

混合流润滑条件下的水润滑橡胶轴承的润滑特性

杜媛英^{1,2}, 李明¹, 刘刚¹, 李自刚¹, 侯高强¹

(1. 西安科技大学理学院, 710054, 西安; 2. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 730050, 兰州)

摘要: 针对水润滑橡胶轴承在混合流态下的润滑问题, 基于层流、湍流经典润滑理论建立了水润滑橡胶轴承混合流态下的润滑方程, 采用有限差分法分析了混合流润滑下的雷诺数、水膜厚度、衬层变形及水膜压力随偏心率、转速和长径比的变化规律, 并将层流、湍流和混合流3种润滑流态下计算得到的润滑特性进行了对比分析。结果表明: 混合流润滑方程比层流和湍流润滑方程更适合水润滑橡胶轴承的实际运行工况, 混合流润滑下的水膜厚度、衬层变形和水膜压力的取值范围均处在层流润滑和湍流润滑之间; 在混合流润滑下, 雷诺数在承压区随偏心率的增大而减小, 同时随转速的增加而增大; 水膜厚度随偏心率的增大而减小, 随转速和长径比的增大而增大; 偏心率对最大衬层变形的影响最大, 转速的影响次之, 长径比的影响最小; 水膜压力在承压区随着偏心率、转速和长径比的增加均增大。此研究可为准确分析水润滑橡胶轴承实际运行工况下的润滑特性提供参考, 也可作为计算流体动力学(CFD)仿真水润滑轴承润滑机理的研究提供依据。

关键词: 水润滑橡胶轴承; 混合流润滑; 雷诺数; 衬层变形; 水膜压力

中图分类号: TG156 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202009005 **文章编号:** 0253-987X(2020)09-0049-09



OSID 码

Lubrication Characteristics of Water-Lubricated Rubber Bearings in Mixed-Flow Lubrication

DU Yuanying^{1,2}, LI Ming¹, LIU Gang¹, LI Zigang¹, HOU Gaoqiang¹

(1. College of Science, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China;

2. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: To study the lubrication characteristics of water-lubricated rubber bearings (WLRBs) in mixed-flow state, based on the classical laminar flow and turbulent lubrication theory, the mixed flow lubrication equations were established for WLRBs. Adopting the finite difference method, the variations of Reynolds number, water film thickness, liner deformation and water film pressure with eccentricity, rotational speed, and length to diameter ratio under mixed-flow lubrication were investigated, and the lubrication characteristics in three different lubrication states of laminar, turbulent and mixed flows were studied. The results show that the mixed-flow lubrication equations are more suitable for the actual operating conditions of WLRBs than the laminar and turbulent theories. For the mixed-flow lubrication, the value ranges of water film thickness, liner deformation and water film pressure are all between that of laminar and turbulent lubrications. For the mixed-flow lubrication, the Reynolds number decreases with the eccentricity in the pressure-bearing zone but increases with the rotational speeds; the dimensionless water

film thickness decreases with the eccentricity, and increases with the rotational speed and the length to diameter ratio. The eccentricity has the biggest influence on the maximum liner deformation, followed by the rotational speed, and the smallest influence is the length to diameter ratio. The film pressure increases with the eccentricity, the rotational speed and the length-to-diameter ratio in the pressure-bearing zone. This study may provide reference for the accurate analysis on the lubrication characteristics of WLRBs under actual operating conditions, and also provide a basis for the simulation research via computational fluid dynamics (CFD) on lubrication mechanism of WLRBs.

Keywords: water-lubricated rubber bearing; mixed-flow lubrication; Reynolds number; liner deformation; water film pressure

水润滑橡胶轴承是滑动轴承的一种,它的内部通过模压硫化精密成形,是特种橡胶合金材料。水润滑橡胶轴承作为水下最适宜的轴承之一,当其在低速、重载、过载及转子不对中等复杂工况下运行时,润滑水膜内的水膜厚度变化极大,润滑膜内会出现一些区域为层流,而另外一些区域为湍流的状态,这时在实际润滑水膜内会出现层流和湍流共存的混合流动状态,这种流动状态称为混合流态。

到目前为止,层流润滑理论的发展已经相当成熟,但在自然科学和工程技术中,常常遇到的却是层、湍流共存的混合润滑状态,研究的较为成熟的层流却较少遇到。早在1923年,Taylor就对两个同心圆柱间的黏性流动进行了研究,并提出了同心圆柱间的临界雷诺数计算公式^[1],后续Taylor等总结了湍流润滑理论和机理,并将湍流理论在滑动轴承润滑及设计中的应用做了更为深入的研究^[2-3]。Constantinescu基于混合长理论,探讨了湍流状态下的轴承润滑特性^[4-5]。Ng等基于壁面定律法给出了一种线性化的湍流理论,并分析了滑动轴承内的湍流润滑特性^[6-8]。近年来,Cabrera等对水润滑橡胶轴颈轴承中的薄膜压力分布进行了实验研究,轴承中压力的积分表明它们在混合润滑状态下运行^[9]。Frêne等探讨了湍流流态下,考虑惯性力影响的轴承内和密封件之间流体薄膜的润滑特性^[10]。Shenoy等分析了层流润滑和湍流润滑下外部可调节的轴承润滑特性^[11]。Shyu等探讨了无限宽滑动轴承在热湍流润滑条件下的承载力,并建立了等温条件下的热湍流流体动力轴承的承载力公式^[12]。王迎佳等以深浅腔的高速阶梯轴承为研究对象,研究了润滑油膜中同时存在层流、紊流两种流态时轴承的润滑特性参数^[13]。Litwin通过实验方法讨论了关键设计参数对水润滑橡胶轴承润滑性能的影响^[14-15]。Mallya等分析了湍流流态下转子不对中

时复杂沟槽的静态润滑特性^[16]。目前,Lv等建立了考虑壁面滑移和轴颈不对中运行工况下水润滑轴承的混合润滑模型,发现在混合润滑时的最小名义膜厚减小,摩擦系数增加,且湍流效应显著增加了摩擦系数^[17]。Gao等对水润滑条件下滑动轴承的润滑性能进行了数值分析^[18]。Litwin等利用实验手段对水润滑轴承在润滑和冷却不当的情况下,衬套快速磨损的情况进行了测试^[19]。Du等分析了考虑轴颈倾斜和表面粗糙度的水润滑橡胶轴承的润滑特性^[20]。Geng等采用无线测试方法测试了水润滑橡胶轴承的水膜压力分布^[21]。Ouyang等建立了一种模拟轴偏心的试验台,并提出了一种水润滑橡胶轴承的识别方法^[22]。Wang等利用实验和计算流体动力学(CFD)相结合的方法,深入探讨了复杂沟槽下水润滑橡胶轴承的润滑机理和特性,发现多沟槽凹面橡胶轴承不存在全周完全连续水膜,处于混合润滑状态^[23-25]。

综上所述,目前国内外对水润滑橡胶轴承的润滑特性进行研究和数值计算时,常常采用完全层流润滑理论或部分采用完全湍流润滑理论,以使得问题得到简化,但水润滑橡胶轴承在实际运行时,由于橡胶衬层材料是高弹体材料,具有较大的变形,同时润滑介质水的黏度很低,水膜又很薄,实际润滑水膜内多为层、湍流区域共存的混合流态,实际雷诺数也是随当地实际水膜厚度的变化而变化的,此时如果采用完全层流润滑理论或完全湍流润滑理论,即雷诺数为一定值,会使得研究结果与实际流动规律有一定的偏差。加之,目前的CFD软件也只有完全层流和完全湍流模型,对混合流润滑这类问题的研究还不够完善。因此,本文基于层流、湍流经典润滑理论,建立了混合流态下的润滑理论,并在计算中考虑了雷诺数随水膜厚度的变化,具有重要的实际意义。

1 水润滑橡胶轴承基本参数及结构

计算中所涉及的轴承参数如表 1 所示。水润滑橡胶轴承的结构如图 1 所示,其中转子绕轴颈中心 O_m 转动,轴承中心为 O , e 为偏心距, φ 为偏位角, h 为水膜厚度,轴承半径为 R_0 。转子旋转时,流体动压润滑在橡胶轴承间隙中形成。

表 1 水润滑橡胶轴承结构参数

参数	数值
轴颈半径 R/mm	163
间隙比 $c \cdot R^{-1}$	0.003
长径比 $L \cdot d^{-1}$	3
转速 $n_s/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	100
衬层厚度系数 δ_h	0.1
橡胶泊松比 ν	0.47
水的黏度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.005

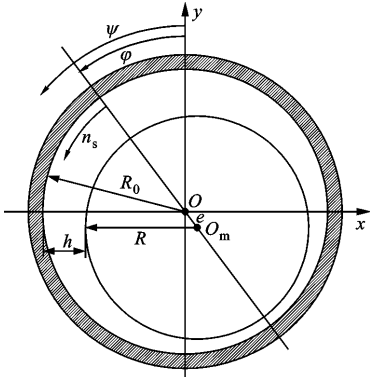


图 1 水润滑橡胶轴承示意图

2 控制方程

水润滑橡胶轴承在实际运行时,由于橡胶衬层变形较大,其润滑膜内的实际雷诺数不再是某一定值,而是随实际水膜厚度变化而变化。

2.1 水润滑橡胶轴承层流润滑和湍流润滑的判断准则

流体流态与雷诺数 Re 有关, Re 是流体流动时的惯性力和黏性力的比值,当 Re 超过某一临界值时,流动性质可由层流转变到湍流状态。同样地,滑动轴承间隙中的润滑膜流态也跟 Re 相关,水润滑橡胶轴承中的 Re 可用下式计算

$$Re = \rho u h / \mu \tag{1}$$

式中: ρ 为润滑剂水的密度; u 为轴颈的速度。

由式(1)可知, Re 随转速和膜厚变化而变化,将水膜内的流态从层流转变为湍流时的雷诺数定义为临界雷诺数 Re_c 。Taylor 在 1923 年对两个同心圆

柱间相互旋转的情况做了研究,并提出了轴承 Re_c 的计算公式,作为判断径向轴承中层流润滑向不稳定的湍流润滑转变的准则^[1]

$$Re_c = 41.1 \sqrt{R/c} \tag{2}$$

由表 1 的参数求得 Re_c 为 750。

2.2 混合流理论下的润滑方程

当润滑膜内流体的雷诺数小于临界雷诺数时,润滑膜内的流体处在层流状态,此时的水润滑橡胶轴承采用层流理论下的润滑方程。当润滑膜内流体的雷诺数大于临界雷诺数时,润滑膜内的流体处在湍流状态,采用湍流理论下的润滑方程。本文采用国际广泛使用的 Ng-Pan 湍流润滑理论^[6]。Ng-Pan 湍流润滑理论认为,润滑液膜内的流动与湍流边界层类似,因而采用雷恰特提出的湍流黏性系数公式,它的润滑方程在形式上类似于雷诺方程。

结合上述层流和湍流的润滑理论,建立混合流理论下水润滑橡胶轴承的润滑方程,其水膜压力方程为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= 6\omega \frac{\partial h}{\partial x}, \quad Re < Re_c \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu k_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu k_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) &= 6\omega \frac{\partial h}{\partial x}, \quad Re \geq Re_c \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

式中: x, z 为圆柱坐标系的两个坐标; p 为润滑膜压力; μ 为润滑剂动力黏度; ω 为轴颈角速度; k_x, k_z 为湍流因子^[6], $k_x = 1 + (0.013\ 6/12) Re^{0.9}$, $k_z = 1 + (0.013\ 6/12) Re^{0.98}$ 。

水膜压力的归一化形式为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) &= \frac{\partial H}{\partial \theta}, \quad Re < Re_c \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{k_x} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{d}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{H^3}{k_z} \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) &= \frac{\partial H}{\partial \theta}, \quad Re \geq Re_c \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

式中: θ 为归一化周向坐标; λ 为归一化轴向坐标; H 为归一化水膜厚度; P 为归一化水膜压力; d 为轴颈直径; L 为轴承长度。

归一化所用的特征量为

$$\left. \begin{aligned} \theta &= x/R \\ \lambda &= z/(L/2), \quad -1 \leq \lambda \leq 1 \\ H &= h/c; \quad P = c^2 p / 6u\eta R \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

式中 c 为轴承间隙。

2.3 水膜厚度

2.3.1 弹性变形 水润滑橡胶轴承衬层的弹性变形为^[26]

$$\Delta h = -\frac{4}{\pi E'} \int_0^{2\pi} \ln |x - \zeta| p(\zeta) d\zeta \quad (6)$$

式中: Δh 为衬层变形量; $p(\zeta)$ 为水膜压力; $x - \zeta$ 为压力作用点与弹性变形计算点之间的距离。

2.3.2 水膜厚度方程 橡胶轴承的水膜厚度包括轴承与转子的间隙和橡胶材料的变形量。以 c 为特征长度进行归一化, 可得到水润滑轴承的归一化水膜厚度为

$$H = 1 + \varepsilon \cos(\Psi - \varphi) + \Delta H \quad (7)$$

式中: ε 为轴承的偏心率; Ψ 为周向角; φ 为偏位角; ΔH 为归一化弹性变形量。

2.4 平衡方程

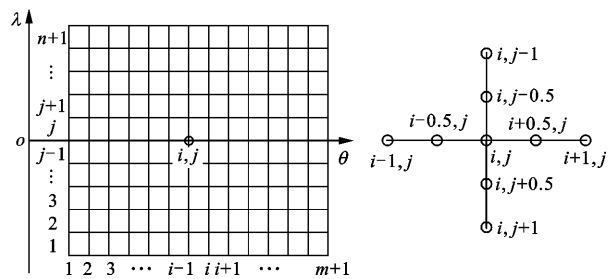
水膜压力与载荷达到平衡时, 水膜压力在 x 轴和 y 轴上的分力为 W_x 和 W_y , 水膜承载力 W 为

$$\left. \begin{aligned} W_x &= \int_0^{2\pi} L \int_0^L p \cos \theta r d\theta dz \\ W_y &= \int_0^{2\pi} L \int_0^L p \sin \theta r d\theta dz \\ W &= \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

3 数值计算方法及有效性分析

3.1 数值计算方法

图2为求解域的网格划分和差分格式示意图, 其中沿轴向和周向将 λ 和 θ 划分为 n 和 m 个等距区间。在求解过程中, 求解域定义为 $0 \leq \theta \leq 2\pi$, $-1 \leq \lambda \leq 1$ 。计算网格的控制域为 120×120 个等距的节点, 采用有限差分法离散方程(1)。



(a) 网格划分 (b) 半步长中心差分格式
图2 网格划分和差分格式示意图

利用半步长中心差分格式可求得水膜压力, 则混合流润滑方程式(4)可表示为

$$\left. \begin{aligned} AP_{i+1,j} + BP_{i-1,j} + CP_{i,j+1} + DP_{i,j-1} - EP_{i,j} &= F_{i,j}, Re < Re_c \\ A'P_{i+1,j} + B'P_{i-1,j} + C'P_{i,j+1} + D'P_{i,j-1} - E'P_{i,j} &= F'_{i,j}, Re \geq Re_c \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

其中各项系数分别为

$$\left. \begin{aligned} A &= H_{i+0.5,j}^3; B = H_{i-0.5,j}^3 \\ C &= (d\Delta\theta/L\Delta\lambda)^2 H_{i,j+0.5}^3 \\ D &= (d\Delta\theta/L\Delta\lambda)^2 H_{i,j-0.5}^3 \\ E &= A + B + C + D \\ F &= \Delta\theta(H_{i+0.5,j} - H_{i-0.5,j}) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} A' &= (1/k_x) H_{i+0.5,j}^3; B' = (1/k_x) H_{i-0.5,j}^3 \\ C' &= (1/k_z) (d\Delta\theta/L\Delta\lambda)^2 H_{i,j+0.5}^3 \\ D' &= (1/k_z) (d\Delta\theta/L\Delta\lambda)^2 H_{i,j-0.5}^3 \\ E' &= A' + B' + C' + D' \\ F' &= \Delta\theta(H_{i+0.5,j} - H_{i-0.5,j}) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

边界条件为自然破裂, 由式(9)可求得各节点的 $P_{i,j}$ 。通过 MATLAB 编写相关分析程序, 利用超松弛迭代方法提高计算的精度和效率, 收敛精度均为 0.000 01, 其流程图如图3所示。

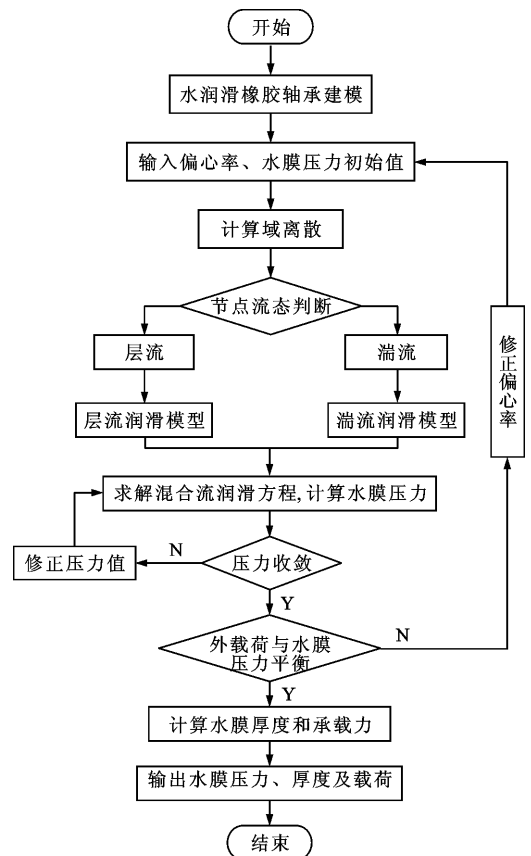


图3 求解流程图

3.2 混合流润滑的试验验证

在进行数值分析前, 需进行程序的有效性验证。鉴于学者 Litwin 的水润滑橡胶轴承试验结果具有很高的准确性^[27], 采用与 Litwin 水润滑橡胶轴承试验相同的几何和工况参数, 将本程序的计算结果与其试验结果进行比较分析。

图 4 所示为轴颈直径为 100 mm、轴承长度为 300 mm、轴颈与轴承之间的间隙为 0.4 mm、载荷为 0.5 MPa、轴颈转速为 70 rad/s 时,混合流润滑模型计算的水膜压力与 Litwin 的试验获得的水膜压力沿轴向的变化。

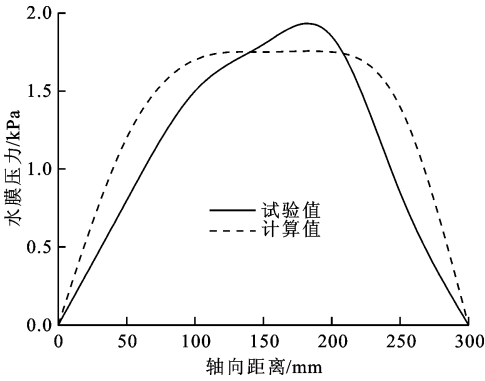


图 4 混合流润滑模型计算的水膜压力与 Litwin 的试验获得的水膜压力沿轴向的变化

由图 4 可看出,混合流润滑理论计算得到的水膜压力沿轴向的变化趋势与 Litwin 试验获得的结果类似。分析图 4 可知:采用混合流理论计算的最大水膜压力与试验测得的最大水膜压力的误差在 6% 以内,数值计算曲线和试验值所围面积相差较小,且沿轴向大约 80% 的区域为橡胶轴承的主要承压区,这些分析结果证明本程序能有效地进行水润滑橡胶轴承润滑特性分析。

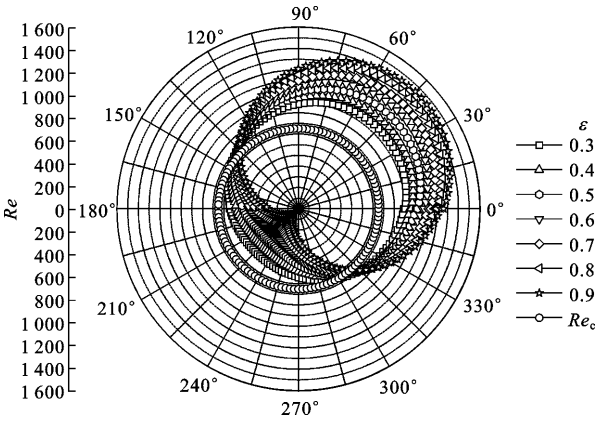
4 数值计算及结果分析

为了分析水润滑橡胶轴承在混合流润滑理论下的润滑特性,研究混合流润滑理论下的雷诺数、水膜厚度、衬层变形及水膜压力随偏心率、转速和长径比的变化规律,并将层流、湍流和混合流 3 种润滑理论计算得到的润滑特性进行了对比分析。

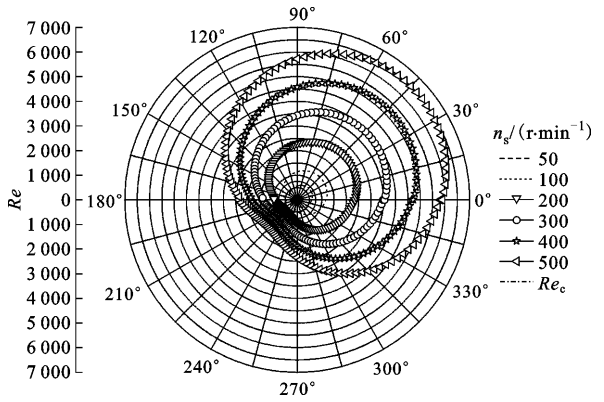
4.1 混合流润滑理论下水润滑橡胶轴承的润滑特性分析

4.1.1 雷诺数随偏心率、转速和长径比的变化 图 5 为混合流态润滑模型下雷诺数随偏心率、转速和长径比的变化曲线。

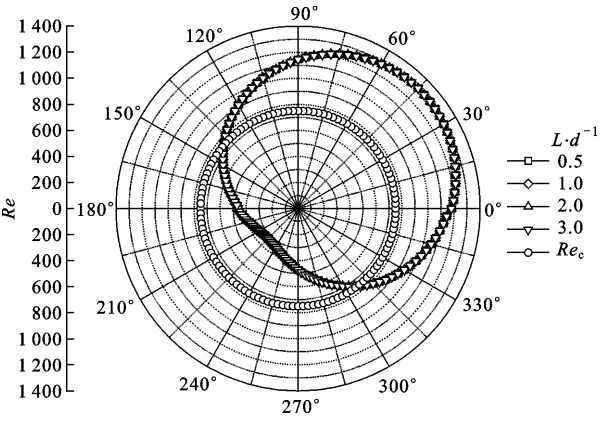
由图 5a 可以看出:在承压区,雷诺数随偏心率的增大而减小;在非承压区,雷诺数随偏心率的增大而增大。同时,在承压区的雷诺数均大于临界雷诺数,非承压区恰好相反。这主要是由于在承压区水膜厚度很薄,雷诺数在临界雷诺数以下,流体主流区域为层流;在非承压区内的润滑膜较厚,雷诺数大于临界雷诺数,润滑流体的主流区域为湍流,湍流区内



(a) 雷诺数随偏心率的变化



(b) 雷诺数随转速的变化



(c) 雷诺数随长径比的变化

图 5 雷诺数随偏心率、转速和长径比的变化曲线

的流动状况较为复杂。由图 5b 可以看出:在混合流态润滑模型下,雷诺数随转速的增大而增加,转速为 50 r/min 时的实际雷诺数均小于临界雷诺数,当转速为 100~200 r/min 时,实际雷诺数部分小于临界雷诺数,部分大于临界雷诺数,当转速为 300~500 r/min 时,雷诺数均大于临界雷诺数。这是由于 n_s 为 50 r/min 时,润滑膜内的流态为层流,当 n_s 为 100~200 r/min 时,润滑膜内的流态为层、湍流共存的混合流态,当 n_s 为 300~500 r/min 时,润滑膜

内的流态为湍流。由图 5c 可以看出,在承压区,轴承的长径比对雷诺数的影响不大。这是因为雷诺数与轴承的长度关系不大,因此在设计时可适当放宽长径比的要求。

4.1.2 水膜厚度随偏心率、转速和长径比的变化

图 6 为混合流润滑模型下水膜厚度随偏心率、转速和长径比的变化曲线。

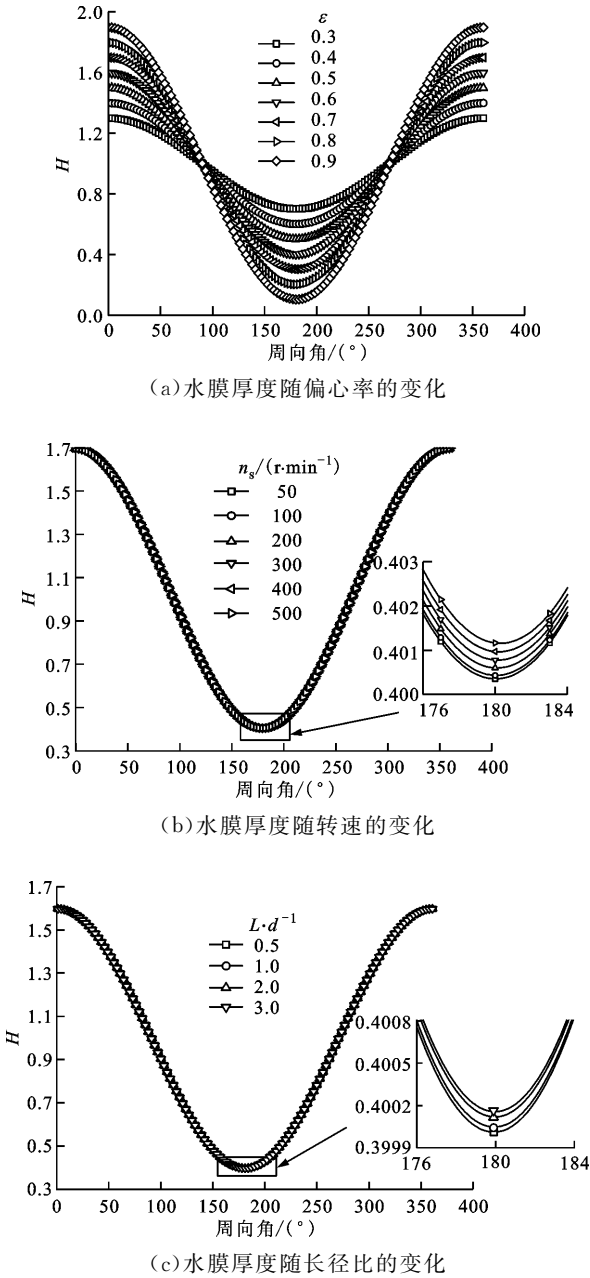


图 6 水膜厚度随偏心率、转速和长径比的变化曲线

由图 6a 可以看出,在混合流润滑下,7 种偏心率下的水膜厚度变化趋势基本一致,均呈正弦波形状,随着偏心率的增大,最小水膜厚度逐渐减小。这是由于偏心率增大时,转子所受外力增大,轴心位置偏移增大,导致最小水膜厚度减小。由图 6b 可以看

出,在混合流态润滑下,6 个转速下的水膜厚度分布趋势也基本一致,最小水膜厚度均随着转速的增加而增大,当转速为 300 r/min 时,其最小水膜厚度变化有轻微突变。这是由于此时的层、湍流掺混较多,动量交换较大所致。由图 6c 可以看出,在混合流态润滑理论下,随着长径比的增大,最小水膜厚度也逐渐增加。长径比的增大会提高橡胶轴承的承载力,但会导致轴颈和轴承的接触面和摩擦力增加,使运转稳定性下降。

4.1.3 衬层变形随偏心率、转速和长径比的变化

图 7 为混合流润滑下衬层变形量随偏心率、转速和长径比的变化曲线。

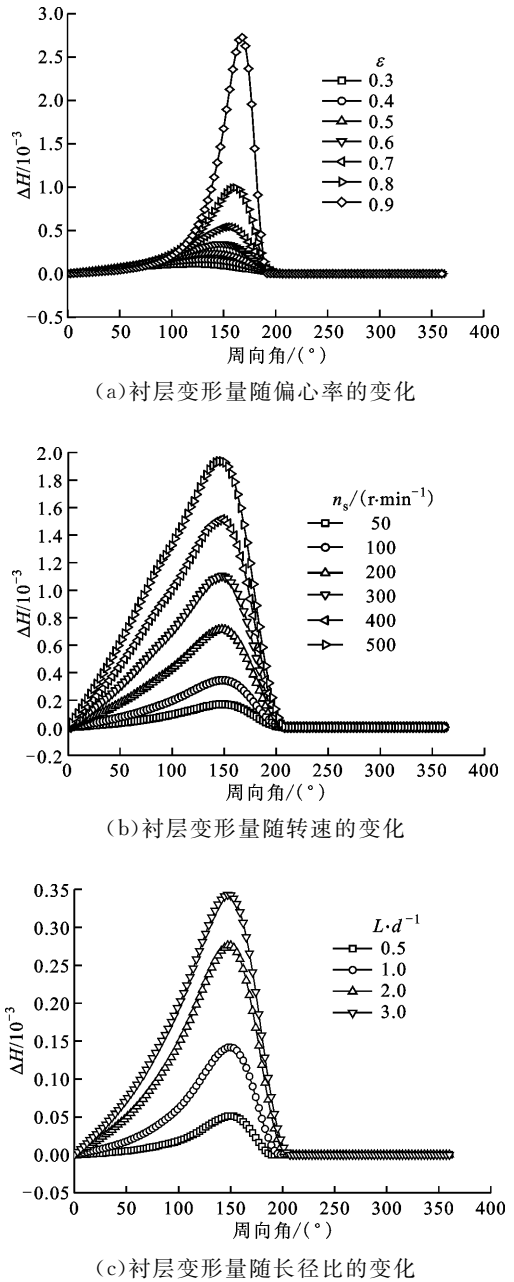


图 7 衬层变形量随偏心率、转速和长径比的变化曲线

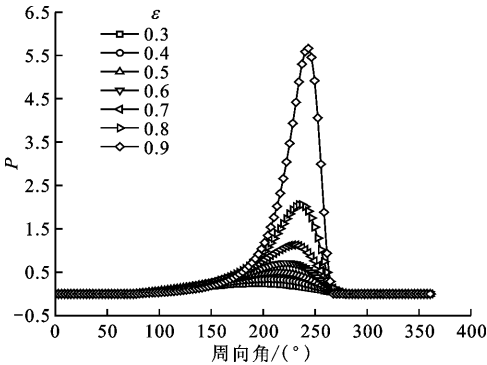
由图 7a 可以看出,在混合流态润滑下,7 种偏心率下的衬层变形量变化曲线趋势类似,当偏心率为 0.3~0.7 时,最大衬层变形量在 0.000 5 以内,当偏心率为 0.7~0.9 时,最大衬层变形量迅速增大到 0.003。这是由于偏心率增大时,水润滑橡胶轴承所承受的载荷变大,衬层变形量增大,当偏心率大于 0.7 时,轴承的偏载效应非常显著。由图 7b 可以看出,在混合流润滑下,随着转速的增大,衬层变形量的变化趋势呈一致的山峰状,且均随转速的增加而增大。在低转速时,衬层变形较为光滑,在中高转速时,有轻微突变。这主要是由于随着转速的增加,润滑膜内的流态由层流占主导地位逐渐转变为湍流占主导地位,此时润滑膜内惯性力占主导地位。由图 7c 可以看出,不同长径比下的衬层变形量变化趋势也类似,衬层变形量随长径比的增加也增大。这主要是由承载力随长径比增大而增大,导致衬层变形量增加。

4.1.4 水膜压力随偏心率、转速和长径比的变化

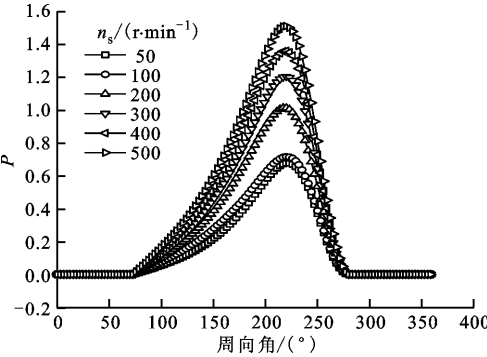
图 8 为混合流润滑下水膜压力随偏心率、转速和长径比的变化曲线。

由图 8a 可以看出:在承压区水膜压力随着偏心率的增加而增大,在非承压区水膜压力的变化不明显;偏心率从 0.3 增大到 0.7 时,最大水膜压力增加得较为缓慢,但当偏心率达到 0.8~0.9 时,最大水膜压力迅速增大。这是由于当偏心率增大时,平衡外载荷的水膜压力也随之增加,当偏心率达到 0.8~0.9 时,水膜压力迅速增大。由图 8b 可以看出,在承压区水膜压力随着转速的增加而增大,且当转速为 50~100 r/min 时,由于主流区域的流态为层流,最大水膜压力随转速变化不是很大,但当转速继续增大,润滑水膜的主流态为混合流或湍流流态,流体流动很不稳定且动量交换很大,此时的润滑特性更接近湍流的润滑特性,最大水膜压力随转速增大迅速增大。由图 8c 可以看出,在承压区最大水膜压力随长径比的增大而增加。这是因为随着长径比的增加,轴承的承载力随之增大,相应的水膜压力也增加。

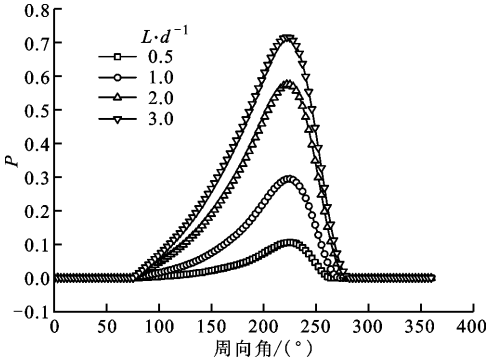
综上所述:在混合流润滑下,雷诺数在承压区随偏心率的增大而减小,在非承压区随偏心率的增大而增大,同时随转速的增大而增加,随长径比的变化不大;水膜厚度随偏心率的增大而减小,随转速和长径比的增加而增大;偏心率对最大衬层变形量的影响最大,转速的影响次之,长径比的影响最小;水膜压力在承压区随偏心率的增加而增大,随转速和长径比的增加也增大。



(a)水膜压力随偏心率的变化



(b)水膜压力随转速的变化



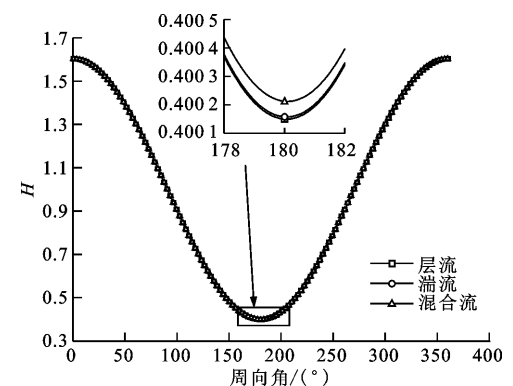
(c)水膜压力随长径比的变化

图 8 水膜压力随偏心率、转速和长径比的变化曲线

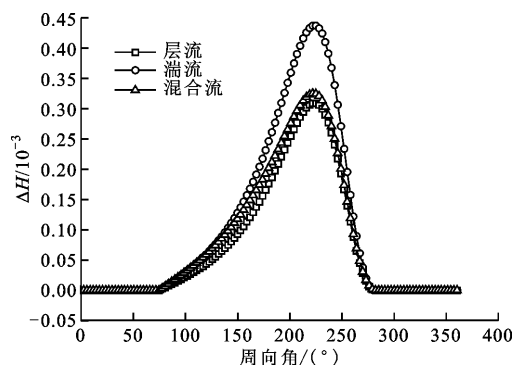
4.2 不同流态下水润滑橡胶轴承的润滑特性分析

采用层流、湍流和混合流 3 种润滑理论对转速为 100 r/min、偏心率为 0.6 的水润滑橡胶轴承润滑特性进行计算,获得的水膜厚度、衬层变形和水膜压力变化曲线如图 9 所示。

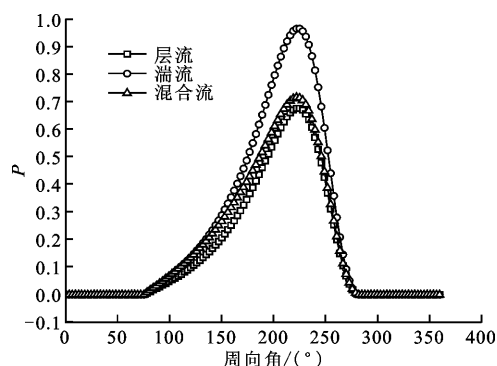
由图 9a 可以看出,3 种润滑流态下水膜厚度沿周向均呈正弦波状分布,且最小水膜厚度由大到小依次为湍流润滑、混合流润滑、层流润滑;由图 9b 可以看出,湍流润滑的衬层变形最大,混合流润滑的衬层变形居中且与层流润滑更类似,层流润滑下衬层变形最小;由图 9c 可以看出,3 种润滑流态下计算的水膜压力沿周向分布趋势基本一致,且湍流流态下的最大水膜压力远大于混合流态和层流。这主要



(a) 水膜厚度分布



(b) 衬层变形分布



(c) 水膜压力分布

图9 3种流态下水膜厚度、衬层变形和水膜压力变化曲线

是由于湍流润滑时流体内部的动量交换较大,流动不稳定,造成水膜压力和衬层变形较大,而在层流润滑时流体的稳定性较好,同时在低转速时,实际润滑膜内的层流区域居多。

由上述分析可知,混合流润滑下的水膜厚度、衬层变形和水膜压力均处在层流润滑和湍流润滑之间。综上分析,认为混合流润滑方程可以更准确地分析水润滑橡胶轴承的润滑特性。

5 结论

采用有限差分法,针对水润滑橡胶轴承在混合

流态下的润滑问题,首先基于层流、湍流经典润滑理论建立了混合流润滑方程,其次分析了混合流润滑下雷诺数、水膜厚度、衬层变形及水膜压力随偏心率、转速和长径比的变化规律,最后将层流、湍流和混合流3种润滑理论计算得到的润滑特性进行了对比分析,主要结论如下。

(1)与层流润滑理论和湍流润滑理论相比,混合流润滑理论可以更准确地预测水润滑橡胶轴承在实际工况下的润滑特性。

(2)混合流润滑下的水膜厚度、衬层变形和水膜压力均处于层流润滑和湍流润滑之间。

(3)在混合流润滑下,雷诺数在承压区随偏心率的增大而减小,同时随转速的增加而增大,随长径比的变化不大。水膜厚度随偏心率的增大而减小,随转速和长径比的增大而增大。偏心率对最大衬层变形的影响最大,转速的影响次之,长径比的影响最小。水膜压力在承压区随着偏心率的增加而增大,随转速和长径比的增加也增大。

上述结论可为水润滑橡胶轴承的润滑特性研究、机理分析和CFD仿真的可靠性等方面提供参考。

参考文献:

- [1] TAYLOR G I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders [J]. Proceedings of the Royal Society: A, 1923, 102(718): 541-542.
- [2] TAYLOR C M, DOWSON D. Turbulent lubrication theory; application to design [J]. Journal of Lubrication Technology, 1974, 96(1): 36-46.
- [3] KING K F, TAYLOR C M. A theoretical estimation of the performance of journal bearings operating in the turbulent lubrication regime [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1975, 17(2): 52-56.
- [4] CONSTANTINESCU V N. On turbulent lubrication [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1959, 173(1): 881-900.
- [5] CONSTANTINESCU V N. Analysis of bearing operating in turbulent regime [J]. Journal of Basic Engineering, 1962, 82: 139-151.
- [6] NG C W, PAN C H T. A linearized turbulent lubrication theory [J]. Journal of Basic Engineering, 1965, 87: 675-688.
- [7] NG C W. Fluid dynamic foundation of turbulent lubrication theory [J]. Wear, 1964, 7(4): 311-321.
- [8] ELROD H G, NG C W. A theory for turbulent fluid films and its application to bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1967, 89(3): 346-362.

- [9] CABRERA D L, WOOLLEY N H, ALLANSON D R, et al. Film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(2): 125-132.
- [10] FRÈNE J, ARGHIR M, CONSTANTINESCU V N. Combined thin-film and Aavier-Stokes analysis in high Reynolds number lubrication [J]. Tribology International, 2006, 39(8): 734-747.
- [11] SHENOY B S, PAI R. Stability characteristics of an externally adjustable fluid film bearing in the laminar and turbulent regimes [J]. Tribology International, 2010, 43(9): 1751-1759.
- [12] SHYU S H, JENG Y R, CHANG C C. Load capacity for adiabatic infinitely wide plane slider bearings in the turbulent thermohydrodynamic regime [J]. Tribology Transactions, 2004, 47(3): 396-401.
- [13] 王迎佳, 刘敏珊, 岑少起, 等. 层流紊流共存时径向滑动轴承热流体润滑性能分析 [J]. 郑州大学学报(工学版), 2013, 34(5): 43-47.
- WANG Yingjia, LIU Minshan, CEN Shaoqi, et al. Analysis of lubrication performance of hot fluid of journal bearing under the coexistence state of fluid with laminar flow and turbulence [J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2013, 34(5): 43-47.
- [14] LITWIN W. Influence of surface roughness topography on properties of water-lubricated polymer bearings: experimental research [J]. Tribology Transactions, 2011, 54(3): 351-361.
- [15] LITWIN W. Influence of main design parameters of ship propeller shaft water-lubricated bearings on their properties [J]. Polish Maritime Research, 2010, 17(4): 39-45.
- [16] MALLYA R, SHENOY S B, PAI R. Static characteristics of misaligned multiple axial groove water-lubricated bearing in the turbulent regime [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(3): 385-398.
- [17] LV F, RAO Z, TA N, et al. Mixed-lubrication analysis of thin polymer film overlaid metallic marine stern bearing considering wall slip and journal misalignment [J]. Tribology International, 2017, 109: 390-397.
- [18] GAO G, YIN Z, JIANG D, et al. Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water [J]. Tribology International, 2014, 75: 31-38.
- [19] LITWIN W, DYMARSKI C. Experimental research on water-lubricated marine stern tube bearings in conditions of improper lubrication and cooling causing rapid bush wear [J]. Tribology International, 2016, 95: 449-455.
- [20] DU Y, LI M. Effects on lubrication characteristics of water-lubricated rubber bearings with journal tilting and surface roughness [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2020, 234(2): 161-171.
- [21] GENG T, MENG Q C, WANG N, et al. Experimental investigation of film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2014, 228(4): 397-406.
- [22] OUYANG W, ZHANG X, JIN Y, et al. Experimental study on the dynamic performance of water-lubricated rubber bearings with local contact [J]. Shock and Vibration, 2018, 2018: 1-10.
- [23] WANG N, MENG Q, WANG P, et al. Experimental research on film pressure distribution of water-lubricated rubber bearing with multiaxial grooves [J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(8): 084501.
- [24] 王楠, 孟庆丰, 王朋朋, 等. 水润滑橡胶轴承特性仿真与试验研究 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(13): 113-121.
- WANG Nan, MENG Qingfeng, WANG Pengpeng, et al. Simulation and experimental research on properties of water-lubricated rubber bearing [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(13): 113-121.
- [25] 王楠, 孟庆丰, 张雪冰, 等. 多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力的无线测试方法 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3): 1-6.
- WANG Nan, MENG Qingfeng, ZHANG Xuebing, et al. Wireless measurement for film pressure of multi-groove water-lubricated rubber bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(3): 1-6.
- [26] 徐芝纶. 弹性力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2015: 221-223.
- [27] LITWIN W. Experimental research on water lubricated three layer sliding bearing with lubrication grooves in the upper part of the bush and its comparison with a rubber bearing [J]. Tribology International, 2015, 82: 153-161.

(编辑 荆树蓉)