DOI: 10.3901/JME.2021.09.139

考虑应力偶计入区间及黏压效应的倾斜轴承非牛顿流体润滑特性研究*

朱军超¹ 钱海侯¹ 郑良焱² 朱汉华²

(1. 江苏科技大学能源与动力学院 镇江 212000;

2. 武汉理工大学能源与动力工程学院 武汉 430063)

摘要: 以滑动轴承为研究对象, 考虑轴颈倾斜及润滑油黏压效应影响, 建立轴承应力偶流体动力润滑模型, 引入临界油膜厚度系数, 探究应力偶流体对油膜厚度的敏感度, 分析应力偶流体计入区域、应力偶系数、倾斜角及黏压效应对轴承润滑特性的影响。结果表明: 随着应力偶系数的增加, 润滑特性参数随油膜厚度的敏感度逐渐增加。较牛顿流体, 考虑滑油应力偶效应时, 轴承油膜压力显著增加, 且随着应力偶计入区域的增加, 轴承最大油膜压力逐渐增加, 摩擦因数逐渐减小。在最小油膜厚度区域附近计入应力偶效应时, 影响最为显著。轴颈发生倾斜时, 倾斜作用将加剧应力偶效应, 且随着应力偶系数的增加, 倾斜对应力偶效应的影响愈加显著。黏压效应对应力偶流体轴承油膜压力有显著影响, 但对于摩擦因数及端泄流量, 其影响微弱。

关键词: 倾斜滑动轴承; 应力偶流体计入区间; 黏压效应; 润滑特性参数

中图分类号: TH113

Analysis of Misaligned Journal Bearing Lubrication Performance with Consideration of Couple Stress Lubricant Area and Viscosity-pressure Effect

ZHU Junchao¹ QIAN Haiyu¹ ZHENG Liangyan² ZHU Hanhua²

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212000;

2. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063)

Abstract: A misaligned journal bearing is taken as research object, and its lubrication model is built with consideration of couple stress lubricant area and viscosity-pressure effect. In order to explore the sensitivity of couple stress fluid to oil film thickness, the critical oil film thickness coefficient is introduced. Then the influence of couple stress lubricant calculation area, misaligned angle, viscosity-pressure effect and couple stress parameter on bearing lubrication characteristics are studied. The result shows that: the response sensitivity of lubrication performance on oil film thickness grows with the increase of couple stress parameter and it comes highest on the area of min oil film thickness. Comparing with the Newton lubricant, the bearing oil film pressure increases obviously when considering the effect of couple stress, and the bearing oil film pressure comes higher and friction coefficient comes lower when more couple stress areas were taken into consideration. The effect of lubricant couple stress increases when the journal is misaligned, and the effect grows with the increase of couple stress parameter. Viscosity-pressure effect takes an important role in bearing oil film pressure which lubricated couple stress lubricant, but its effect is relatively low on frictional coefficient and end leakage flow rate.

Key words: misaligned journal bearing; couple stress consideration area; viscosity-pressure effect; lubrication characteristics

0 前言

为保证轴承良好润滑, 各牌号润滑油中通常添

加各种不同添加剂, 以提高滑油运动黏度及黏度指数等参数。然而加入添加剂的润滑油表现出同牛顿流体不同的力学性能, 流体中不仅存在柯西应力, 还存在应力偶^[1], 且油膜厚度越薄, 应力偶效应越明显。对于柴油机曲轴主轴承及船舶轴系艉轴承等滑动轴承, 其油膜厚度通常保持在微米级别^[2], 并

* 国家自然科学基金(51839005)和镇江市船舶动力设备性能重点实验室基金(SS2018006)资助项目。20200509 收到初稿, 20201215 收到修改稿

且在外载荷作用下或加工及安装偏差,轴颈通常存在一定程度的倾斜,其倾斜状态将进一步减小一侧油膜厚度。因此,研究应力偶参数与轴承油膜厚度的敏感关系,明确相关参数对倾斜轴承润滑性能的影响,对于准确分析轴承润滑状态,保障轴承安全可靠运行具有重要的意义。

目前,很多学者分别在应力偶流体轴承及倾斜轴承润滑两个领域展开了深入研究。王晓力对有限长滑动轴承进行了数值分析,研究了牛顿流体和应力偶流体对轴承油膜压力和温度分布的不同影响^[3-4]。王俊岩在此基础上进一步分析了 JFO 边界条件和 Reynolds 边界条件对轴承润滑特性的影响^[5]。马艳艳分析了计入轴瓦弹性变形时应力偶流体对轴承承载力及摩擦因数等参数的影响^[6]。ZHANG 等^[7]基于 Sommerfeld 常数及 Ocvirk 常数构建了应力偶流体湍流状态下润滑模型,研究了长径比、偏心率等参数对轴承油膜承载力的影响。BHARATI 等^[8]计入表面粗糙度影响,研究了应力偶系数对滑动轴承粗糙表面油膜压力峰值分布的影响。上述学者在应力偶流体滑动轴承润滑分析中,整个油膜区域均计入应力偶的影响,未明确应力偶计入区域同油膜压力之

间的对应关系。JOON 等^[9]综合论述了倾斜轴承的类型及轴颈倾斜对润滑特性参数的影响。孙军 等^[10]以曲轴-轴承系统为对象,研究了轴颈不同倾斜状态下的轴承润滑特性参数,结果表明轴颈倾角对轴承油膜厚度有显著的影响。李彪等^[11]在此基础上,计入轴颈轴向运动,进一步分析了轴颈倾斜对轴承润滑特性参数的影响。上述对倾斜轴承的研究中,都视流体为牛顿流体,未计入流体的应力偶效应。

本文以非牛顿流体润滑倾斜滑动轴承为研究对象,考虑滑油黏压效应影响,建立其应力偶流体润滑数学模型,探究应力偶流体对轴承油膜厚度的敏感度,研究应力偶流体计入区域、应力偶系数、倾斜角及黏压效应等参数对轴承润滑特性参数的影响。

1 数学模型

1.1 轴承非牛顿流体 Reynolds 方程及边界条件

计入应力偶流体影响,根据 Navier-Stokes 方程^[12],假设流体为层流,则考虑应力偶效应的非牛顿流体运动方程可表示为

$$\begin{cases} \rho \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \eta \left(\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 u}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} \right) - 2\eta \left(\frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 u}{\partial y^2 \partial z^2} \right) \\ \rho \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} + \nu \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \eta \left(\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 v}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} \right) - 2\eta \left(\frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 v}{\partial y^2 \partial z^2} \right) \\ \rho \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} + \nu \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \eta \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} \right) - 2\eta \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^2 \partial z^2} \right) \end{cases} \quad (1)$$

式中, p 为油膜压力; ρ 为流体密度; μ 为流体动力黏度; η 为与应力偶流体添加剂颗粒尺寸相关的物性参数; u, v, w 分别为沿 x, y, z 三个方向的速度。对于滑动轴承,润滑油膜厚度远小于其长度和宽度,则式(1)可简化为

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \eta \frac{\partial^4 u}{\partial y^4} \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} - \eta \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} \end{cases} \quad (2)$$

假设流体在轴承及轴颈表面不存在相对滑移,且应力偶效应在固体表面消失,即

$$\begin{cases} u(x, 0, z) = w(x, 0, z) = w(x, h, z) = 0; u(x, h, z) = U \\ \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \Big|_{y=0} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \Big|_{z=0} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \Big|_{y=h} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \Big|_{z=h} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

对式(2)积分,并代入边界条件(3),得到速度分

量 u, w 的表达式

$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left[y(y-h) + 2l^2 \left(1 - \frac{\cosh \frac{2y-h}{2l}}{\cosh \frac{h}{2l}} \right) \right] + \frac{U}{h} y \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \left[y(y-h) + 2l^2 \left(1 - \frac{\cosh \frac{2y-h}{2l}}{\cosh \frac{h}{2l}} \right) \right] \end{cases} \quad (4)$$

将式(4)代入流体连续方程: $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$, 便得到考虑流体应力偶效应的轴承润滑模型

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 f(h, l)}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3 f(h, l)}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (5)$$

$$l = \left(\frac{\eta}{\mu} \right)^{\frac{1}{2}} \quad f(h, l) = 1 - 12 \left(\frac{l}{h} \right)^2 + 24 \left(\frac{l}{h} \right)^3 \tanh \left(\frac{h}{2l} \right)$$

式中, h 为轴承油膜厚度; U 为轴颈线速度。 l 为应

力偶系数, 当 $l=0$ 时, 流体为牛顿流体。

对式(5)无量纲处理, 令

$$x = R\varphi \quad H = \frac{h}{c} \quad Z = \frac{2z}{B}$$

$$\beta = \frac{2R}{B} \quad P = \frac{pc^2}{6\omega\mu R^2} \quad L = \frac{l}{c}$$

则柱坐标下轴承应力偶流体 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}(H^3 F(H, L) \frac{\partial P}{\partial\varphi}) + \beta \frac{\partial}{\partial Z}(H^3 F(H, L) \frac{\partial P}{\partial Z}) = \frac{\partial H}{\partial\varphi} \quad (6)$$

$$F(H, L) = 1 - 12 \left(\frac{L}{H} \right)^2 + 24 \left(\frac{L}{H} \right)^3 \tanh \left(\frac{H}{2L} \right) \quad (7)$$

式中, R 为轴承半径; B 为轴承宽度; ω 为轴颈角速度; c 为轴承径向间隙; H 为无量纲油膜厚度; L 为无量纲应力偶系数。

由于应力偶流体轴承油膜温度分布随应力偶系数变化较小, 而油膜压力分布随应力偶系数变化显著^[14], 因此本文忽略滑油黏温效应, 计入黏压效应, 并通过 Barus's 黏压方程计入黏度影响^[15]

$$\mu = \mu_0 \exp(ap) \quad (8)$$

式中, 黏压系数 $a = 2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$; μ_0 为大气压力下滑油黏度。

1.2 应力偶流体计入区间

为分析应力偶流体对油膜厚度的敏感性, 引入油膜厚度系数 S 和临界油膜厚度 H_c , 令 $S = H_c/L$, 且 $H_{\min} \leq H_c \leq H_{\max}$ 。当无量纲油膜厚度 H 小于或

等于临界油膜厚度 H_c 时, 计入应力偶效应, 当无量纲油膜厚度 H 大于极限油膜厚度 H_c 时, 不计入应力偶效应, 如图 1 所示。

图 1 应力偶流体求解区域

1.3 倾斜轴承油膜厚度方程

轴颈倾斜状态示意图如图 2 所示, 其中图 2c 为图 2b 局部放大视图, O_o 为轴承中间截面轴颈轴心位置, O_L 和 O_z 分别为轴颈左右两端面轴颈轴心位置, γ 为轴颈倾角。则对于每个轴颈截面位置 Z , 其无量纲油膜厚度方程为^[13]

$$H = \frac{h}{c} = 1 + \varepsilon \cdot \cos(\psi - \theta_z) \quad (9)$$

$$\varepsilon = \frac{e_z}{c} \quad (10)$$

$$e_z = \sqrt{(z \cdot \tan \gamma)^2 + 2z \cdot e_0 \cdot \tan \gamma \cdot \cos \theta_0 + e_0^2}$$

$$\theta_z = \arctan \left(\frac{e_0 \cdot \sin \theta_0}{z \cdot \tan \gamma + e_0 \cdot \cos \theta_0} \right)$$

式中, e_z 为轴承右端面偏心距; e_0 为中间截面偏心距; θ_0 为中间截面偏心角; ψ 为轴颈转角; ε 为倾斜轴承右侧端面偏心率。

图 2 轴颈倾斜状态示意图

1.4 摩擦因数

轴承运行过程中, 其摩擦功耗由流体黏性剪切产生, 其中剪切力为

$$\tau = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h} - \eta \left. \frac{\partial^3 u}{\partial y^3} \right|_{y=h} \quad (11)$$

则作用在轴承上的摩擦力 F_f 为

$$F_f = \iint_A \tau dx dy = \int_0^L \int_0^{2\pi} \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} + U \frac{\mu}{h} \right) R d\theta dz \quad (12)$$

油膜承载力 F 为

$$F_x = - \int_0^L \int_0^{2\pi} p R \sin \theta d\theta dz \quad (13)$$

$$F_y = - \int_0^L \int_0^{2\pi} p R \cos \theta d\theta dz \quad (14)$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (15)$$

摩擦因数 f 为

$$f = \frac{F_f}{F} \quad (16)$$

式中, F_x 为沿水平方向油膜力; F_y 为沿垂直方向油膜力。

1.5 端泄流量

对于倾斜轴承, 由于轴承两端面润滑状态并不相同, 因此两侧端泄流量需分开计算, 则总端泄流量 Q 可表示为

$$Q = Q_1 + Q_2 = \frac{\omega \cdot c \cdot r^2}{3B} \int_0^{2\pi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{z=\frac{B}{2}} dz + \frac{\omega \cdot c \cdot r^2}{3B} \int_0^{2\pi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right)_{z=-\frac{B}{2}} dz \quad (17)$$

式中, Q_1 为 $z=\frac{B}{2}$ 侧端泄流量, 即抬起侧端泄流量, Q_2 为 $z=-\frac{B}{2}$ 侧端泄流量, 即下沉侧端泄流量。

2 数值计算及模型验证

本文采用有限差分法对雷诺方程进行离散, 其周向及轴向网格密度为 120×30 , 并通过 Simpson 法求解轴承油膜力及端泄流量。求解过程如图 3 所示, 先给定初始油膜压力 $p_{i,j}$, 基于半步长有限差分法求解倾斜轴承无量纲油膜厚度方程式(9)。若求得的油膜厚度 $H_{i,j}^{(k)} > H_c$, 则根据牛顿流体润滑模型求解轴承油膜压力 $p_{i,j}^{(k+1)}$, 若求得的油膜厚度 $H_{i,j}^{(k)} \leq H_c$, 则根据应力偶流体润滑模型求解轴承油膜压力 $p_{i,j}^{(k+1)}$, 最终确定整个区域轴承油膜压力。

令

$$T = \sum_{i=2}^{m-1} \sum_{j=2}^n |p_{i,j}^{(k)}| \quad J = \sum_{i=2}^{m-1} \sum_{j=2}^n |p_{i,j}^{(k)} - p_{i,j}^{(k-1)}| \quad (18)$$

若 $J/T < 1 \times 10^{-5}$, 则计算收敛, 反之则重新迭代计算。

为验证本文建立的倾斜轴承应力偶流体润滑模型的正确性, 将计算结果分别同文献[16]及文献[17]对比, 由于目前鲜有公开发表倾斜轴承应力偶流体的文章, 因此分别对比倾斜轴承(文献[16])及非倾斜轴承应力偶流体(文献[17])计算结果, 其中文献[16]和文献[17]用轴承参数如表 1 所示, 对比结果如表 2、3 所示。

表 1 文献用轴承参数

轴承参数	文献[16]	文献[17]
轴颈角速度 ω /(r/min)	3 000	3 000
机油黏度 μ_0 /(Pa·s)	9e-3	0.029 3
长径比	1.1	—
轴颈内径 D /mm	60	100
间隙 c /mm	0.03	0.093 5
轴承宽度 B /mm	—	80
轴承载荷 F /kN	—	6

图 3 计算流程图

表 2 不同倾角轴承最大油膜压力对比结果

倾角/(°)	最大油膜压力/MPa		偏差(%)
	参考文献[16]	本文	
0	33.06	32.87	0.57
0.004	39.60	39.35	0.63
0.007	63.58	62.92	1.04
0.010	415.35	401.97	3.22

表 3 不同应力偶系数轴承最大油膜压力对比结果

应力偶系数	最大油膜压力/MPa		偏差(%)
	参考文献[17]	本文	
0	1.54	1.49	3.25
0.2	1.5	1.47	2.00
0.4	1.44	1.42	1.39

如表 2、3 所示, 本文建立的倾斜轴承应力偶流体润滑模型计算结果同文献[16]及文献[17]非常接近, 都控制在 5% 以内, 其中偏差可能是由于求解 Reynolds 方程过程中算法不同引起。因此本文建立的倾斜轴承应力偶流体润滑模型具有较高的精度。

3 计算与分析

以某柴油机曲轴主轴承为研究对象, 分析应力偶流体计入区域、应力偶系数、倾斜角及黏压特性等因素对轴承润滑特性的影响, 其中轴承具体参数

如表 4 所示。

表 4 轴承参数

轴承参数	数值
轴颈转速 ω /(r/min)	1 000
机油黏度 μ_0 /(Pa·s)	0.015
轴承宽度 B /mm	96
轴颈内径 D /mm	250
间隙 c /mm	0.16

3.1 应力偶计入区域对主轴承润滑特性的影响研究

当滑油应力偶系数相同时, 随着油膜厚度系数 S 的增加, 也即随着应力偶计入区域的增加, 轴承最大油膜压力逐渐增加, 摩擦因数逐渐减小。且在最小油膜厚度附近, 应力偶效应的影响最为显著, 随着计入区域的增加, 应力偶效应逐渐减弱。如图 4~6 所示, 对于本文计算用稳态轴承, 当轴承偏心率 $\varepsilon=0.7$ 时, 轴承无量纲最小油膜厚度为 0.3, 最大油膜厚度为 1.6。当应力偶系数 $L=0.4$, 油膜厚度系

图 4 $L=0.4$, $\varepsilon=0.7$ 时不同临界油膜厚度系数对轴承油膜厚度的影响

数 $S=0$ 时, $H_c=S \cdot L=0$, 轴承任意位置无量纲油膜厚度 $H > H_c$, 此时不计入应力偶效应, 轴承最大油膜压力为 1.77 MPa, 摩擦因数为 0.011 3。当油膜厚度系数 $S=1.5$, 临界油膜厚度 $H_c=S \cdot L=0.6$, 则在区间[0.3-0.6]范围内计入应力偶效应时, 轴承最大油膜压力为 41.85 MPa, 是牛顿流体最大油膜压力的 23 倍, 摩擦因数为 0.008, 较牛顿流体降低了 29%。继续增加油膜厚度系数, 当 $S=4$, $H_c=S \cdot L=1.6$ 时, 在区间[0.3, 1.6], 也即全油膜厚度范围内计入应力偶效应时, 轴承最大油膜压力为 49.35, 较区间[0.3-0.6]范围增长 20%, 其增长程度较区间[0.3, 0.6]相对较少。

图 5 应力偶计入区域对轴承最大油膜压力的影响

图 6 应力偶计入区域对轴承摩擦因数的影响

此外, 不同应力偶系数润滑流体, 对油膜厚度的敏感度也并不相同。如图 5、6 所示, 当应力偶系数 $L=0.4$ 时, 轴承最大油膜压力及摩擦因数在最小油膜厚度附近响应值最大。因为当应力偶系数较小时, 流体属性接近牛顿流体, 随着应力偶系数 L 的增加, 微粒特征长度增加, 有序膜的作用变得明显, 流体表现出明显的微尺度依赖效应。

3.2 倾斜率对应力偶流体润滑特性的影响研究

轴颈发生倾斜时, 倾斜作用将加剧应力偶效应。如图 7 所示, 当应力偶系数 $L=0.4$, 轴颈不倾斜时,

轴承最大油膜压力为 49.35 MPa, 位于轴承轴向中间平面; 当轴颈倾斜角为 0.03° 时, 轴承最大油膜压力为 271.36 MPa, 较平行轴颈增长约 5.5 倍, 靠近轴承端面。此外, 随着应力偶系数的增加, 倾斜对应力偶效应的影响愈加显著。如图 8 所示, 轴颈倾斜角为 0.01° 时, 当应力偶系数 $L=0.1$ 时, 轴承最大油膜压力为 10.59 MPa, 当流体应力偶系数 $L=0.4$ 时, 轴承最大油膜压力达到 59.24 MPa, 增长了约 5.6 倍。因为当轴颈发生倾斜时, 一侧油膜厚度降低, 应力偶流体的微尺度效应增加。因此, 对于柴油机主轴承、船舶轴系艉轴承等滑动轴承, 当轴颈发生

倾斜, 润滑油中添加剂的应力偶作用可有效增加其承载能力。

图 8 不同应力偶系数滑动轴承油膜压力随倾角变化情况

此外, 轴颈发生倾斜时, 不同应力偶系数对轴承端泄流量的影响也并不相同。当流体为牛顿流体时, 随着倾斜角的增加, 两侧端泄流量总值基本保持不变, 其中下沉侧略有增加, 抬起侧略有减少。当流体为应力偶流体时, 随着应力偶系数的增加, 端泄流量随倾斜角的变化更加显著。如图 9 所示, 当流体为牛顿流体, 轴颈倾角为 0° 时, 两侧端泄流量总和为 $0.0007 \text{ m}^3/\text{s}$, 当轴颈倾角为 0.03° 时, 两侧端泄流量总和为 $0.0008 \text{ m}^3/\text{s}$, 基本不变。当应力偶系数 $L=0.2$ 时, 随着倾斜角的增加, 两侧总端泄流量从 $0.0124 \text{ m}^3/\text{s}$ 增长到 $0.0207 \text{ m}^3/\text{s}$, 增长近 67%。其中下沉侧端泄流量从 $0.0062 \text{ m}^3/\text{s}$ 增长到 $0.0169 \text{ m}^3/\text{s}$, 抬起侧端泄流量则相应从 $0.0062 \text{ m}^3/\text{s}$ 减少到 $0.0039 \text{ m}^3/\text{s}$ 。当应力偶系数 $L=0.4$ 时, 随着倾斜角的增加, 两侧总端泄流量从 $0.0304 \text{ m}^3/\text{s}$ 增长到 $0.0609 \text{ m}^3/\text{s}$, 增长近 1 倍。下沉侧端泄流量从 $0.0152 \text{ m}^3/\text{s}$ 增长到 $0.0528 \text{ m}^3/\text{s}$, 抬起侧端泄流量则相应从 $0.0152 \text{ m}^3/\text{s}$ 减少到 $0.008 \text{ m}^3/\text{s}$ 。因为当流体

图 7 $L=0.4$ $\varepsilon=0.7$ 时, 润滑特性参数随倾斜角变化情况

图 9 不同应力偶系数滑动轴承端泄流量随倾角变化情况

为牛顿流体时, 随着倾角的增加, 轴承油膜压力略有增加, 油膜压力沿轴向变化梯度 $\frac{\partial p}{\partial z}$ 变化并不明显。当计入应力偶效应时, 随着应力偶系数的增加, 轴承油膜压力显著增加, 其轴向变化梯度 $\frac{\partial p}{\partial z}$ 随之增加, 轴承两侧润滑油挤出效应明显增加。

3.3 黏压效应对应力偶流体润滑特性的影响研究

黏压效应对应力偶流体油膜压力有着明显影响, 且随着应力偶系数的增加, 其影响愈加明显。如图 10 所示, 当流体为牛顿流体, 考虑润滑流体黏压效应时, 轴承最大油膜压力较恒定黏度时变化微弱。随着应力偶系数的增加, 当应力偶系数 $L=0.4$, 流体黏度恒定时, 轴承最大油膜压力为 11.08 MPa, 当考虑黏压效应时, 轴承最大油膜压力为 15.63 MPa, 增长了近 41%。因为基于 Barus's 黏压方程, 当流体为牛顿流体时, 油膜压力相对较小, 式中 $\exp(ap)$ 值接近于 1, 因此黏度变化不大。而随着应力偶系数的增加, 油膜压力显著增加, 式中 $\exp(ap)$ 值则明显呈指数增长。此外, 对于轴承摩擦因数及端泄流量, 如图 11、12 所示, 计入黏压效应与否, 其值变化较小, 并且随着应力偶系数的增加, 黏压效应仍不明显。

图 10 当 $\varepsilon=0.7$, $\gamma=0^\circ$ 时, 轴承最大油膜压力随应力偶系数变化情况

图 11 当 $\varepsilon=0.7$, $\gamma=0^\circ$ 时, 轴承摩擦因数随应力偶系数变化情况

图 12 当 $\varepsilon=0.7$, $\gamma=0^\circ$ 时, 轴承端泄流量随应力偶系数变化情况

4 结论

- (1) 随着应力偶系数的增加, 润滑特性参数对油膜厚度的敏感度逐渐增加。
- (2) 随着应力偶计入区域的增加, 轴承最大油膜压力逐渐增加, 摩擦因数逐渐减小。在最小油膜厚度附近计入应力偶效应时, 其影响最为显著, 随着计入区域的增加, 应力偶效应逐渐减弱。
- (3) 轴颈发生倾斜时, 倾斜作用将加剧应力偶效应, 且随着应力偶系数的增加, 倾斜对应力偶效应的影响愈加显著。
- (4) 黏压效应对应力偶流体油膜压力有显著影响, 但对于轴承摩擦因数及端泄流量, 其影响相对微弱。

参 考 文 献

- [1] BOUCHERIT H, LAHMAR M, BOU S B. Misalignment effects on steady-state and dynamic behaviour of compliant journal bearings lubricated with couple stress fluids[J]. Lubr. Sci., 2008, 20: 241-268.
- [2] ZHU Junchao, ZHU Hanhua, FAN Shidong, 2016. A study on the influence of oil film lubrication to the strength of engine connecting rod components[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 63: 94-105.
- [3] 王晓力, 朱克勤. 基于应力偶流体模型的动载轴承润滑研究[J]. 清华大学学报, 2001, 41(8): 60-63.
WANG Xiaoli, ZHU Keqin. Lubricating performance of dynamically loaded journal bearings based on couple stress fluid model[J]. Journal of Tsinghua University, 2001, 41(8): 60-63.
- [4] 王晓力, 朱克勤. 应力偶对滑动轴承热流体动力学特性影响[J]. 清华大学学报, 2002, 42(2): 239-242.

- WANG Xiaoli, ZHU Keqin. Effect of couple stress on the thermohydrodynamic performance of journal bearings[J]. Journal of Tsinghua University, 2002, 42(2): 239-242.
- [5] 张俊岩, 王晓力. 基于质量守恒边界条件的应力偶流体润滑滑动轴承特性[J]. 机械工程学报, 2010, 46(15): 102-106.
- ZHANG Junyan, WANG Xiaoli. Performance of dynamically loaded journal bearing with couple stress fluids considering mass-conserving boundary condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(15): 102-106.
- [6] 马艳艳. 应力偶流体润滑滑动轴承性能影响因素研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(9): 1565-1568.
- MA Yanyan. Influential factors on the performance of journal bearings lubricated with couple stress fluids[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2011, 30(9): 1565-1568.
- [7] ZHANG Yongfang, WU Peng, GUO Bo, et al. Approximate solution of oil film load-carrying capacity of turbulent journal bearing with couple stress flow[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(1): 106-114.
- [8] BHARATI M S, HIREMATH P S, BUJURKE N M. A novel numerical scheme for the analysis of effects of surface roughness on EHL line contact with couple stress as lubricant[J]. Sadhana, 2018, 43: 1-12.
- [9] JOON Y J, MICHAEL M K. On the characteristics of misaligned journal bearings[J]. Lubricants, 2015, 3: 27-53.
- [10] 孙军. 曲轴-轴承系统摩擦学、刚度和强度的耦合研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2005.
- SUN Jun. Coupling research on tribology, stiffness and strength of crankshaft-bearing system[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2005.
- [11] LI Biao, SUN Jun, ZHU Shaoyu, et al. Thermohydrodynamic lubrication analysis of misaligned journal bearing considering the axial movement of journal[J]. Tribology International, 2019, 135: 397-407.
- [12] STOKES V K. Couple stresses in fluids[J]. The Physics of Fluids, 1966, 9: 1709-1715.
- [13] COSTA L, FILLON M, MIRANDA AS, et al. An experimental investigation of the effect of groove location and supply pressure on the THD performance of a steadily loaded journal bearing[J]. Journal of Tribology, 2000, 122: 227-232.
- [14] 王晓力, 朱克勤. 计入应力偶效应和空化效应的滑动轴承热流体动力润滑数值研究[J]. 工程力学, 2002, 19(5): 160-164.
- WANG Xiaoli, ZHU Keqin. A numerical study of the thermohydrodynamic performance of journal bearings considering the effects of couple stress and cavitation[J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(5): 160-164.
- [15] 温诗铸, 黄平, 田煜, 等. 摩擦学原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 2018.
- WEN Shizhu, HUANG Ping, TIAN Yu, et al. Principles of tribology [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2018.
- [16] SUN J, GUI C L. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation[J]. Tribology International, 2004, 37: 841-848.
- [17] ABDALLAH A E. Effects of misalignment on the performance of finite journal bearings lubricated with couple stress fluids[J]. Int. J. Computer Application in Technology, 2004, 21(3): 137-146.

作者简介: 朱军超, 男, 1988 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为轴承润滑及轴系振动。

E-mail: zjc330@126.com