

文章编号: 2095—0411 (2014) 03 - 0033 - 06

控制出口区界面滑移的阶梯轴承润滑性能研究^{*}

李 刚, 张勇斌, 蒋学东

(常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213016)

摘要: 考虑润滑油膜在阶梯轴承出口区运动接触表面上滑移而避免润滑油膜在轴承其他表面上滑移, 给出了阶梯轴承润滑油膜承载能力和摩擦系数分析结果。算例得出, 在一定工况下这种轴承的承载能力因界面滑移略微提高, 而其滑移表面摩擦系数却因界面滑移略微下降。

关键词: 界面滑移; 阶梯轴承; 承载能力; 摩擦系数

中图分类号: TH 117.2

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095—0411.2014.03.007

Study on the Performance of a Hydrodynamic Step Bearing with the Controlled Boundary Slippage in the Outlet Zone

LI Gang, ZHANG Yong-bin, JIANG Xue-dong

(School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou 213016, China)

Abstract: Considering the boundary slippage at the moving surface in the bearing outlet zone but the boundary slippage absent at the other bearing surfaces, the paper presents the analytical results of the load - carrying capacity and friction coefficient of a hydrodynamic step bearing. The calculations show that in certain operating conditions, because of the boundary slippage, the load - carrying capacity of the bearing can be slightly improved and its friction coefficient at the slipping surface can be slightly reduced.

Key words: boundary slippage; step bearing; load - carrying capacity; friction coefficient

在轴承的实际应用中, 如何提高轴承的承载力和降低轴承表面的摩擦系数是滑动轴承设计的重点问题, 这对滑动轴承技术的发展具有重要意义。传统轴承中界面滑移会极大降低油膜承载能力甚至使润滑膜失效^[1]。近来提出了控制界面滑移提高轴承润滑性能的思路。如, Spikes^[2], Salant 和 Fortier^[3-4] 和张勇斌等^[5-8] 均提出设计一定区域界面滑移可显著提高轴承润滑性能。张勇斌^[7] 曾提出在阶梯轴承入口区和出口区同时设计界面滑移可显著提高轴承润滑性能。本文分析研究了仅在出口区运动表

面上设计界面滑移对阶梯轴承润滑性能的影响, 给出了分析推导过程, 并将计算结果与相同工况下传统阶梯轴承结果进行比较。

1 分析模型

本文研究发生界面滑移的阶梯滑块轴承, 轴承出口区运动接触表面处界面剪切强度具有较低值, 以使该界面处剪应力最先达到界面剪切强度, 发生界面滑移。轴承入口区静止接触表面、运动接触表面处和轴承出口区静止接触表面处界面剪切强度均

^{*} 收稿日期: 2013 - 10 - 12。

基金项目: 国家自然科学基金主任基金项目 (51145016); 常州市科技局应用基础研究项目 (CJ20120033)。

作者简介: 李刚(1983—), 男, 河南周口人, 硕士生。通讯联系人: 张勇斌(1971—), E-mail: engmech1@sina.com

具有较高值, 以使这些接触表面处都不发生界面滑移。所研究的轴承如图 1 所示。轴承的上表面静止, 轴承的下表面以速度 u 运动。

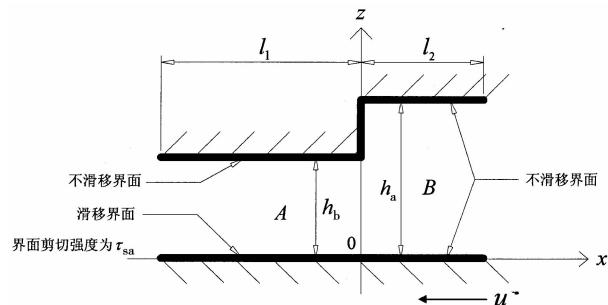


图 1 出口区运动表面界面滑移阶梯轴承

Fig. 1 A hydrodynamic step bearing with the boundary slippage at the moving surface in the outlet zone

2 分析推导

本文分析基于以下常用假设：①忽略体积力的作用；②两接触表面为刚性且光滑；③流体不可压缩且等粘度；④流体一接触表面的界面剪切强度不依赖于流体压力；⑤流体流动为一维流动且为层流；⑥沿膜厚方向压力为常值；⑦流体的惯性力忽略不计；⑧工况为等温和稳态。

2.1 轴承“B”子区润滑分析

在“B”子区, 轴承上下表面处和润滑膜内均不发生滑移。则在“B”子区上下表面处, 剪应力^[1]分别为:

$$\tau_{a,B} = \eta \frac{u}{h_a} + \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h_a \quad (1)$$

$$\tau_{b,B} = \eta \frac{u}{h_a} - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h_a \quad (2)$$

式中: p —润滑膜压力, h_a —入口区的润滑膜厚度, η —流体粘度, x —横坐标, τ —剪应力, 剪应力中下标 a、b 分别代表上下表面处, 下标 A、B 分别代表轴承出口区、入口区。

“B”子区上下表面处的流体滑移速度分别为^[1]:

$$\Delta u_{a,B} = 0 \quad \Delta u_{b,B} = 0 \quad (3)$$

“B”子区上下表面处不发生滑移的条件^[1]是:

$$|\tau_{a,B}| < \tau_{sb} \quad |\tau_{b,B}| < \tau_{sa} \quad (4)$$

式中: “B”子区上表面处界面剪切强度为 τ_{sb} , 下表面处界面剪切强度均为 τ_{sa} 。

根据式 (3) 及分析推导可得^[1]:

$$\bar{u}_u = \frac{1}{2} (\bar{u}_{a,B} + \bar{u}_{b,B}) = -\frac{1}{2} u \quad (5)$$

式中: $\bar{u}_{a,B}$ 是“B”子区上表面处流体膜速度; $\bar{u}_{b,B}$ 是“B”子区下表面处流体膜速度, 等于轴承下接触表面运动速度 $-u$ 。

在“B”子区所有位置的润滑膜厚度为常值, 根据雷诺方程

$$(\rho h^3 / \eta) (dp/dx) = 12 \bar{l}_u \rho h_a - 12 q^{[1]},$$

知 dp/dx 为常数, 故有:

$$\frac{dp}{dx} = \lambda_1 \quad (6)$$

式中: ρ 为流体密度, $\lambda_1 = -6u\eta/h_a^2 - 12q_v\eta/h_a^3$, q_v 为单位接触长度上通过接触区的流体体积流量, $q_v = q/\rho$ 。

积分式 (6), 得:

$$p = \lambda_1 x + c_1 \quad (7)$$

式中: c_1 是积分常数。根据边界条件: 在 $x = l_2$ 处润滑膜压力 $p = 0$, 解得 $c_1 = -\lambda_1 l_2$, 其中 l_2 是“B”子区的宽度。

则“B”子区的润滑膜压力可表示为:

$$p = \lambda_1 (x - l_2) \quad (8)$$

由式 (8) 得, 在 $x = 0$ 处润滑膜压力 $p|_{x=0} = -\lambda_1 l_2$ 。

2.2 轴承“A”子区润滑分析

在“A”子区, 界面滑移仅在下表面发生, 下表面界面剪切强度为 τ_{sa} ; 当下表面界面剪应力超出界面剪切强度时, 润滑油膜在下表面滑移。

在“A”子区上下表面处, 剪应力^[1]分别为:

$$\tau_{a,A} = \tau_{sa} + \frac{dp}{dx} h_b \quad (9)$$

$$\tau_{b,A} = \tau_{sa} \quad (10)$$

“A”子区上下表面处流体滑移速度^[1]分别为:

$$\Delta u_{a,A} = 0, \quad \Delta u_{b,A} = -\frac{1}{\eta} \tau_{sa} h_b - \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} h_b^2 + u \quad (11)$$

“A”子区界面滑移条件^[1]是:

$$\Delta u_{b,A} > 0, \quad |\tau_{a,A}| < \tau_{sb} \quad (12)$$

“A”子区雷诺方程^[1]为:

$$\frac{\rho h_b^3}{\eta} \frac{dp}{dx} = 12 \bar{l}_u \rho h_b - 12 q \quad (13)$$

式中: $\bar{l}_u = -\tau_{sa} h_b / 2\eta - 4\eta h_b^2 (dp/dx)$ 。

在“A”子区所有位置, 润滑膜厚度为常值, 故 dp/dx 为常数, 则式 (13) 变成:

$$\frac{dp}{dx} = \lambda_2 \quad (14)$$

式中: $\lambda_2 = -3\tau_{sa}/2h_b - 3q_v\eta/h_b^3$ 。

积分式 (14), 得:

$$p = \lambda_2 x + c_2 \quad (15)$$

式中: c_2 是积分常数。由边界条件: 在 $x = -l_1$ 处润滑膜压力 $p = 0$, 解得 $c_2 = \lambda_2 l_1$, 其中 l_1 是“A”子区的宽度。

“A”子区的润滑膜压力可表示为:

$$p = \lambda_2 (x + l_1) \quad (16)$$

由式 (16) 得, 在 $x = 0$ 处润滑膜压力 $p|_{x=0} = \lambda_2 l_1$ 。

2.3 轴承承载能力和摩擦系数

2.3.1 承载能力

根据 $x = 0$ 处润滑膜压力的连续性, 知本轴承的最大压力^[7]为:

$$p_{\max, \text{slip}} = -\lambda_1 l_2 = \lambda_2 l_1 \quad (17)$$

式中: 下标 slip 代表本文所研究的轴承。定义 $\psi = l_1/l_2$ 和 $r_h = h_a/h_b$ ^[7], 由式 (17) 解得单位接触长度上通过接触区的流体体积流量为:

$$q_v = \frac{-\tau_{sa} r_h \psi h_a^2 - 4u\eta h_a}{2\eta (\psi r_h^3 + 4)} \quad (18)$$

本轴承的润滑膜最大压力为:

$$p_{\max, \text{slip}} = p|_{x=0} G(\psi) \frac{\tau_{sa}}{h_a} (l_1 + l_2) \quad (19)$$

式中: $G(\psi) = 6r_h \psi (k_m r_h^2 - 1) / [(1 + \psi) (r_h^3 \psi + 4)]$ 及 $k_m = u\eta/\tau_{sa} h_a$; 参数 k_m 、 ψ 、 r_h 和 $G(\psi)$ 都是无量纲的。

本轴承单位接触长度上承受的载荷为:

$$w_{\text{slip}} = p_{\max, \text{slip}} \frac{l_1 + l_2}{2} = G(\psi) \frac{\tau_{sa}}{2h_a} (l_1 + l_2)^2 \quad (20)$$

2.3.2 摩擦系数

根据式 (1)、(2)、(6)、(9)、(10)、(14) 和 (17), 可分别求出在“B”子区和“A”子区上下表面处的剪应力。在“B”子区, 上下表面处的剪应力分别为:

$$\tau_{a, B} = \eta \frac{u}{h_a} - \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa}, \quad (21)$$

$$\tau_{b, B} = \eta \frac{u}{h_a} + \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa}$$

在“A”子区, 上下表面处的剪应力分别为:

$$\tau_{a, A} = \tau_{sa} \left[1 + \frac{G(\psi) (1 + \psi)}{\psi r_h} \right] \quad (22)$$

$$\tau_{b, A} = \tau_{sa}$$

故本轴承上下表面处摩擦系数分别为:

$$f_{a, \text{slip}} =$$

$$\frac{\tau_{sa} \left[1 + \frac{G(\psi) (1 + \psi)}{\psi r_h} \right] l_1 + \left[\eta \frac{u}{h_a} - \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa} \right] l_2}{w_{\text{slip}}} = \alpha \left[\frac{2 (k_m + \psi)}{G(\psi) (1 + \psi)} + \frac{2}{r_h} - 1 \right] \quad (23)$$

$$f_{b, \text{slip}} = \frac{\tau_{sa} l_1 + \left[\eta \frac{u}{h_a} + \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa} \right] l_2}{w_{\text{slip}}} = \alpha \left[\frac{2 (k_m + \psi)}{G(\psi) (1 + \psi)} + 1 \right] \quad (24)$$

式中: $\alpha = h_a / (l_1 + l_2)$ 。

2.4 无量纲化

将以上求得的结果无量纲化, 定义无量纲参数^[7]为:

$$P_{\text{slip}} = \frac{p_{\text{slip}} h_a}{\tau_{sa} (l_1 + l_2)}, \quad W_{\text{slip}} = \frac{w_{\text{slip}} h_a}{\tau_{sa} (l_1 + l_2)^2} \quad (25)$$

本轴承单位接触长度上无量纲载荷为:

$$W_{\text{slip}} = \frac{w_{\text{slip}} h_a}{\tau_{sa} (l_1 + l_2)^2} = \frac{1}{2} G(\psi) \quad (26)$$

本轴承无量纲最大润滑膜压力为:

$$P_{\max, \text{slip}} = \frac{p_{\max, \text{slip}} h_a}{\tau_{sa} (l_1 + l_2)} = G(\psi) = 2W_{\text{slip}} \quad (27)$$

通过分析可得, 当 $\psi_{\text{opt}} = 2r_h^{-\frac{3}{2}}$ 时, $G(\psi)$ 达到最大值; 此时, 轴承承载能力达到最大。故轴承最大承载能力为:

$$W_{\max, \text{slip}} = \frac{1}{2} G(\psi_{\text{opt}}) = \frac{3r_h (k_m r_h^2 - 1)}{(2 + r_h^{\frac{3}{2}})^2} \quad (28)$$

2.5 本轴承流体润滑条件

由于轴承下表面运动速度方向与 x 轴的正方向相反, 故单位接触长度上通过接触区的流体体积流量 $q_v < 0$, 由式 (18) 可得:

$$k_m > \frac{1}{4} - r_h \psi \quad (29)$$

在 $x = 0$ 处润滑膜最大压力 $P_{\max} > 0$, 根据式 (19) 可得:

$$k_m > r_h^{-2} \quad (30)$$

整理式 (4), 可得:

$$\tau_{a, B} = \eta \frac{u}{h_a} - \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa} = k_m \tau_{sa} - \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa} < \tau_{sb} \quad (31)$$

$$\tau_{b, B} = \eta \frac{u}{h_a} + \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa} = k_m \tau_{sa} + \frac{1}{2} G(\psi) (1 + \psi) \tau_{sa} < \tau_{sa} \quad (32)$$

简化并整理式 (32), 有:

$$k_m + \frac{1}{2} G(\psi)(1+\psi) < 1 \quad (33)$$

由式 (27) 和 $\psi_{\text{opt}} = 2r_h^{-\frac{3}{2}}$, 化简式 (33), 得:

$$k_m < \frac{(2r_h^{\frac{1}{2}} + r_h^2 + 3)}{2r_h^{\frac{1}{2}} + 4r_h^2} \quad (34)$$

定义 $\psi_\tau = \frac{\tau_{\text{sb}}}{\tau_{\text{sa}}}$, 由式 (31), 得:

$$\psi_\tau = \frac{\tau_{\text{sb}}}{\tau_{\text{sa}}} > k_m - \frac{1}{2} G(\psi)(1+\psi) \quad (35)$$

由式 (12) 可得: $\tau_{\text{sa}} [1 + G(\psi)(1+\psi)/\psi r_h] < \tau_{\text{sb}}$. 故:

$$\psi_\tau = \frac{\tau_{\text{sb}}}{\tau_{\text{sa}}} > 1 + \frac{G(\psi)(1+\psi)}{\psi r_h} \quad (36)$$

使本轴承产生流体润滑的条件是式 (30)、(34)、(35)、(36)。

2.6 传统阶梯轴承分析结果

传统阶梯轴承是入口区和出口区的上下表面处都没有发生界面滑移。在“B”子区和“A”子区分别运用雷诺方程并根据边界条件, 可得出传统阶梯轴承润滑膜最大压力和单位接触长度上承受的载荷分别为^[7]:

$$p_{\text{max, conv}} = p|_{x=0} = \frac{6\eta\phi l_2 r_h^2 (r_h - 1)}{h_a^2 (\phi r_h^3 + 1)} \quad (37)$$

$$w_{\text{max, conv}} = p_{\text{max, conv}} \frac{l_1 + l_2}{2} = \frac{3\eta\phi l_2 r_h^2 (r_h - 1) (l_1 + l_2)}{h_a^2 (\phi r_h^3 + 1)} \quad (38)$$

式中: 下标 conv 代表传统阶梯轴承, 式中的其他相关参数定义见上文。根据式 (25) 所定义的无量纲参数, 将式 (37)、(38) 无量纲化, 得传统阶梯轴承无量纲承载量和无量纲油膜最大压力分别为:

$$W_{\text{conv}} = \frac{w_{\text{conv}} h_a}{\tau_{\text{sa}} (l_1 + l_2)^2} = \frac{3k_m \phi r_h^2 (r_h - 1)}{(\phi r_h^3 + 1) (1 + \psi)} \quad (39)$$

$$P_{\text{max, conv}} = \frac{p_{\text{max, conv}} h_a}{\tau_{\text{sa}} (l_1 + l_2)} = \frac{6k_m \phi r_h^2 (r_h - 1)}{(\phi r_h^3 + 1) (1 + \psi)} = 2W_{\text{conv}} \quad (40)$$

传统阶梯轴承上下表面处摩擦系数分别为^[7]:

$$f_{\text{a, conv}} = \alpha \frac{k_m - W_{\text{conv}} (1 + \psi) + \psi \left[k_m r_h + W_{\text{conv}} (1 + \frac{1}{\psi}) \frac{1}{r_h} \right]}{W_{\text{conv}} (1 + \psi)} \quad (41)$$

$$f_{\text{a, conv}} =$$

$$\alpha \frac{k_m + W_{\text{conv}} (1 + \psi) + \psi \left[k_m r_h - W_{\text{conv}} (1 + \frac{1}{\psi}) \frac{1}{r_h} \right]}{W_{\text{conv}} (1 + \psi)} \quad (42)$$

3 结果和讨论

3.1 本文研究模型的分析结果

根据以上分析结果, 图 2 简要表示本轴承润滑膜压力分布。在“B”子区和“A”子区, 润滑膜压力均为线性分布, 润滑膜最大压力出现在两个子区的边界位置。 ψ_{opt} 值如图 3 所示。

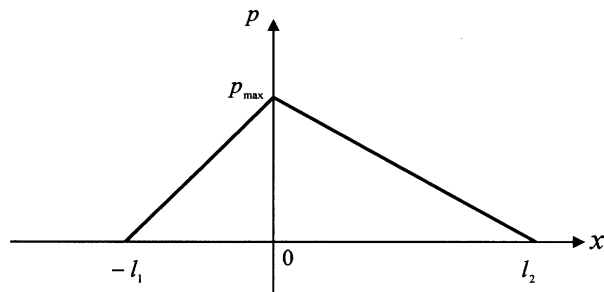


图 2 轴承润滑膜压力分布简图

Fig. 2 Schematic picture of the fluid film pressure distribution in the present bearing

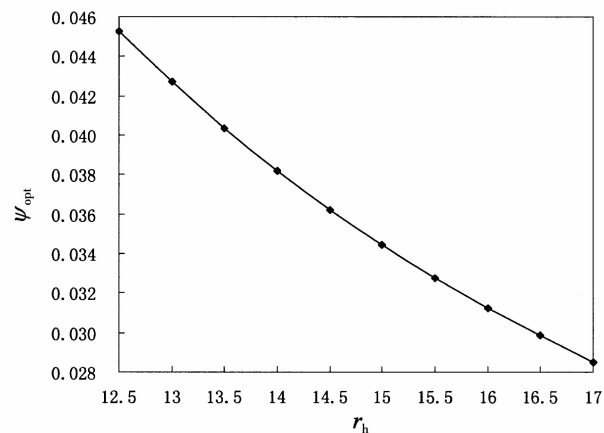


图 3 $\psi_{\text{opt}} - r_h$ 关系曲线

Fig. 3 The $\psi_{\text{opt}} - r_h$ curve

根据本轴承流体润滑所需满足的条件, 对下面 3 种工况进行讨论:

第 1 种工况: $k_m = 0.15$, $\psi_\tau = 3$

第 2 种工况: $k_m = 0.2$, $\psi_\tau = 3.4$

第 3 种工况: $k_m = 0.25$, $\psi_\tau = 4$

图 4 比较这 3 种工况下本轴承和传统轴承的无量纲承载量。由图 4 可见, 一定工况下, 本轴承的承载量因界面滑移略微增大, 增大值为 0.68%~

2.61%。

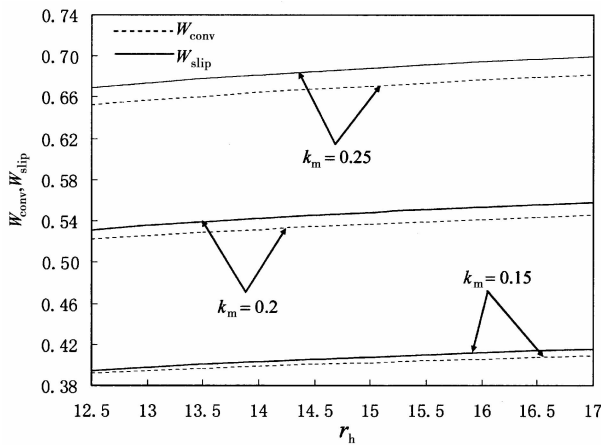


图 4 承载量 $W_{\text{conv}}-r_h$ 、 $W_{\text{slip}}-r_h$ 关系曲线

Fig. 4 The $W_{\text{conv}}-r_h$, $W_{\text{slip}}-r_h$ curves

根据 $\alpha = 7.0E-4$ 和式 (23)、(24)、(41)、(42), 分别求出本轴承和传统阶梯轴承的上下表面摩擦系数。这两种轴承的上表面摩擦系数比较见图 5, 下表面摩擦系数比较见图 6。由图 5 可以看出, 对于这 3 种工况, 本轴承上表面摩擦系数均因界面滑移稍微增大, 增大量为 5.79%~20.88%。由图 6 可以看出, 对于这 3 种工况, 本轴承下表面摩擦系数均因界面滑移稍微减小; 一定工况下, 随着 k_m 的增大, 下表面摩擦系数减少的越多; 当 $k_m = 0.25$ 时减小程度相对比较大, 减小量可达 5.73%。

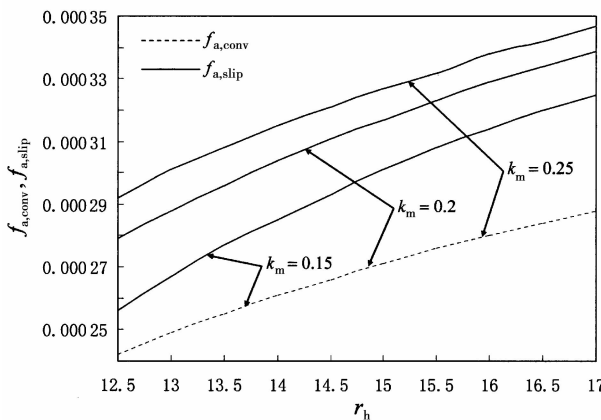


图 5 轴承上表面摩擦系数 $f_{a,\text{conv}}-r_h$ 、 $f_{a,\text{slip}}-r_h$ 关系曲线

Fig. 5 The $f_{a,\text{conv}}-r_h$, $f_{a,\text{slip}}-r_h$ curves

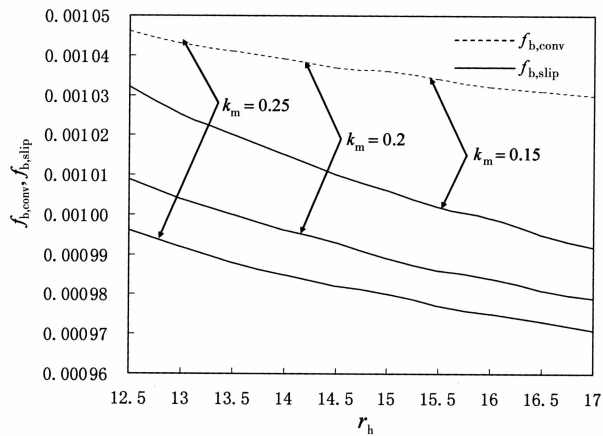


图 6 轴承下表面摩擦系数 $f_{b,\text{conv}}-r_h$ 、 $f_{b,\text{slip}}-r_h$ 关系曲线

Fig. 6 The $f_{b,\text{conv}}-r_h$, $f_{b,\text{slip}}-r_h$ curves

3.2 几种模型的比较

图 7 为入口区静止表面界面滑移阶梯轴承模型, 此时界面滑移仅在轴承入口区静止接触表面上发生, 轴承其它接触表面处均不发生界面滑移。作者分析了该轴承界面滑移对轴承承载能力和摩擦系数的影响^[6]。结果发现, 一定工况下, 这种轴承的承载能力因界面滑移而提高, 提高量可达 133%~441%; 但其摩擦系数却因界面滑移而减小, 减小量可达 18%~74%。

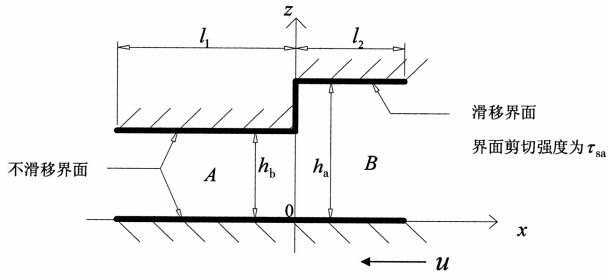


图 7 入口区静止表面界面滑移阶梯轴承^[6]

Fig. 7 A hydrodynamic step bearing with boundary slippage at the stationary surface in the inlet zone^[6]

图 8 为张勇斌提出的双界面滑移阶梯轴承模型^[7], 界面滑移在轴承的入口区静止接触表面和出口区运动接触表面上同时发生, 轴承的其它接触表面处不发生界面滑移。张勇斌^[7]通过分析研究了双界面滑移对阶梯轴承承载能力和摩擦系数的影响。研究表明^[7], 一定工况下, 这种轴承的承载能力因界面滑移而提高, 提高量可达 200%~400%; 其摩擦系数却因界面滑移而减小, 减小量可达 50%~85%。

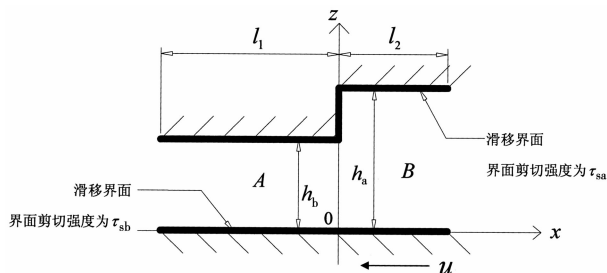


图 8 双界面滑移阶梯轴承^[7]

Fig. 8 A hydrodynamic step bearing with boundary slippage at both the contact surfaces^[7]

由上述可知：对于入口区静止表面界面滑移和双界面滑移这 2 种情形，在一定工况下，阶梯轴承的承载能力均因界面滑移而显著提高，而其摩擦系数却都因界面滑移而显著减小。而出口区运动接触表面界面滑移下，阶梯轴承的承载能力可因界面滑移而略微提高，其非滑移表面摩擦系数因界面滑移而增大，但其滑移表面摩擦系数仍因界面滑移而减小。因此，单纯出口区运动接触表面界面滑移对提高阶梯轴承的润滑性能效果不十分显著。

4 结 论

研究出口区运动接触表面发生界面滑移的阶梯轴承润滑性能，轴承其他接触表面处均不发生界面滑移。本文给出了理论分析和典型计算结果，得出以下结论：

1) 相比传统阶梯轴承，本设计出口区界面滑移的阶梯轴承承载能力可因界面滑移略微增大，增大量约为 0.68%~2.61%；

2) 本设计轴承非滑移表面摩擦系数因界面滑移而增大，增大量约为 5.79%~20.88%，本设计轴承滑移表面摩擦系数仍因界面滑移而减小，减小量约

为 1.34%~5.73%；

3) 与入口区静止表面界面滑移^[6]和双界面滑移^[7]这 2 种模型相比较，本轴承设计的出口区运动接触表面界面滑移对提高轴承的润滑性能效果不十分显著。

因此，在实际工况条件下，可根据本文得出的结果和以往研究结果采用合适的界面滑移来提高轴承的润滑性能。

参考文献：

- [1] Zhang Y B, Wen S Z. An analysis of elastohydrodynamic lubrication with limiting shear stress: Part I - Theory and solutions [J]. Trib Trans, 2002, 45: 135 - 144.
- [2] Spikes H A. The half - wetted bearing. Part 1: extended Reynolds equation [J]. Proc Instn Mech Engrs Part J J Eng Trib, 2003, 217: 1 - 14.
- [3] Salant R F, Fortier A E. Numerical analysis of a slider bearing with a heterogeneous slip/no - slip surface [J]. Trib Trans, 2004, 47: 328 - 334.
- [4] Fortier A E, Salant R F. Numerical analysis of a journal bearing with a heterogeneous slip/no - slip surface [J]. ASME J Trib, 2005, 127: 820 - 825.
- [5] Zhang Y B. Boundary slippage for generating hydrodynamic load - carrying capacity [J]. Appl Math Mech [J]. 2008, 29: 1155 - 1164.
- [6] 李刚, 张勇斌, 蒋学东. 单面界面滑移对阶梯轴承润滑性能的影响研究 [J]. 机械设计与制造, 2013 (10): 175 - 178.
- [7] Zhang Y B. Boundary slippage for improving the load and friction performance of a step bearing [J]. Trans Can Soc Mech Eng, 2010, 34: 373 - 387.
- [8] Zhang Y B. A tilted pad thrust slider bearing improved by the boundary slippage [J]. Meccanica, 2013, 48: 769 - 781.