

求解时采用以下边界条件:

端泄面处: $p(\theta, 0) = p(\theta, L) = 0$

油膜压力起始点: $p(\theta, y) = 0$

油膜破裂处: $\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0$, 且 $p(\theta, y) = 0$

3) 能量方程^[11]

设本文所研究的滑动轴承为均匀、各向同性材料, 其导热系数、比热、密度均为常数, 系统内无热源, 可采用能量方程

$$q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\eta U^2}{J\rho c_p h} +$$

$$\frac{h^3}{12\eta J\rho c_p} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (4)$$

式中: ρ 为润滑油密度; c_p 为润滑油比热; T 为温度;

U 为流体在 x 方向上的速度分量; k 为润滑油热传导系数; p 为压力; J 为热功当量; q_x 为 x 方向的流量; q_y 为 y 方向的流量。

能量方程的边界条件为:

温度起始点: $T|_{\theta=0} = T|_{\theta=2\pi}$

油 - 空气交界面处: $\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0,L} = T_0$, T_0 为环境温度。

4) 温黏方程

对于重载和流体动压润滑, 本文采用更加准确的 Roelands 表达式^[12] 来考虑温度和压力变化对黏度的影响

$$\eta = \eta_0 \exp \{ (\ln \eta_0 + 9.67) \cdot$$

$$[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{0.68} \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-1.1} - 1] \} \quad (5)$$

式中: η_0 为润滑油在初始温度 T_0 时的黏度。

5) 微凸体接触模型

对于油膜润滑, 在考虑干摩擦接触时通过高斯积分得到接触压力与表面粗糙度因素的关系方程式^[13] 为

$$p_a(h) = kE'F \left(4 - \frac{h}{\sigma} \right) \quad (6)$$

式中

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

式中: p_a 为接触压力; k 为弹性接触因子; σ 为综合表面粗糙度; E' 为综合弹性模量, E_1 为轴瓦材料弹性模量, E_2 为轴颈材料弹性模量; μ_1 为轴瓦材料泊松比, μ_2 为轴材料泊松比; $F \left(4 - \frac{h}{\sigma_s} \right)$ 为表面粗糙度因素。

表面粗糙度因素在粗糙度接触区和全润滑区的取值不同:

$$\textcircled{1} \frac{h}{\sigma_s} < 4, F \left(4 - \frac{h}{\sigma_s} \right) = 4.86 \times 10^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma_s} \right)^{6.804}$$

$$\textcircled{2} \frac{h}{\sigma_s} > 4, F \left(4 - \frac{h}{\sigma_s} \right) = 0.$$

2.2 轴承润滑性能参数计算

1) 油膜承载力^[14]

$$F_x = - \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \sin \theta d\theta dy \quad (7)$$

$$F_z = - \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \cos \theta d \theta d y \tag{8}$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} \tag{9}$$

F_x, F_z 为油膜反力 F 在 x 和 z 坐标轴方向上的分量, R 为径向滑动轴承半径。

2) 摩擦力与摩擦因数^[15]

$$F_j = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left[\frac{h}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} \Phi_{fp} + \frac{U \eta}{h} (\Phi_f + \Phi_{fs}) \right] R d \theta d y \tag{10}$$

$$u_j = \frac{F_j}{F} \tag{11}$$

式中: F_j 为轴颈表面摩擦力; u_j 为轴颈表面摩擦因数。

3) 微凸体承载比^[16]

本文所研究的微凸体不涉及弹性变形, 对于微凸体承载比的计算如 (12) 式所示

$$F' = \int_0^L \int_0^{2\pi} p_a(h) d \theta d y \tag{12}$$

$$R_o = \frac{F'}{F} \tag{13}$$

F' 为微凸体总承载力; R_o 为微凸体承载比。

3 计算流程及程序准确性验证

为了更准确计算出径向滑动轴承的润滑性能参数, 本文计算将滑动轴承从启动至稳态运动耦合起来计算, 计算流程如图 2 所示。数值计算流程包括求解启动阶段的滑动轴承润滑性能和进入稳态工况下的滑动轴承润滑性能。首先, 轴承启动进入启动阶段, 此时采用含有时间项的平均 Reynolds 方程对压力分布进行计算, 进而得出承载力, 根据计算得出的承载力对启动阶段的偏心率进行修正, 进而得到启动阶段的偏心率随时间 t 变化的轨迹; 当偏心率满足收敛时 (如 (14) 式所示) 则进入稳定阶段, 进而在稳定阶段定偏心率下求解滑动轴承润滑性能。

由图 2 可知, 数值计算循环迭代过程中涉及偏心率、压力、温度的收敛性判定。其收敛判断式为:

$$|\varepsilon_{N+1} - \varepsilon_N| \leq 0.001 \tag{14}$$

$$\frac{\sum \sum |p_{i,j}^{k+1} - p_{i,j}^k|}{\sum \sum p_{i,j}^{k+1}} \leq 1 \times 10^{-4} \tag{15}$$

$$\frac{\sum \sum |T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k|}{\sum \sum T_{i,j}^{k+1}} \leq 1 \times 10^{-2} \tag{16}$$

式中: ε_{N+1} 为作用角为 $N + 1$ 时对应的偏心率; ε_N 为作用角为 N 时对应的偏心率; $p_{i,j}^{k+1}$ 为第 $k + 1$ 次迭代下的压力值; $p_{i,j}^k$ 为第 k 次迭代下的压力值; $T_{i,j}^{k+1}$ 为第 $k + 1$ 次迭代下的温度值; $T_{i,j}^k$ 为第 k 次迭代下的温度值。

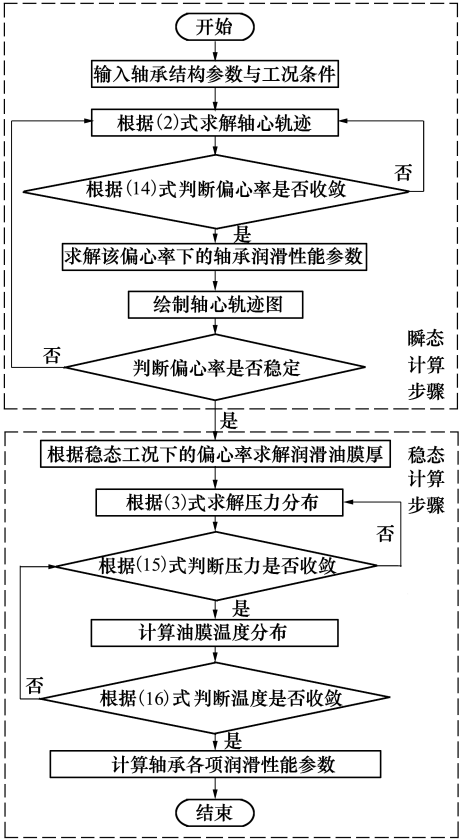


图 2 计算流程图

图 3 为不同倾斜角度下本文模型求解得到最大油膜压力与文献[8]中稳态工况下最大油膜压力的计算结果对比情况。文献[8]中轴承参数如表 2 所示。

表 2 文献[8]轴承工况

参数	数值
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	3 000
轴承半径 R/mm	30
轴颈宽度 L/mm	66
半径间隙 c/mm	0.03
润滑剂黏度 $\eta/(\text{mPa} \cdot \text{s})$	9

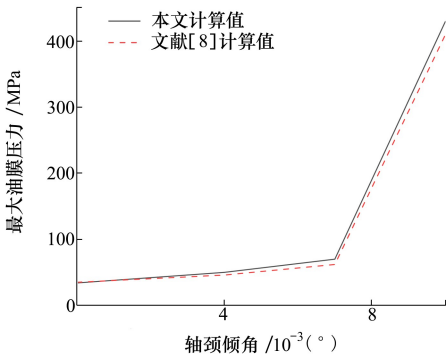


图 3 本文计算结果与文献[8]结果对比图

可以看出,本文润滑模型的计算结果与文献[8]中的计算结果具有高度的一致性,验证了本文计算模型和算法的正确性。

4 轴承润滑性能分析

4.1 启动阶段至稳态轴心轨迹及润滑性能

图 4 为初始偏心率在 0.6 和 0.8 时,表面综合粗糙度取 0.8 μm 、无轴颈倾斜的径向滑动轴承从启动

至进入稳定运行过程中的润滑性能变化。可以看出,2 种初始偏心率条件下,随着时间增加,轴颈瞬时偏心率、承载力、摩擦因数均逐渐增大,最小油膜厚度逐渐减小,相关变化趋势在 23 s 左右时达到极值;在 23 s 后随着时间进一步增加,偏心率开始缓慢减小、最小膜厚逐渐增大,轴承承载力和摩擦因数则迅速减小,并在 44 s 左右时,均变为定值,此时意味着径向滑动轴承进入稳定状态。

在时间为 23 s 左右时偏心率达到最大值 0.996,对应油膜厚度达到最小值约为 1.77 μm (如图 4b)所示)、对应膜厚比约为 2.2,使得轴承表面承载力出现最大值(如图 4c)所示),并显著增加轴承摩擦力(如图 4d)所示),此时轴承发生大比例粗糙峰接触,油膜破裂风险最高。另外,初始偏心率不同会使轴承的最大偏心率、最小膜厚、最大承载力、最大摩擦因数产生明显差异,但是进入稳定状态后不同初始偏心率对应的轴承性能则趋于一致。因此,选取稳态阶段的偏心率作为本文后续工作的研究工况,即在本文中表面粗糙度、轴颈倾斜角度和转速对滑动轴承性能的影响都是在同一偏心率 0.96 下进行比较。

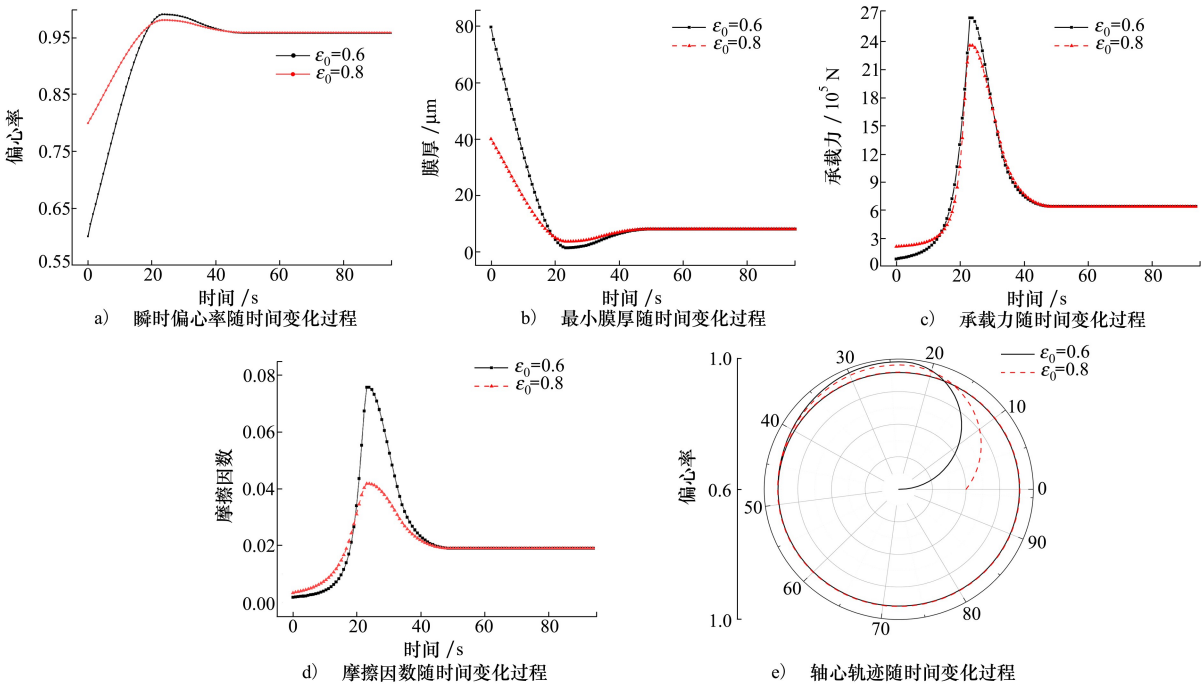


图 4 从启动至稳定运行过程中滑动轴承性能变化

4.2 表面综合粗糙度对滑动轴承启动阶段和稳态工况润滑性能的影响

启动阶段和稳态工况下径向滑动轴承的各项润

滑性能参数如图 5 所示。由图 5a) 和图 5b) 对比可以看出,启动阶段表面粗糙度对压力影响较大,启动阶段轴向截面压力较稳态工况下的压力高出约

96%, 这是因为启动阶段偏心率较大, 膜厚较稳态下小, 因此固体接触更加显著, 使得启动阶段压力大于稳态阶段。由图 5c)~5d) 可以得出, 随着表面粗糙度由 0.6 μm 增长至 1.2 μm , 启动阶段最小膜厚比由 3.54 减小至 1.77 (均处于粗糙接触的破膜风险区), 摩擦因数由 0.032 增加至 0.098, 微凸体承载比由 4.9% 增长至 24.8%, 承载力由 2 464 kN 增长至

2 802 kN; 稳态工况下膜厚比由 5.06 减小至 2.53, 摩擦因数由 0.016 增大至 0.031, 微凸体承载比由 2.6% 增大至 14.6%, 承载力由 1 869 kN 增大至 2 242 kN。在表面综合粗糙度为 0.8 μm 的情况下, 启动阶段最大承载力比稳定阶段承载力高出约 30.99%, 启动阶段最大摩擦因数较稳定阶段摩擦因数高出约 131.58%。

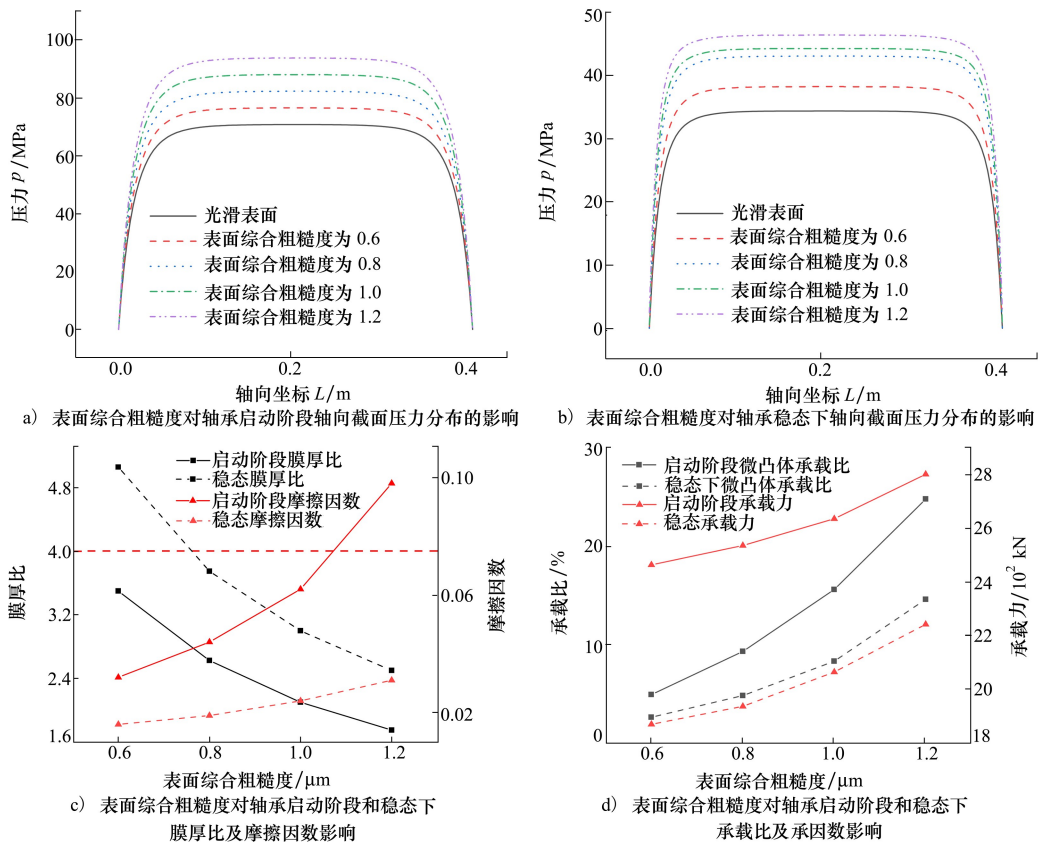


图 5 无轴颈倾斜时表面综合粗糙度对轴承润滑性能的影响

4.3 轴颈倾斜角度对滑动轴承启动阶段和稳态工况润滑性能的影响

以图 1 所示倾斜情况为例, 图 6 为表面综合粗糙度为 0.8 μm 时轴颈倾斜角度对油膜润滑性能的影响结果, 图 6a)~6c) 稳定状态下为有轴颈倾斜且倾斜角度为 0.000 2° 的膜厚、压力和温度分布云图, 可以看出在接近轴承右端面处 (即轴向坐标 L 为 0.41 m 处) 出现膜厚最小值, 此处的固体接触效果更加明显, 因此会出现压力最大值 (如图 6b) 所示), 同时该处的温升最大 (图 6c))。由图 6d)~6e) 可以看出, 不论在启动阶段还是稳态工况, 轴颈倾斜角度对压力分布的影响规律是一致的, 即随着倾斜角度

的增大, 接近轴承右端压力的最大值增大, 且在启动阶段的最大压力约为稳态工况的 2 倍。由图 6f) 可以看出, 无论启动阶段还是稳定阶段, 轴承承载力和摩擦因数均随倾斜角度的增加而增大, 且启动阶段的最大承载力和摩擦因数比稳定阶段平均高出约 30% 和 116%。当倾斜角度从 0.000 1° 增大至 0.000 4°, 启动阶段承载力由 2 464 增大至 2 974 kN (增大约 20%), 摩擦因数由 0.048 增大至 0.082 (增大约 70.83%); 稳态工况下, 承载力由 1 987 kN 增大至 2 168 kN (增大约 9.1%), 摩擦因数由 0.021 增大至 0.04 (增大约 90.48%), 可见轴径倾斜对滑动轴承性能有很大影响。

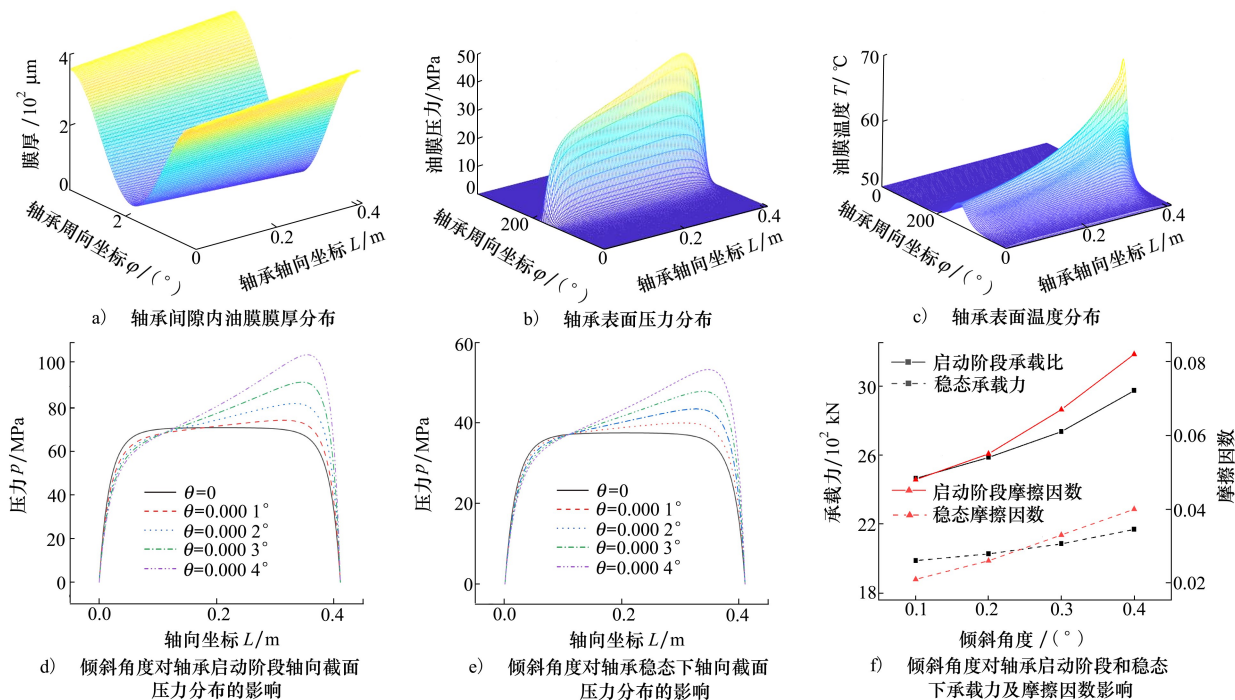


图6 倾斜角度对轴承润滑性能影响

4.4 转速对滑动轴承启动阶段和稳态工况润滑性能的影响

图7为在表面粗糙度为 $0.8\ \mu\text{m}$ 、轴颈倾斜角度为 $0.000\ 2^\circ$ 时不同轴颈转速对轴承润滑性能的影响。由图7a)~7b)可以得出,随着转速的增大,启动阶段和稳态工况下的油膜压力都有一定程度增大,且启动阶段的压力明显高于稳定阶段,启动阶段油膜轴向截面压力较稳定阶段油膜轴向压力高出约20%。随着转速的增大,油膜动压效果更加显著,油

膜承载力增大,同时由于膜厚不变,油膜摩擦阻力无明显变化,因此摩擦因数呈减小趋势;由图7c)可以看出,随着转速从 $20\ \text{r/min}$ 增大至 $50\ \text{r/min}$,启动阶段承载力由 $2\ 184\ \text{kN}$ 增大至 $3\ 068\ \text{kN}$,增大约40.48%,启动阶段摩擦因数由 0.046 减小至 0.031 ,减小约32.61%;稳态工况下承载力从 $1\ 736\ \text{kN}$ 增大至 $2\ 748\ \text{kN}$,增大约58.29%,稳态工况下摩擦因数由 $0.015\ 8$ 减小至 0.011 ,减小约30.38%。

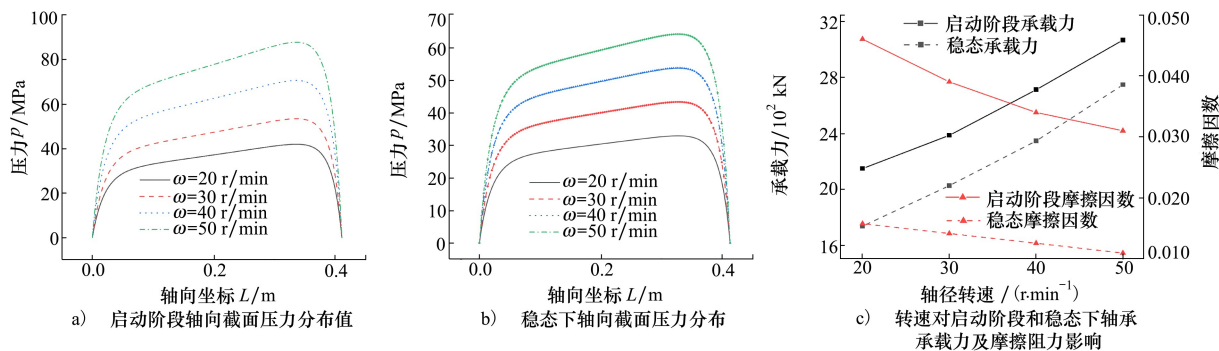


图7 轴颈转速对轴承润滑性能影响

5 结论

基于平均流 Reynolds 方程,建立滑动轴承的热流体润滑数值模型,计算了风电滑动轴承从启动到

稳定过程中的轴心运动轨迹变化,分析了表面综合粗糙度、轴颈倾斜角度和轴颈转速对径向滑动轴承在启动阶段和稳定状态下润滑性能的影响。主要结论如下:

1) 在启动过程中滑动轴承偏心率变化幅度较

大,且偏心率的最大值出现在启动阶段。启动阶段膜厚比小于稳态阶段的膜厚比,启动阶段的摩擦因数大于稳态阶段的摩擦因数,故启动阶段出现粗糙接触风险高,轴承的摩擦磨损较大。

2) 表面综合粗糙度对滑动轴承性能有较大影响,当表面综合粗糙度超过 0.8 后,膜厚比降至 3 以下、微凸峰承载比显著增加。因此在本文的研究范围内,为了降低不同阶段运行过程中的磨损风险,在满足承载力要求前提下表面综合粗糙度不宜过大。

3) 在本文研究中,轴颈倾斜可以提升油膜的承载能力,但同时也会造成局部干摩擦增大、油膜局部温度过高;摩擦因数的增大使得轴承寿命和润滑性能降低。可以通过适当控制轴颈的倾斜角度来获得更佳的油膜润滑性能。

4) 轴颈转速增大使得轴承的承载力增大,摩擦因数减小;间隙比增大使得轴承的承载力和摩擦因数都减小。因此可以在一定的间隙比下通过适当提升轴颈转速来获得更好的润滑效果。

参考文献:

- [1] LIANG Peng, LI Xingyang. Influence of sea wave shock on transient start-up performance of water-lubricated bearing[J]. Tribology International, 2022, 167: 1-14
- [2] CHEN Shouan, XIANG Guo, FILLON Michel, et al. On the tribo-dynamic behaviors during start-up of water lubricated bearing considering imperfect journal[J]. Tribology International, 2022, 174: 1-16
- [3] LI Hulin, YIN Zhongwei. A study on wear behavior of tin-based journal bearing under different working conditions[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2020, 72(3): 359-368
- [4] CUI Shuhui, GU Le, FILLON Michel, et al. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup[J]. Tribology International, 2018, 128: 421-428
- [5] SUN Jun, GUI Changlin. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation[J]. Tribology International, 2004, 37: 841-848
- [6] 孙军, 桂长林, 李志远. 轴变形产生的轴颈倾斜对滑动轴承润滑影响的试验研究[J]. 机械工程学报, 2006, 42(7): 159-163
SUN Jun, GUI Changlin, LI Zhiyuan. Experimental research for effect of journal misalignment on performances of journal bearing[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(7): 159-163 (in Chinese)
- [7] SANDER D E, ALLMAIER A, PRIEBESCH H H, et al. Simulation of journal bearing friction in severe mixed lubrication-validation and effect of surface smoothing due to running-in[J]. Tribology International, 2016, 96: 193-183
- [8] 李彪, 孙军, 朱少禹, 等. 倾斜轴颈轴向运动对粗糙表面径向滑动轴承润滑性能的影响研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(21): 88-97
LI Biao, SUN Jun, ZHU Shaoyu, et al. Influence of the axial movement of misaligned journal on lubrication performance of journal bearing with rough surface[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(21): 88-97 (in Chinese)
- [9] 邓玫. 计入表面形貌的倾斜轴颈轴承热弹流动力润滑分析[D]. 合肥:合肥工业大学, 2008
DENG Mei. Thermoelastohydrodynamic analysis of misaligned plain journal bearing with rough surface[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2008 (in Chinese)
- [10] 王志刚, 梁兴雨. 基于微凸体接触理论的内燃机滑动轴承热弹性流体润滑研究[J]. 润滑与密封, 2014, 39(3): 33-37
WANG Zhigang, LIANG Xingyu. An investigation on sliding bearings thermoelastohydrodynamic lubrication performance of ice based on micro convex body contact theory[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(3): 33-37 (in Chinese)
- [11] 黄平. 润滑数值计算方法[M]. 北京:高等教育出版社, 2012: 113-116
HUANG Ping. Lubrication numerical calculation methods[M]. Beijing: Higher Education Press, 2012: 113-116 (in Chinese)
- [12] XIANG Guo, HAN Yanfeng, WANG Jiaxu, et al. Coupling transient mixed lubrication and wear for journal bearing modeling[J]. Tribology International, 2019, 138: 1-15
- [13] 田小龙, 王雯, 傅卫平, 等. 考虑微凸体相互作用的机械结合面接触刚度模型[J]. 机械工程学报, 2017, 53(17): 149-159
TIAN Xiaolong, WANG Wen, FU Weiping, et al. Contact stiffness model of mechanical joint surfaces considering the asperity interactions[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(17): 149-159 (in Chinese)

- [14] MUZAKKIR S M, LIJESH K P, HIRANI H. Tribological failure analysis of a heavily-loaded slow speed hybrid journal bearing [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2014, 40(40): 97-113
- [15] 李元生, 敖良波, 李磊, 等. 滑动轴承动力特性系数动态分析方法[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(21): 48-53
LI Yuansheng, AO Liangbo, LI Lei, et al. Dynamic analysis method of dynamic character coefficient of hydrodynamic journal bearing[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(21): 48-53 (in Chinese)
- [16] ANDHARIA P I, GUPTA J L, DEHERI G M. Effect of surface roughness on hydrodynamic lubrication of slider bearings[J]. *Tribology Transactions*, 2008, 44(2): 291-297

Lubrication analysis of low-speed and heavy-load journal bearing in wind turbine gearbox under different operating conditions

ZHAO Shuaike, SU Hua

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Aiming at the working conditions of frequent starting, low speed and heavy load, and yaw tilting of radial sliding bearings in wind turbine gearboxes, a numerical analysis model of the lubrication performance coupled with instantaneous starting and operating conditions of radial sliding bearings was established based on the average Reynolds equation, and the start-up phase was analyzed. The motion trajectory of the shaft diameter and the axis center was used to obtain the change state of the bearing film thickness from the start-up to the stable stage; the influences of the comprehensive surface roughness, the journal inclination angle, and the journal rotation speed on the lubrication performance of the bearing during the whole stage of start-up and stable operation were studied respectively. The results show that the eccentricity has a maximum value in the starting stage, and the risk of film rupture caused by rough contact is the greatest. With the increase of the comprehensive surface roughness, the bearing capacity and friction coefficient both increase, and the maximum bearing capacity and friction coefficient in the starting stage are higher than those in the stable stage, which increase by about 13.62% and 131.58% respectively. With the increase of the inclination angle of the shaft diameter, the bearing capacity and friction coefficient both increase, and the maximum load capacity and friction coefficient in the starting stage are about 30% and 116% higher than those in the stable stage on average. With the increase of the speed, the bearing capacity of the bearing increases and the friction coefficient decreases, which is beneficial to improve the bearing performance. The calculation results provide an important basis for evaluating the wear risk of sliding bearings under frequent starting conditions, and provide a reference for the structural design and selection of sliding bearings, operating temperature, oil film pressure, etc.

Keywords: wind power gearbox; shaft center track; transient/steady state coupling calculation; micro convex bearing ratio; journal tilt; start stop

引用格式: 赵帅可, 苏华. 低速重载风电齿轮箱径向滑动轴承多运行状态润滑性能分析[J]. *西北工业大学学报*, 2023, 41(5): 978-986

ZHAO Shuaike, SU Hua. Lubrication analysis of low-speed and heavy-load journal bearing in wind turbine gearbox under different operating conditions[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2023, 41(5): 978-986 (in Chinese)