

非高斯表面对水润滑船艉轴承混合润滑性能的影响研究

Study on the effect of non-Gaussian surfaces on the mixed lubrication properties of water-lubricated stern bearings

孟炜峰, 谷俊峰

Meng Wei-feng, Gu Jun-feng

大连理工大学 力学与航空航天学院, 辽宁 大连 116024

摘要: 船舶艉轴承是船舶轴系重要组成部分, 其润滑特性对推进效率至关重要, 水润滑艉轴承因其结构简单无污染的特点已经成为目前的发展趋势和研究热点, 但是粗糙表面特征对于其混合润滑性能的影响目前尚未得到充分研究。针对这一现象本文建立了考虑轴颈倾斜、轴瓦变形和非高斯粗糙表面的水润滑艉轴承混合润滑分析模型, 以粗糙峰高度综合标准差表征表面粗糙度, 以偏度和峰度表征非高斯分布程度, 研究非高斯分布参数对艉轴承的润滑影响。研究结果表明更大的偏度不利于润滑水膜的形成, 从而使液膜压力减小, 使接触力增加, 更大的峰度不利于粗糙峰接触, 从而使接触力减小, 使液膜压力增大。

关键词: 非高斯表面、水润滑船艉轴承、混合润滑

0.引言

艉轴承是船舶推进轴系的一部分, 是船舶必须的传动与支撑部件^[1], 传统船舶的艉轴承利用矿物润滑油进行润滑, 由于密封、结构、乳化等因素^[2]不可避免的会出现泄露, 一艘功率为 880 kW 的大型船舶, 每年泄露润滑油可达 3t 以上。所以, 使用无污染的水润滑艉轴承取代传统的油润滑轴承成为绿色航运领域的发展趋势和研究热点。

水的粘度相比润滑油低了三到四个数量级, 艉轴承低速重载、频繁启停的特性使润滑水膜无法完全分开艉轴与轴瓦表面^[3], 艉轴承通常处于混合润滑状态。表面粗糙度不但会对液膜流动特性产生影响, 而且摩擦表面之间的微凸峰会发生直接接触并承担部分载荷, 所以粗糙表面的性质在艉轴承的润滑中起着重要作用。而且, 粗糙峰的高度、宽度和曲率分布的微小变化都会对粗糙表面的接触行为产生明显的影响。

针对粗糙表面混合润滑接触特性的研究, 需要构建粗糙表面接触时的润滑介质流动模型, 目前针对水润滑滑动轴承混合润滑数值求解以统计模型为主, 1886 年 Reynolds^[4]最早提出流体润滑方程, 雷诺方程为粗糙表面混合润滑接触特性研究奠定了理论基础。Patir 和 Cheng^[5]推导二维平均雷诺方程, 定义高斯粗糙表面的压力流量因子和剪切流量因子, 形成弹流润滑接触平均雷诺方程。吴承伟等人^[6]对弹流润滑接触平均雷诺方程进行改进, 引入接触因子建立了部分膜润滑平均雷诺方程。Jain 等人^[7]着重研究轴瓦结构变形对轴承动力特性的影响, 假设轴瓦的变形与液膜压力成正比, 计算考虑轴瓦静态变形时的轴承动力特性系数。

在微观层面上, 转轴与轴瓦两个粗糙表面之间的接触本质上是无数对随机分布的微凸体接触, 在获得微凸体的数量、形状、高度、曲率半径和位置等参数后, 可以利用数学方法建立粗糙表面接触模型。Hertz 等人^[8]分析了两个弹性球体接触处的应力状态, 假设微凸体接触是点接触, 得到了经典弹性接触理论。Greenwood 和 Williamson 两位学者^[9]利用统计接触分析得出的 GW 接触模型, 这一模型通过粗糙度把两个粗糙表面接触问题等效为光滑表面和粗糙表面接触问题, 为研究粗糙表面接触特性奠定了坚实基础。数年来学者们不断对经典的 GW 接触模型中存在的问题进行补充分析, 使其更加贴合实际工程表面, 然而这些接触模型均是

针对粗糙表面上微凸体高度呈高斯分布假设下所建立的。对于非高斯粗糙表面，Pei^[10]等人提出了一种非高斯粗糙表面弹流润滑线接触分析方法，并在此基础上推导出了最小油膜厚度公式。Gu 和 Meng^[11]考虑了粗糙表面微凸体的非高斯特性，提出了一种可指定标准偏差、偏度和峰度值的改进混合润滑接触模型，分析了表面形貌对粗糙织构表面摩擦学性能的影响。

综上所述，目前针对水润滑艏轴承的研究均假设艏轴与艏轴承接触表面粗糙度符合理想的高斯分布，但是在现实中大部分的加工表面以及磨损表面通常为非高斯分布。目前还缺乏非高斯表面对船舶水润滑艏轴承润滑性能影响的研究，也缺乏综合考虑轴承结构、轴承材料、工况以及轴承粗糙表面的协同作用对于轴承性能的影响的研究。

1.混合润滑模型：

1.1 非高斯表面

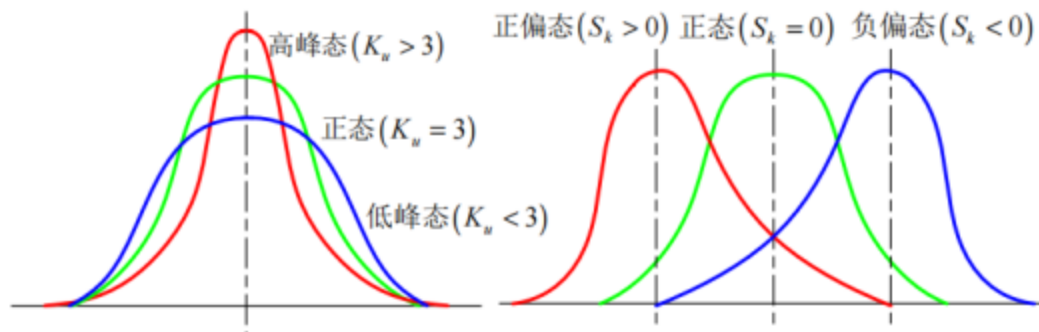


图 1 峰度和偏度分布曲线示意图^[17]

高斯粗糙表面的微凸体高度分布概率密度函数可由微凸体高度均值及方差确定，为了确定非高斯粗糙表面微凸体高度分布的概率密度函数，需要引入偏度和峰度两个参数，图 1 是不同峰度和偏度下非高斯粗糙表面微凸体高度概率分布曲线示意图，偏度表示概率分布曲线的不对称性，负偏态表面没有明显峰尖，正偏态表面没有明显崖谷；峰度表示概率分布曲线尖锐或平缓的程度，高峰态表面高峰值和低谷值更多，低峰态表面高峰值和低谷值更少。

1.2 平均雷诺方程

在动力润滑与弹流润滑中，轴颈、轴瓦表面平均轮廓之间的间距被称为液膜厚度，用名义膜厚 h 来表示，名义膜厚有别于真实膜厚。如图 2 所示，真实膜厚 $h_T = h + \delta_j + \delta_b$ ，其中 δ_j 、 δ_b 表示轴颈、轴瓦表面微凸体高度。

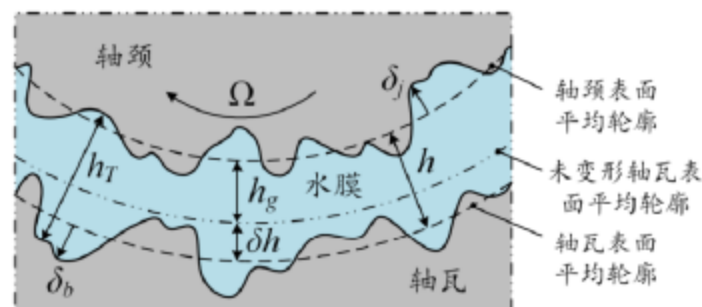


图 2 轴承混合润滑膜厚示意图^[12]

在平均流量模型中，粗糙度的影响通过流量因子表示，进行膜厚分析时只需要考虑名义膜厚。艏轴承膜厚分布如图 3 所示，轴颈受到螺旋桨影响挠曲变形，相对轴线存在轴颈倾角，

艮轴承长度相比整个艮轴来说较短,可认为轴颈倾角沿轴向保持不变,因此仅需考虑竖直面内的轴颈倾斜,本文取轴颈倾角为 0.35mrad 。

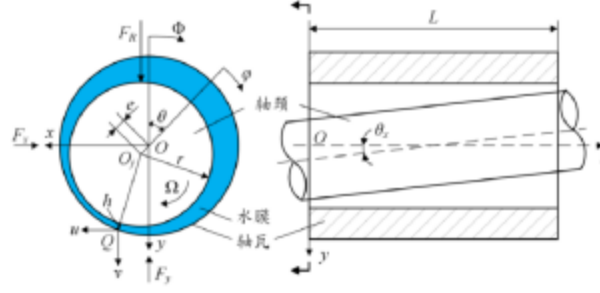


图3 艮轴承膜厚分布^[12]

定义坐标原点在轴承艮部端面中心,该端面内的偏心距和偏位角用 e 和 θ 分别表示,圆周角分别为 Φ 和 φ 且 $\Phi = \varphi + \theta$,轴承长度为 L ,半径为 r ,直径为 d ,轴承半径间隙为 c 。轴向坐标 z 处的偏心距 e_z 和偏位角 θ_z 是轴向坐标的函数,如式(1)和式(2)所示。横坐标在任意处的水膜厚度如式(3)所示, δh 是由于轴瓦变形而引起的膜厚增量,无量纲水膜厚度如式(4)所示,其中 $H = h/c$, $\delta H = \delta h/c$ 。

$$e_z = \sqrt{e^2 + z^2 \theta_x^2 - 2ez\theta_x \cos \theta} \quad (1)$$

$$\theta_z = \arctan \frac{e \sin \theta}{e \cos \theta - z\theta_x} \quad (2)$$

$$h = c + e_z \cos(\Phi - \theta_z) + \delta h \quad (3)$$

$$H = 1 + \xi_z \cos(\Phi - \theta_z) + \delta H \quad (4)$$

稳态运转艮轴承的无量纲形式雷诺方程如式(5)所示, ϕ_x 和 ϕ_y 为压力流量因子, ϕ_s 为剪切流量因子, ϕ_c 为接触因子, σ 是均方根粗糙度。无量纲因子 $H = h/c$, $\phi = 2x/d$, $\lambda = 2y/L$, $P = 2pc^2 / \eta u d^2$, 其中 p 是水膜压力, c 是半径间隙, η 为水的动力粘度, u 是艮轴转速。

$$\frac{\partial}{\partial \phi} (\phi_x H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi}) + (\frac{d}{L})^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} (\phi_y H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda}) = 3\phi_c \frac{\partial H}{\partial \phi} + 3 \frac{\sigma}{c} \frac{\partial \phi_s}{\partial \phi} \quad (5)$$

各向同性非高斯表面的流量因子和接触因子被拟合为关于膜厚比 λ 的公式, Morales^[13]建立解析插值模型,得到非高斯粗糙表面的压力流量因子如式(6)所示,以及剪切流量因子如式(7)所示。吴承伟^[6]求解出非高斯粗糙表面接触因子如式(8)所示。

$$\phi_x = \phi_y = 1 - 0.9e^{-0.56\lambda} + \frac{S_k}{\lambda^3} \quad (6)$$

$$\phi_s = 1.899 \frac{(\lambda^4 + 6\lambda^2 + 450)(10K_u - 6S_k\lambda + 3\lambda^2)}{(3\lambda^2 + 30)(150K_u - 10S_k\lambda + \lambda^4 + 6\lambda^2)} \lambda^{0.98} e^{-0.92\lambda + 0.05\lambda^2} (\lambda \leq 5) \quad (7)$$

$$\phi_s = 1.126 \frac{(\lambda^4 + 6\lambda^2 + 450)(10K_u - 6S_k\lambda + 3\lambda^2)}{(3\lambda^2 + 30)(150K_u - 10S_k\lambda + \lambda^4 + 6\lambda^2)} \lambda^{0.98} e^{-0.25\lambda} (\lambda > 5)$$

$$\phi_c = 0.0166e^{-\frac{\lambda^2}{2}} (S_k(4\lambda^2 - 4) - K_u(\lambda^3 - 3\lambda) + 12\sqrt{2}\pi e^{\frac{\lambda^2}{2}} (1 + \text{erf}(\frac{\lambda}{\sqrt{2}}))) + 3\lambda^3 - 9\lambda \quad (8)$$

轴瓦材料超高分子量聚乙烯是一种热固性高分子材料，由于轴颈的弹性模量远大于轴瓦，本文只考虑轴瓦衬层的弹性变形。利用计算效率高，计算精度得到验证的 Winkle 假设方法计算，变形后的膜厚如式 (9) 所示^[14]， δh 是利用 Winkle 假设得到的轴瓦弹性变形量，如式 (10) 所示， t 为内衬厚度，本文取 0.01 m ， E 、 ν 是内衬材料的弹性模量和泊松比。

$$h = c + e_z \cos(\Phi - \theta_z) + \delta h \quad (9)$$

$$\delta h = \frac{t(1+\nu)(1-2\nu)}{E(1-\nu)} p \quad (10)$$

1.3 接触模型

在艮轴工作的时候，轴瓦与轴颈会存在局部接触，计算接触力用到粗糙表面接触模型。分析粗糙表面接触时首先研究一对微凸体的接触模型，之后给出微凸体的高度分布的概率密度，就可以通过积分计算整个表面范围内接触参数的数学期望。在只考虑微凸体弹性变形的情况下，粗糙表面的接触力如式 (11) 所示^[15]， η_1 是微凸体面密度， d 是粗糙面间距， F_1 是弹性接触力 $\phi(s)$ 是微凸体高度分布的概率密度函数。

$$p_c(d) = \eta_1 \int_d^{\infty} F_1 \phi(s) ds \quad (11)$$

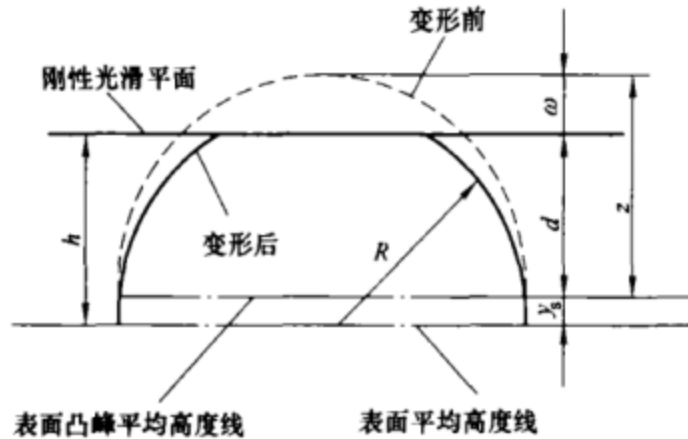


图 4 单个微凸体与刚性光滑平面的接触^[16]

如图 4 所示，粗糙表面的参考平面有两个^[16]，基于表面平均高度线确立的参考平面粗糙表面高度分布标准差为 σ ，基于表面凸峰平均高度线确立的参考平面粗糙表面高度分布标准差为 σ_s ，两个平面之间的关系如式 (12) 所示，其中 h 和 d 分别为两个参考平面的表面距离， y_s 为两个平面的距离。GW 模型基于表面凸峰平均高度线得到的参考平面建立，接触力的表达式如式 (16) 所示，其中 η 是微凸体面积密度， R 是微凸体的曲率半径。

$$d = h - y_s \quad (12)$$

$$y_s = \frac{4\sigma}{\sqrt{\pi\alpha}} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{0.8968}{1 - (\frac{\sigma_s}{\sigma})^2} \quad (14)$$

$$\frac{\sigma_z}{\sigma} = \sqrt{1 - \frac{3.717 \times 10^{-4}}{(\sigma R \eta)^2}} \quad (15)$$

$$p = (\sigma R \eta)^2 E \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} \sqrt{\frac{\sigma}{R}} \int_D \omega^{\frac{5}{2}} \varphi(s) ds \quad (16)$$

$$\omega = z + y_z - h \quad (17)$$

式(17)中 ω 是微凸体的变形量,其中 z 是微凸体高度,高斯分布微凸体分布的概率密度如式(18)所示。

$$\varphi(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \frac{\sigma_z}{\sigma}} e^{-\frac{z^2}{2(\frac{\sigma_z}{\sigma})^2}} \quad (18)$$

1.4 求解流程

混合润滑的求解包含流固耦合过程,本模型中存在水膜压力、接触压力、轴瓦弹性变形三个待求量。混合润滑的数值模型求解流程如图5所示,给定轴承负载情况下,首先修正轴承偏心率和偏位角,然后根据轴瓦变形计算膜厚增量,进而可以计算出膜厚分布;知道每一个离散点的当前膜厚之后,就可以计算出水膜压力与接触压力;计算当前压力分布与上一轮次压力分布的相对误差进行判断,如果误差不收敛就修正偏位角;如果误差收敛,通过对水膜压力积分,可以得到水平和竖直方向的无量纲水膜承载力,通过对接触压力积分可得到水平和竖直方向的接触承载力,进而计算载荷收敛判据;如果误差不收敛就修正偏心率,如果误差收敛即可得到压力分布。

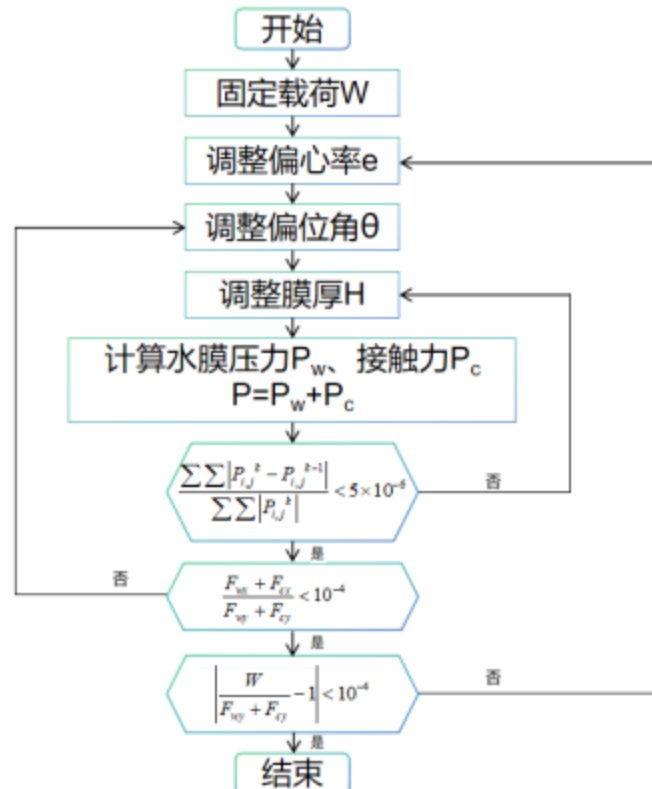


图5 混合润滑计算流程图

2.结果分析

本文计算用到的轴承参数如表 1 所示。

表 1 轴承参数

参数	数值
轴颈直径/mm	50
轴承长度/mm	60
径向间隙/mm	0.1
水的动力黏度/Pas	0.009
承载力/kN	10
表面综合粗糙度/ μm	1.6
转速/rap	200

2.1 改进 GW 模型的推导与拟合

GW 弹性接触模型只能求解粗糙度分布为高斯分布的表面,本文的研究对象是粗糙度分布为非高斯分布的表面,非高斯分布微凸体的概率密度如式 (19) 所示。式 (16) 中积分式化为的 $F(h)$ 如式 (20) 所示,在计算非高斯分布拟合曲线时,先把 $F(h)$ 展开成三个积分式之后分别拟合如式 (21) 所示,最终拟合结果如式 (22) 所示。

$$\varphi(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \frac{\sigma_s}{\sigma}} e^{-\frac{s^2}{2(\frac{\sigma_s}{\sigma})^2}} \left(1 + \frac{S_k}{6} \left(\frac{s^3}{(\frac{\sigma_s}{\sigma})^3} - 3 \frac{s}{\frac{\sigma_s}{\sigma}} \right) + \frac{K_u - 3}{24} \left(\frac{s^3}{(\frac{\sigma_s}{\sigma})^3} - 6 \frac{s^2}{(\frac{\sigma_s}{\sigma})^2} + 3 \right) \right) \quad (19)$$

$$F(h) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_h^\infty (s-h)^{\frac{5}{2}} e^{-\frac{s^2}{2}} \left(1 + \frac{S_k}{6} (s^3 - 3s) + \frac{K_u - 3}{24} (s^3 - 6s^2 + 3) \right) \left(1 + \frac{S_k}{6} (s^3 - 3s) + \frac{K_u - 3}{24} (s^3 - 6s^2 + 3) \right) ds \quad (20)$$

$$\begin{aligned} F(h) &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_h^\infty (s-h)^{\frac{5}{2}} e^{-\frac{s^2}{2}} ds \\ &+ \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{S_k}{6} \int_h^\infty (s-h)^{\frac{5}{2}} (s^3 - 3s) e^{-\frac{s^2}{2}} ds \\ &+ \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \frac{K_u - 3}{24} \int_h^\infty (s-h)^{\frac{5}{2}} (s^3 - 6s^2 + 3) e^{-\frac{s^2}{2}} ds \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} F(h) &= 0.616634 e^{0.00116932h^4 - 0.0230634h^3 - 0.2705045h^2 - 1.7428314h} \\ &+ 0.2687625 S_k e^{0.0015272h^4 - 0.02004496h^3 - 0.3836623h^2 - 0.4697599h - 0.0002452} \\ &- 0.2609038 (K_u - 3) e^{-0.0011452h^4 - 0.016984h^3 - 0.344115h^2 - 1.1768346h - 0.0008824} \end{aligned} \quad (22)$$

2.2 流量因子与接触因子求解

图 6 是不同偏度下压力流量因子与膜厚比的关系曲线，可以看出膜厚比相同的情况下，压力流量因子随着偏度值的增大而增大；膜厚比较小时压力流量因子变化明显；随着膜厚比值的不断增大，不同偏度值下的压力流量因子不断靠近。

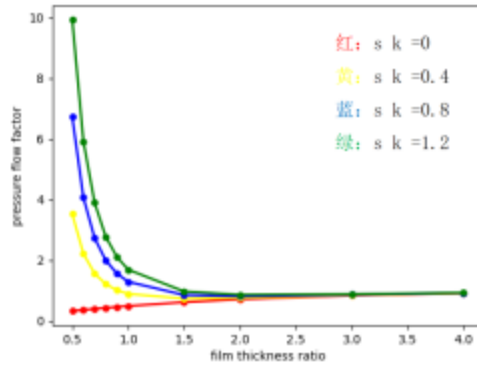


图 6 不同偏度下压力流量因子与膜厚比关系曲线

图 7 是不同偏度与峰度下剪切流量因子与膜厚比的关系曲线，可以看出随着膜厚比值的增加，剪切流量因子会迅速增加到某一值，随后不断减小。在相同膜厚比下，偏度值越小剪切流量因子越大，峰度值越小剪切流量因子越大。

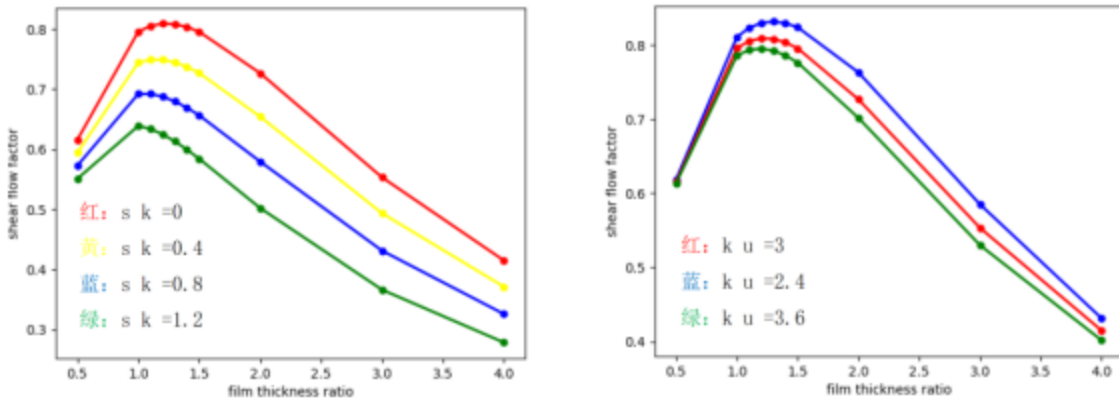


图 7 不同偏度和峰度下剪切流量因子与膜厚比关系曲线

图 8 是不同偏度与峰度下接触因子与膜厚比的关系曲线，接触因子表示流体接触所占的比例，可以看出随着膜厚比值增加，流体接触所占比例增加。当膜厚比小于 1 时，偏度值越小接触因子越大，膜厚比大于 1 时，偏度值越小接触因子越小；当膜厚比小于 1.7 时，峰度值越大接触因子越小，在膜厚比大于 1.7 时，峰度值越大接触因子越小。

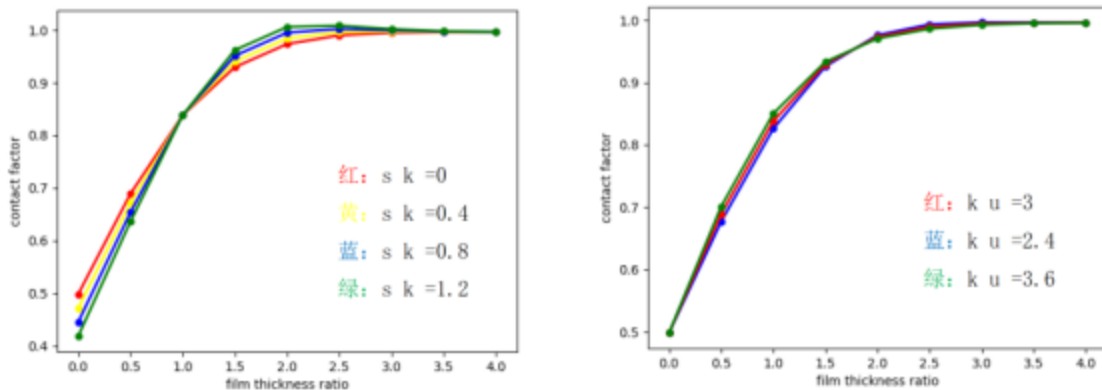


图 8 不同偏度和峰度下接触因子与膜厚比关系曲线

2.3 偏度对解轴承的力学性能影响

偏度表示概率分布曲线的不对称性，负偏态表面没有明显峰尖，正偏态表面没有明显崖谷。车削加工使粗糙表面的偏度值在 0.2 到 1.0 之间，电火花技术使粗糙表面的偏度值在 0 到 1.2 之间，本文研究偏度的变化范围在 0 到 1.2 之间。

图 9 是偏度对最小膜厚影响曲线，横坐标是偏度纵坐标是最小膜厚，可以看出偏度的增加使最小膜厚增加，并且随着偏度增加曲线斜率在下降；图 10 是偏度对接触力和水膜压力影响曲线，横坐标是偏度纵坐标是接触力和水膜压力，可以看出偏度的增加使接触力增加，使水膜压力减小，偏度从 0 上升到 1.2 的过程中，接触力增加了 0.298%，水膜压力减少了 15.15%；在偏度对水膜压力影响曲线中，可以看出在偏度较小时水膜压力减小剧烈，偏度为 0.2 时水膜压力相较偏度为 0 时骤减 7.34%，这一减少量几乎与偏度从 0.2 增加到 1.2 时水膜压力的减小量持平。

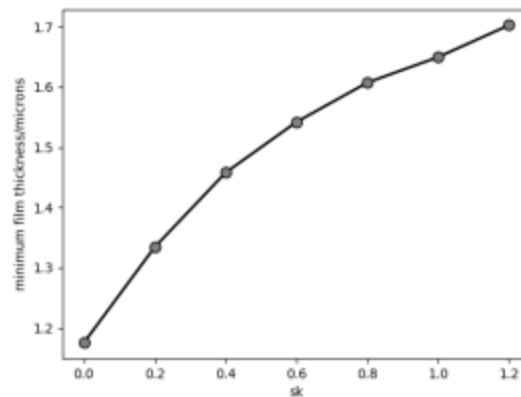


图 9 偏度对最小膜厚影响曲线

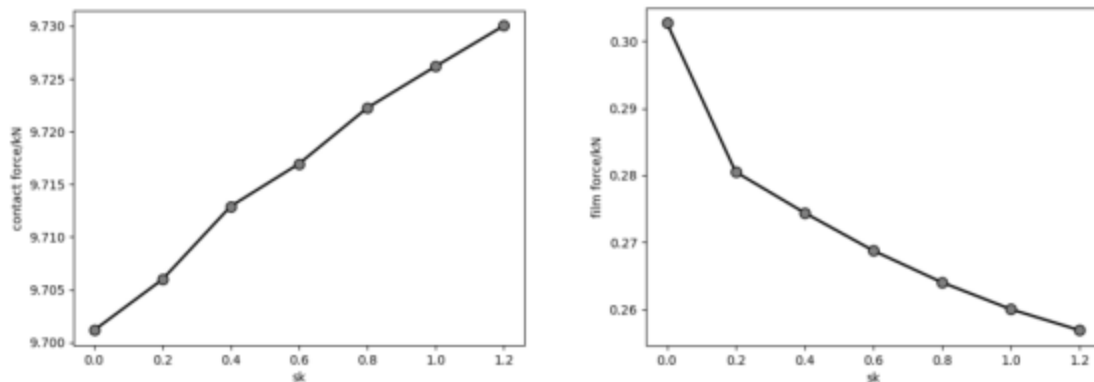


图 10 偏度对接触力和水膜压力影响曲线

影响接触力的因素有两个，其一是粗糙峰个数，其二是单个粗糙峰的高度，正偏态粗糙表面没有明显崖谷，而是在数量上粗糙谷多一些，粗糙峰数量少一些，偏度增加在微观上加剧粗糙谷和粗糙峰的差异，造成单个粗糙峰的等效高度变大，进而接触力会变大，粗糙度与最小膜厚在数量级上都是微米级，更高大的粗糙峰增大了名义膜厚，不利于润滑水膜的形成，水膜压力减小是必然的，偏度减小初期，单个粗糙峰的等效高度变化明显，因而最小膜厚和水膜压力变化明显，当偏度一直增大，单个粗糙峰的等效高度变化就不明显了。

2.4 峰度对艉轴承的力学性能影响

峰度表示概率分布曲线尖锐或平缓的程度，高峰态表面高峰值和低谷值更多，低峰态表面高峰值和低谷值更少。车削加工使粗糙表面的峰度值在 2 到 4 之间，电火花技术使粗糙表面的峰度值在 2.5 到 4 之间，本文研究峰度的变化范围在 2.4 到 3.6 之间。

图 11 是峰度对最小膜厚影响曲线，横坐标是峰度纵坐标是最小膜厚，可以看出峰度的增加使最小膜厚减小；图 12 是峰度对接触力和水膜压力影响曲线，横坐标是偏度纵坐标是接触力和水膜压力，可以看出峰度的增加使接触力减小，使水膜压力增加。低峰态状态下峰度从 3 减小至 2.4 时最小膜厚增加 9.81%，接触力增加 0.18%，水膜压力减小 5.71%；高峰态状态下峰度从 3 增加至 3.6 时最小膜厚减小 20.79%，接触力减小 0.43%，水膜压力增加 13.97%。相同峰度变化时高峰态的最小膜厚、接触力、水膜压力变化更明显，并且通过曲线看出低峰态时几乎是线性曲线，高峰态时随着峰度增加曲线斜率也增加。

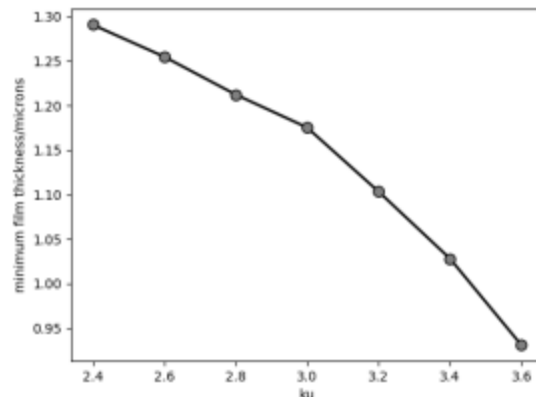


图 11 峰度对最小膜厚影响曲线

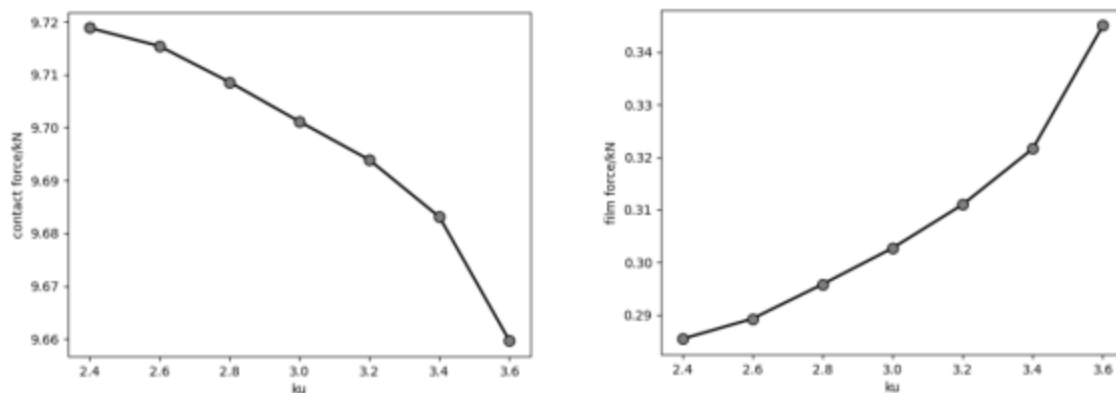


图 12 峰度对接触力和水膜压力影响曲线

影响接触力的因素有两个，其一是粗糙峰个数，其二是单个粗糙峰的高度，高峰态的表面微凸体概率分布曲线尖锐而低峰态的表面微凸体概率分布曲线平缓，高峰态时随着峰度增加表面微凸体高度均值增加，虽然极端值出现的概率相对高斯分布较高，但是粗糙峰值向着平均值集中，这导致艉轴与轴瓦结合面上微凸体接触变微弱进而使接触力减小，表面微凸体高度均值增加也导致最小膜厚减小，水膜压力增加；低峰态时随着峰度减小表面微凸体高度均值减小，粗糙峰值更发散，极值出现频繁，这导致艉轴与轴瓦结合面上微凸体接触变强烈进而使接触力增加，表面微凸体高度均值减小也导致最小膜厚增加，水膜压力减小。

4.结论

由于混合润滑状态下接触状态十分苛刻,除了流体润滑以外还存在固体接触,此时结合面的粗糙度会对润滑特性与接触特性产生重要影响,进而影响船艉轴承的服役性能。本文围绕稳态运转的船艉轴承处于混合润滑状态下的结合面润滑性能展开研究,考虑了轴颈倾斜、轴瓦变形、结合面表面微凸体高度分布的非高斯性,建立了混合润滑模型,开发了针对非高斯粗糙表面的改良 GW 弹性接触模型,分析了偏度和峰度对结合面润滑性能的影响,主要结论如下:

(1) 在偏度 0-1.2 范围内,偏度的增加使最小膜厚增加,并且随着偏度增加最小膜厚增加速度变慢,接触力增加,水膜压力减小,并且偏度 0-0.2 范围内水膜压力减小迅速;

(2) 在峰度 2.4-3.6 范围内,峰度的增加使最小膜厚减小,接触力减小,水膜压力增加,相同峰度变化时高峰态的最小膜厚、接触力、水膜压力变化更明显。

参考文献

- [1]周瑞平.超大型船舶推进轴系中理论研究[D].武汉理工大学,2005(08).
- [2]Cheng, Y. C., Liu, Z. L., Wang, J., et al. Experimental Study on Temperature Characteristics of Water Lubricated Rubber Bearing [C]//Advanced Materials Research. Trans Tech Publications Ltd, 2012, 479: 1097-1101.
- [3]Ta T D, Tieu A K, Zhu H, et al. Tribological behavior of aqueous copolymer lubricant in mixed lubrication regime[J]. ACS Applied Materials & Interfaces, 2016, 8(8): 5641-5652.
- [4]Reynolds O. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. [J]. Philosophical transactions of the Royal Society of London, 1886 (177): 157-234.
- [5]Patir, N., and Cheng, H. S., 1978, "An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," ASME J.Lubr.Tech.100(1),pp.12-17.
- [6]吴承伟, 郑林庆. 接触因子及其在研究部分流体润滑中的应用[J]. 润滑与密封, 1989(3): 1-6
- [7]Jain, S. C., Sinhasan, R., Singh, D. V. A Study of Elastohydrodynamic Lubrication of a Centrally Loaded 120° Arc Partial Bearing in Different Flow Regimes[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 1983, 197 (2): 97-108.
- [8]Borodich F M. The hertz frictional contact between nonlinear elastic anisotropic bodies (the similarity approach)[J]. International Journal of Solids and Structures, 1993, 30(11): 1513-1526.
- [9]Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the royalsociety of London. Series A. Mathematical and physical sciences, 1966, 295(1442): 300-319.
- [10]Pei J, Han X, Tao Y, et al. Mixed elastohydrodynamic lubrication analysis of line contact with non-Gaussian surface roughness[J]. Tribology International, 2020, 151: 106449.
- [11]Gu C, Meng X, Wang S, et al. Research on mixed lubrication problems of the non-Gaussian rough textured surface with the influence of stochastic roughness in consideration[J]. Journal of Tribology, 2019, 141(12): 1-36.
- [12]刘虹,袁强,周瑞平.基于 CFD 的船舶倾斜尾轴承润滑静特性分析[J].舰船科学技术,2024,46(08):88-93.
- [13]Morales G. Flow factors for non-Gaussian roughness in hydrodynamic lubrication: An analytical interpolation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 2009, 223(6): 1433-1441.
- [14]曹玉哲,梁鹏等.轴瓦变形对水润滑橡胶轴承润滑特性的影响研究[J].机电工程技术,2020,49(08):17-19.
- [15]Chang W R, Etsion I, Bogy D B. An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(2):257-263.doi: 10.1115/1.3261348.
- [16]赵永武,吕彦明,蒋建忠.新的粗糙表面弹塑性接触模型[J].机械工程学报,2007,(03):95-101.
- [17]罗剑.点接触混合润滑的理论研究与数值模拟[D].武汉:武汉科技大学,2017

作者简介:孟炜峰,大连理工大学硕士。

电话:13610973834