

# 海水润滑塑料轴承的微观热弹流润滑分析

张丽静 王优强

青岛理工大学, 青岛, 266033

**摘要:** 考虑轴承表面海水润滑膜温度场和轴承表面横向粗糙度等因素, 对塑料轴承的弹流润滑问题进行了研究。利用压力求解的多重网格法和弹性变形求解的多重网格积分法以及温度求解的逐列扫描技术, 得到塑料轴承微观热弹流润滑问题的完全数值解, 讨论了连续波状粗糙度、载荷、轴承转速对海水润滑膜压力及膜厚的影响。数值计算结果表明: 轴承表面粗糙度对润滑膜压力和膜厚分布都有一定影响, 连续波状粗糙度使润滑膜压力和膜厚分布产生振荡; 转速和载荷对压力分布影响较小, 随转速的增大、载荷的减小, 膜厚都有明显的增大。

**关键词:** 塑料轴承润滑; 海水润滑; 微观热弹流; 连续波状粗糙度

中图分类号: TH117.2

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2013.01.018

## Thermal Micro-elastohydrodynamic Lubrication Analysis of Seawater-lubricated Plastic Bearing

Zhang Lijing Wang Youqiang

Qingdao Technological University, Qingdao, Shandong, 266033

**Abstract:** The elastohydrodynamic lubrication (EHL) of a plastic bearing was studied by considering the thermal effect and the bearing surface transverse roughness. A full numerical solution to the problem of thermal micro-elastohydrodynamic lubrication of plastic bearing was obtained by using the multi-grid method for pressure, the multi-integration method for deformation and the column scanning method for temperature rise. The effects of surface roughness wave, the load and the speed on the pressure and the film thickness were discussed. Numerical results reveal that the existence of bearing surface roughness has certain effect on the pressure and the film thickness and its existence makes film pressure and film thickness oscillating. The load and speed has tiny influences on film pressure distribution, but the film thickness is increased greatly with the increase of speed or the decrease of load.

**Key words:** lubrication of plastic bearing; seawater lubrication; thermal micro-elastohydrodynamic lubrication; continuous surface roughness wave

## 0 引言

水润滑轴承一直以来都是国内外研究的热点<sup>[1-2]</sup>, 前人对纯微观热弹流问题研究得较多<sup>[3]</sup>, 而对海水润滑塑料轴承的微观热弹流问题的研究几乎没有涉足。王建章等<sup>[4]</sup>研究了超高分子量聚乙烯在海水润滑条件下的摩擦磨损性能, 孙文丽等<sup>[5]</sup>研究了等温条件下的海水润滑赛龙轴承的摩擦与润滑性能, 但没有考虑粗糙度和温度场的影响。用海水作为润滑介质, 具有无污染、成本低、安全等优点<sup>[6-7]</sup>, 且在实际使用中, 海面上航行的船舰用海水润滑轴承比淡水润滑更加方便。

工程实际中没有绝对光滑的表面。如果表面粗糙度远小于油膜厚度, 那么把粗糙表面假设为光滑表面的研究结果是可以接受的。然而, 弹流油膜的厚度通常只有几微米, 这与轴承加工表面的粗糙度处于同一数量级, 在这种情况下研究轴

承表面粗糙度对润滑的影响就显得很有必要<sup>[8-9]</sup>。

本文选用耐腐蚀、低摩擦因数材料聚四氟乙烯作为轴承摩擦副材料, 考虑热效应及轴承表面粗糙度的影响, 利用多重网格法求得了轴承微观热弹流润滑的完全数值解, 理论模型更接近实际。

## 1 几何分析

所选用塑料的弹性模量低, 因而弹性变形比较明显, 又水润滑塑料轴承的长径比一般介于2~4之间, 因而可将其弹流润滑模型转化为无限长弹性线接触问题<sup>[10]</sup>, 根据线接触弹流润滑理论, 建立无限长线接触轴承的接触模型, 如图1所示。

## 2 基本方程及数值方法

### 2.1 润滑控制基本方程

#### 2.1.1 Reynolds方程

根据 Yang 等<sup>[11]</sup>的研究, 考虑热效应的广义 Reynolds 方程为

收稿日期: 2011-10-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50875137, 51175275)

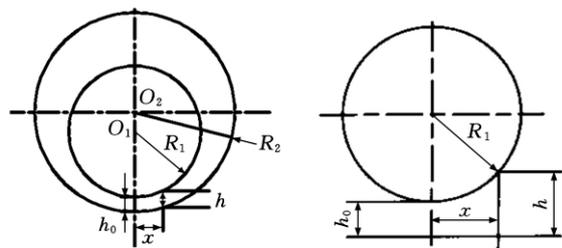


图 1 线接触弹流润滑模型及等效几何图形

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12U \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} \quad (1)$$

式中,  $p$  为润滑膜压力;  $h$  为润滑膜厚度;  $U$  为卷吸速度;  $x$  为坐标变量;  $\rho^*$  和  $(\rho/\eta)_e$  为与流体黏度  $\eta$  和密度  $\rho$  有关的当量参数; 下标  $e$  代表当量。

各参数表达式为

$$\left( \frac{\rho}{\eta} \right)_e = 12(\eta_e \rho'_e / \eta''_e - \rho''_e) \quad \rho^* = 2(\rho_e - \eta_e \rho'_e)$$

$$\rho_e = \frac{1}{h} \int_0^h \rho dz \quad \eta_e = h \int_0^h \frac{dz}{\eta}$$

$$\rho'_e = \frac{1}{h^2} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{dz'}{\eta} dz \quad \rho''_e = \frac{1}{h^3} \int_0^h \rho \int_0^z \int_0^{z'} \frac{dz''}{\eta} dz' dz$$

$$\eta'_e = h^2 \int_0^h \frac{z dz}{\eta}$$

Reynolds 方程的压力边界条件为

$$\left. \begin{aligned} p(x_{in}) = p(x_{out}) = 0 \\ p(x) \geq 0(x_{in} < x < x_{out}) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

### 2.1.2 考虑表面粗糙度的膜厚方程

考虑表面的连续波状粗糙度, 假设轴承孔的表面为粗糙表面, 轴颈表面光滑, 并设粗糙度纹理是横向的, 即与表面运动方向垂直。粗糙度函数用余弦函数近似表示为

$$S(x) = \begin{cases} S_a(x) = 0 \\ S_b(x) = A_b \cos\left(\frac{2\pi}{l_b} x\right) \end{cases} \quad (3)$$

式中, 下标  $a, b$  分别表示轴颈和轴承孔;  $A_b$  为轴承孔内表面的粗糙度波的幅值;  $l_b$  为轴承孔内表面的粗糙度波的波长。

膜厚方程可表示为

$$h(x) = h_{00} + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^* p(x') \ln(x-x')^2 dx' - S_b(x) \quad (4)$$

式中,  $h_{00}$  为刚体中心膜厚;  $R$  为两表面的综合曲率半径;  $E'$  为两表面的综合弹性模量; 积分上限“\*”表示由相应条件计算出来的边界位置。

### 2.1.3 载荷方程

记  $w$  为外载荷(N/m), 则载荷方程为

$$\int_{x_{in}}^{x_{out}} p dx = w \quad (5)$$

### 2.1.4 黏度方程

润滑剂的黏压黏温关系采用 Roelands 的经验公式<sup>[12]</sup>, 用国际单位制可表示为

$$\eta = \eta_0 \exp\{A_1[-1 + (1 + A_2 p)^{Z_0} (A_3 T - A_4)^{-S_0}]\} \quad (6)$$

$$A_1 = \ln \eta_0 + 9.67 \quad A_2 = 5.1 \times 10^{-9}$$

$$A_3 = 1/(T_0 - 138) \quad A_4 = 138/(T_0 - 138)$$

$$Z_0 = \alpha/(A_1 A_2) \quad S_0 = \beta/(A_1 A_3)$$

式中,  $\eta_0$  为海水的环境黏度;  $T_0$  为环境温度;  $\alpha$  为黏压系数;  $\beta$  为黏温系数。

### 2.1.5 密度方程

润滑剂的密度也是压力和温度的函数, 计算中所采用的 Dowson - Higginson 密压密温关系为<sup>[12]</sup>

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 p / (1 + C_2 p) - C_3 (T - T_0)] \quad (7)$$

$$C_1 = 0.6 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1} \quad C_2 = 1.7 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$$

$$C_3 = 0.00065 \text{ K}^{-1}$$

式中,  $\rho_0$  为海水的环境密度。

### 2.1.6 温度控制方程

在润滑过程中, 润滑膜受到黏性剪切和压缩作用而发热, 造成温度的升高, 同时, 所产生的热量通过对流和传导而散失。这种发热和散热的结果在达到热平衡后形成一稳态的温度场, 该温度场由能量方程及其边界条件来确定。不考虑体积力和热辐射的影响, 能量方程为

$$c(\rho u \frac{\partial T}{\partial x} - q \frac{\partial T}{\partial z}) = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} (u \frac{\partial p}{\partial x}) + \eta \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (8)$$

$$q = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz'$$

式中,  $c$  为流体的质量热容;  $k$  为流体的热导率;  $u$  为  $x$  方向流速。

流体能量温度方程的边界条件为: 在  $u(x_{in}, z) \leq 0$  及  $u(x_{out}, z) \leq 0$  处,  $T = T_0$ 。

### 2.1.7 固体的热传导方程

固体  $a$ 、固体  $b$  的热传导方程为

$$\left. \begin{aligned} c_1 \rho_1 u_1 (\partial T / \partial x) = k_1 \partial^2 T / \partial z_1^2 \\ c_2 \rho_2 u_2 (\partial T / \partial x) = k_2 \partial^2 T / \partial z_2^2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中,  $c_1, c_2$  分别为两固体的质量热容;  $\rho_1, \rho_2$  分别为两固体的密度;  $k_1, k_2$  分别为固体  $a$ 、固体  $b$  的热导率;  $u_1, u_2$  分别为两接触固体表面的速度;  $z_1, z_2$  分别为固体  $a$ 、固体  $b$  内膜厚方向的坐标变量。

固体  $a$  的热传导方程的温度边界条件为

$$\left. \begin{aligned} T(x_{in}, z_1) = T_0 \\ T(x, -d) = T_0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

固体  $b$  的热传导方程的温度边界条件为

$$\left. \begin{aligned} T(x_{in}, z_2) = T_0 \\ T(x, d) = T_0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

将能量方程与固体热传导方程联立求解时, 海水润滑膜与固体界面上应满足的热流连续条件为

$$\left. \begin{aligned} k_1 (\partial T / \partial z_1) |_{z_1=0} = k (\partial T / \partial z) |_{z=0} \\ k_2 (\partial T / \partial z_2) |_{z_2=0} = k (\partial T / \partial z) |_{z=h} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

### 2.2 方程的量纲一化

定义量纲一参数如下： $W' = \omega / (E'R)$ ,  $U' = \eta U / (E'R)$ ,  $X = x / b$ ,  $P = p / p_H$ ,  $H = hR / b^2$ ,  $\bar{\eta} = \eta / \eta_0$ ,  $\bar{\rho} = \rho / \rho_0$ ,  $u'_1 = u_1 / U$ ,  $u'_2 = u_2 / U$ ,  $z' = z / h$ ,  $z'_1 = z_1 / b$ ,  $z'_2 = z_2 / b$ ,  $T' = T / T_0$ ,  $A'_b = A_b / h_0$ ,  $l'_b = l_b / b$ 。其中, 综合曲率半径  $R = R_1 R_2 / (R_1 - R_2)$ ;  $b$  为 Hertz 接触半宽,  $b = \sqrt{8\omega R / (\pi E')}$ ;  $p_H$  为最大 Hertz 接触压力。

为保证润滑状态, 取边界坐标  $x_{in} = -4.6b$ ,  $x_{out} = 1.4b$ ,  $z_1, z_2$  方向的求解域必须确定在固体的温度渗透层外, 即固体 a、固体 b 的求解边界上无热流。具体地, 取边界坐标  $z_1 = -d$ ,  $z_2 = d$ , 其中  $d$  为固体 a、固体 b 的温度渗透层厚度, 此处取  $d = 3.15b$ 。

### 2.3 数值方法

用有限差分法进行离散分析。压力计算采用多重网格法<sup>[13]</sup>, 变形计算采用多重网格积分法<sup>[14-15]</sup>, 温度计算采用逐列扫描法。根据  $u$  表达式的特点采用迭代法进行求解: 先给  $u$  一个初值, 用数值积分和微分法求出  $u$  的新值, 将新值再代入  $u$  的表达式中, 如此迭代下去, 直到达到规定的收敛精度为止。

## 3 结果分析与讨论

### 3.1 基本参数

本文所研究的是海水润滑条件下考虑表面粗糙度的无限长线接触微观热弹流问题, 采用聚四氟乙烯轴承, 轴径  $D = 50\text{mm}$ , 半径间隙为  $0.3\text{mm}$ , 计算得到综合曲率半径  $R = 2.058\text{m}$ 。海水的环境黏度为  $0.0015\text{Pa} \cdot \text{s}$ , 质量热容为  $4096\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , 密度为  $1024\text{kg}/\text{m}^3$ , 热导率为  $0.58\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ; 钢的弹性模量为  $210\text{GPa}$ , 泊松比为  $0.3$ , 质量热容为  $470\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , 密度为  $7850\text{kg}/\text{m}^3$ , 热导率为  $46\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ; 聚四氟乙烯的弹性模量为  $8 \times 10^8\text{Pa}$ , 泊松比为  $0.4$ , 质量热容为  $1000\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , 密度为  $2200\text{kg}/\text{m}^3$ , 热导率为  $0.24\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。由弹性模量公式可得到综合弹性模量  $E' = 1.896 \times 10^9\text{Pa}$ 。入口参数  $X_{in} = -4.6$ , 出口参数为  $X_{out} = 1.4$ 。黏压系数为  $\alpha = 2.2 \times 10^{-8}\text{Pa}^{-1}$ , 黏温系数为  $\beta = 0.042\text{K}^{-1}$ 。

### 3.2 压力和膜厚分布

图 2 和图 3 分别为对应于量纲一速度参数  $U' = 1.0 \times 10^{-11}$ 、量纲一载荷参数  $W' = 1.0 \times 10^{-4}$  的海水润滑聚四氟乙烯轴承在考虑表面连续波状粗糙度和不考虑连续波状粗糙度两种情况下的压力和膜厚分布比较图。

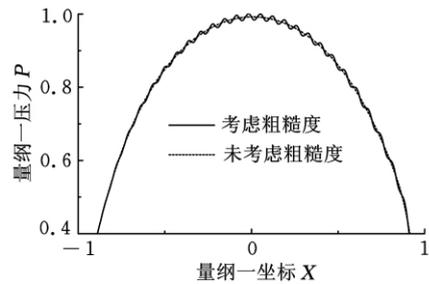


图 2 两种不同情况下的压力比较图

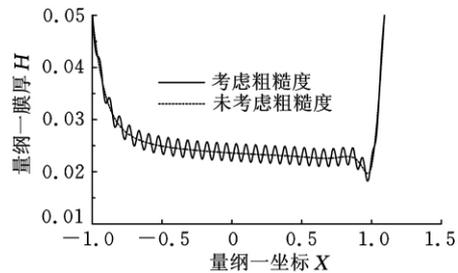
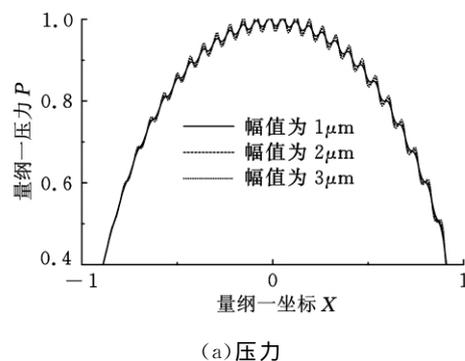


图 3 两种不同情况下的膜厚比较图

从图 2 和图 3 中可以看出, 海水作为润滑剂时, 压力的分布中没有出现第二压力峰, 但膜厚的分布中有典型的颈缩现象。由于聚四氟乙烯的弹性模量比较小, 故而弹性变形比较大, 所以润滑膜膜厚也较大。考虑轴承孔表面连续波状粗糙度时, 海水润滑膜的压力和膜厚都出现了明显的变化, 由于粗糙峰的存在, 压力和膜厚都出现了连续波状的变化, 但压力和膜厚的总体变化趋势同不考虑粗糙度时基本一致, 而最小膜厚有了一定的降低。

### 3.3 粗糙度幅值和波长对润滑膜的影响

图 4 和图 5 分别给出了在粗糙度函数取不同幅值和波长情况下的压力和膜厚比较图。



(a) 压力

图 4 为当粗糙度函数波长为  $0.1\mu\text{m}$  时不同幅值下的压力膜厚图, 从图可知, 粗糙度幅值对压力的影响较小, 而对膜厚的影响很大。随着幅值的增大, 膜厚的波动随之增大, 并且由于粗糙度波谷的存在, 最小膜厚随幅值的增大而减小, 这对轴承的润滑是不利的。

图 5 为当粗糙度函数幅值为  $1\mu\text{m}$  时不同波长下的压力膜厚分布图, 由图可知, 波长对压力和

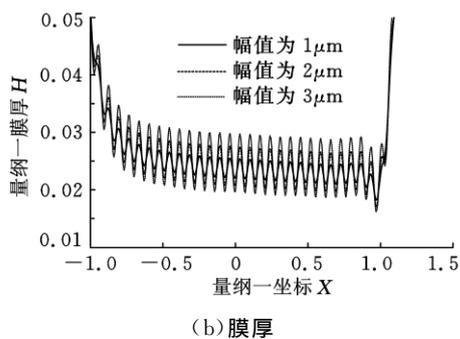


图 4 不同粗糙度函数幅值下的压力和膜厚分布比较图

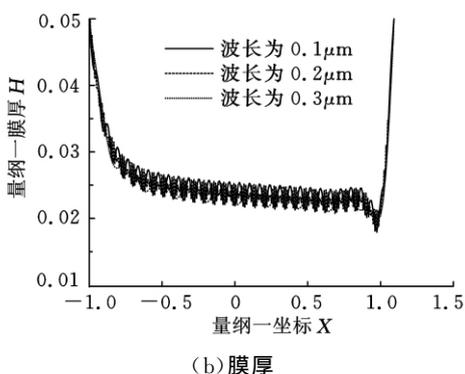
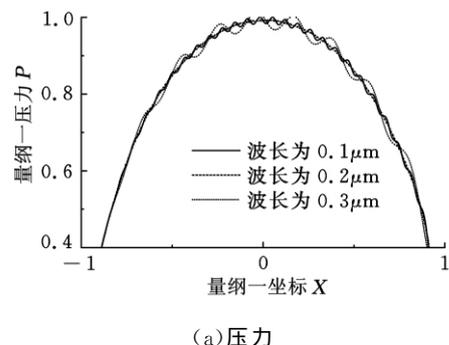


图 5 不同粗糙度函数波长下的压力和膜厚分布比较图  
膜厚的分布影响都比较小,压力和膜厚的变化都比较平缓。

### 3.4 转速和载荷对润滑膜的影响

图 6 给出的是当量纲一载荷  $W' = 1.0 \times 10^{-4}$  保持不变而改变转速时的压力和膜厚分布,图 7 为当转速为 2400r/min 时不同载荷下的压力和膜厚的分布比较图。

从图 6 可看出:转速对压力的影响较小,在入口区压力随转速的增大而增大,而峰值有略微的减小;转速对膜厚的影响较大,随转速的增大膜厚及最小膜厚都有明显的增大,这说明转速的增大使得润滑膜更容易形成,弹流润滑特性更加明显,而利于轴承的润滑。

从图 7a 可知,在入口区膜压力随载荷的增大而减小,峰值随载荷的增大而增大;而由图 7b 可以看出,载荷的变化对于膜厚的影响是很明显的,随载荷的增大,膜厚及最小膜厚都有明显的减小,

不利于轴承的润滑。

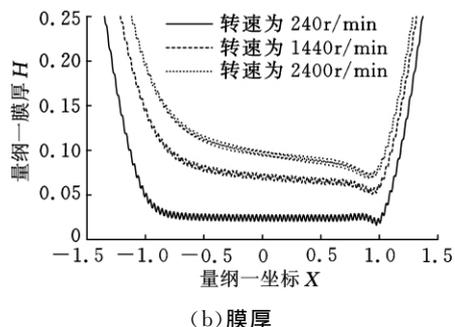
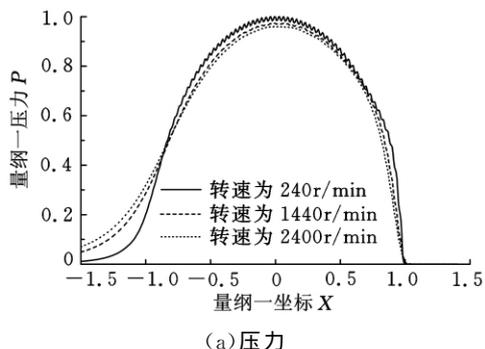


图 6 不同转速下的压力分布

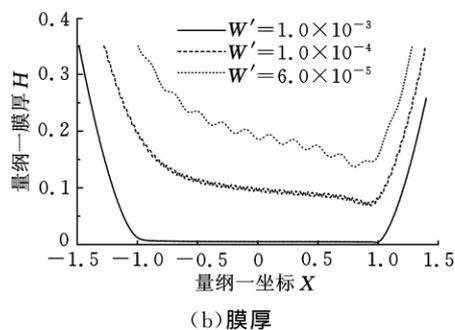
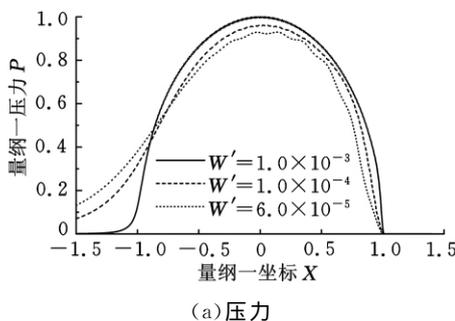


图 7 不同载荷作用下的膜厚分布

## 4 结论

(1)引入温度场和粗糙度函数考虑轴承弹流润滑问题,理论模型更接近实际。应用温度逐列扫描技术和压力求解的多重网格法得到了海水润滑条件下聚四氟乙烯轴承润滑的润滑膜压力和膜厚的分布,数值计算结果显示压力与膜厚分布曲线均表现出明显的弹流润滑特征,这表明海水润滑可以达到较好的弹流润滑效果。

(2)考虑轴承孔的表面粗糙度后,数值计算结

果显示粗糙峰使润滑膜压力和膜厚的分布产生振荡,并使最小膜厚变薄但不十分明显,说明轴承孔表面的粗糙峰对轴承的润滑是不利的,所以工程实际中使用光滑解计算的最小膜厚对实际轴承润滑是偏于危险的。

(3)粗糙峰的幅值和波长对压力的影响较小,但幅值对膜厚的影响很大,是不可忽略的,随幅值的增大,膜厚的振荡也更加明显,且最小膜厚变薄,对轴承的润滑是不利的。

(4)转速和载荷对轴承的润滑性能有着影响。随转速和载荷的变化,润滑膜压力变化不大。随转速的增大,膜厚及最小膜厚都明显的增大,而随载荷的增大,膜厚及最小膜厚都有明显的减小。

#### 参考文献:

- [1] 郭力. 水润滑轴承研究进展[J]. 精密制造与自动化, 2007(1):6-9.  
Guo Li. Development of Water-lubricated Bearings Research[J]. Precise Manufacturing and Automation, 2007(1):6-9.
- [2] 万建新, 李久明, 郑小秋. 水润滑轴承研究展望[J]. 煤矿机械, 2008, 29(7):9-10.  
Wan Jianxin, Li Jiuming, Zheng Xiaoqi. Water Lubricating Bearing Research[J]. Coal Mine Machinery, 2008, 29(7):9-10.
- [3] Goglia P, Cusano C, Conry T F. The Effect of Surface Irregularities on the Elastohydrodynamic Lubrication of Sliding Line Contacts, Part II—wavy Surface[J]. ASME Journal of Tribology, 1984, 106(1):113-119.
- [4] 王建章, 阎逢元, 薛群基. 几种聚合物材料在海水中的摩擦学行为[J]. 科学通报, 2009, 54:3558-3564.  
Wang Jianzhang, Yan Fengyuan, Xue Qunji. Tribological Behaviors of Some Polymeric Materials in Sea Water[J]. Chinese Sci. Bull, 2009, 54:3558-3564.
- [5] 孙文丽. 海水润滑赛龙轴承摩擦实验研究与润滑机理分析[D]. 青岛:青岛理工大学, 2010.
- [6] 王优强, 林秀娟. 橡胶滑块与镀镍钢环的水润滑机理分析[J]. 润滑与密封, 2006, 31(1):54-56.  
Wang Youqiang, Lin Xiujuan. Water Lubrication Mechanism of the Rubber/Nickel Coating Pair[J]. Lubrication Engineering, 2006, 31(1):54-56.
- [7] 王优强, 林秀娟, 刘冬伟, 等. 水润滑轴承材料弹流润滑性能比较研究[J]. 润滑与密封, 2007, 32(9):91-93.

Wang Youqiang, Lin Xiujuan, Liu Dongwei, et al. The Elastohydrodynamic Lubrication Property Comparison among Water-lubricated Journal Bearing Materials[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(9):91-93.

- [8] 王优强, 佟景伟, 杨沛然. 渐开线直齿轮瞬态微观热弹流润滑分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(11):142-149.  
Wang Youqiang, Tong Jingwei, Yang Peiran. Transient Thermal Micro-elastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(11):142-149.
- [9] 王优强, 卞荣. 连续波状粗糙度对直齿轮热弹流润滑的影响[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8):112-118.  
Wang Youqiang, Bian Rong. Influence of Surface Roughness Wave on Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Involute Spur Gears[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8):112-118.
- [10] 张鹏顺, 陆思聪. 弹性流体动力润滑及其应用[M]. 北京:高等教育出版社, 1995.
- [11] Yang P, Wen S. A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication[J]. ASME Journal of Tribology, 1990, 112:631-636.
- [12] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京:国防工业出版社, 1998.
- [13] Venner C H. Multilevel Solutions of the EHL Line and Point Contact Problems[D]. Enschede, Netherlands:University of Twente, 1991.
- [14] 王优强, 李鸿琦, 佟景伟, 等. 渐开线直齿圆柱齿轮非稳态弹流润滑分析[J]. 中国机械工程, 2004, 15(10):852-856.  
Wang Youqiang, Li Hongqi, Tong Jingwei, et al. Non-stationary Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(10):852-856.
- [15] Venner C H, Ten Napel W E, Bosma R. Advanced Multilevel Solution of the EHL Line Contact Problem[J]. ASME Journal of Tribology, 1990, 112(2):426-431.

(编辑 郭伟)

作者简介:张丽静,女,1987年生。青岛理工大学机械工程学院硕士研究生。研究方向为海水润滑轴承的摩擦、润滑性能分析。王优强,男,1970年生。青岛理工大学机械工程学院教授、副院长。