

DOI: 10.7652/xjtuxb201406015

高速角接触轴承油气润滑两相流动特性数值研究

翟强¹, 朱永生¹, 闫柯¹, 王宁¹, 刘成¹, 王东峰²

(1. 西安交通大学润滑理论及轴承研究所, 710049, 西安; 2. 洛阳轴研科技股份有限公司, 002046, 河南洛阳)

摘要: 针对油气润滑高速角接触球轴承腔内润滑冷却问题,提出了角接触球轴承油气两相润滑高精度数值计算模型。采用两相流模型和多重坐标系方法模拟轴承腔内两相流动特性;研究轴承运行工况及保持架几何参数对轴承腔内流场分布与换热效率的影响。结果表明:球形兜孔保持架轴承腔内的平均温度低于柱形兜孔保持架轴承,与实验结果相符。同时,过大或过小的兜孔间隙均会造成轴承腔内平均温度升高,因此合适的保持架兜孔结构与几何参数对于提高滚动轴承润滑性能至关重要。单个油气入口时,轴承腔内的润滑油分布并不均匀,在油气入口附近油相体积分数达到最大值;随着与入口位置距离的增加,油相体积分数逐渐降低。

关键词: 高速角接触球轴承;油气润滑;保持架结构;两相流

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)06-0086-05

Numerical Investigation of Two-Phase Flow for the Oil-Air Lubrication
Inside an Angular Contact Ball Bearing

ZHAI Qiang¹, ZHU Yongsheng¹, YAN Ke¹, WANG Ning¹, LIU Cheng¹, WANG Dongfeng²

(1. Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Luoyang Bearing Science and Technology Company Limited, Luoyang, Henan 002046, China)

Abstract: A highly accurate model for angular contact ball bearing lubrication is proposed to investigate the performance of oil-air lubrication using the CFD (computational fluid dynamics) method. The MRF (multi-reference frame) method is adopted considering the complicated motion characteristics of the bearing. Comprehensive factors such as geometric features and bearing operating parameters are considered and discussed to provide guidelines for the optimization of lubrication and cooling efficiency. The influence of two types of cages on the lubrication is also analyzed. The results show that the average temperature inside the bearing with the spherical pockets cage is lower than that with the cylindrical pockets cage. The average oil volume fraction decreases when the clearance of the cage pockets increases and the temperature inside the bearing is lower when the clearance of the cage pockets is proper. The distributions of lubricant and temperature are not uniform inside the bearing cavity. The average oil volume fraction and the average temperature inside the bearing cavity decrease when the rotating speed increases.

Keywords: angular contact ball bearing; oil-air lubrication; structure of bearing cage; two-phase flow

角接触球轴承作为高速电主轴的主要支撑元件,其服役状态对于系统运行性能有重要的影响。

油气润滑技术因其良好的润滑冷却性能被广泛应用于高速角接触球轴承,其腔内油气两相分布对轴承寿命、热特性有重要的影响^[1]。

多位学者对滚动轴承油气润滑性能展开研究。在实验研究方面,蒋书运等以供油量、润滑油黏度、油气压力和转速等为变量,研究其对滚动轴承温升的影响,结果用于确定合理的油气润滑参数^[2-3]。Wu等研究了不同润滑参数及预紧状态下的主轴温升^[4]。在数值计算方面,胡志宏等采用多重网格法分析了油气润滑超高速轴承在不同结构参数和工况条件下的接触区润滑状态^[5]。Oh等对轴承腔内气流流型作了分析^[6]。苑士华等对油气喷射润滑的滚动轴承内部两相流动进行了数值仿真,结果对优化油气喷射润滑性能、减小阻力损失、加强冷却效果提供了依据^[1,7]。目前的研究多集中于最佳润滑参数确定,所建立的数值模型忽略了轴承内部的几何结构或运动边界条件,并且未涉及轴承内部结构变化对润滑性能的影响。对于油气润滑滚动轴承内部流动,尚缺乏接近实际工况的计算模型。

本文以7008角接触球轴承为研究对象,通过建立高精度油气润滑角接触球轴承模型,使用VOF (Volume of Fluid) 模拟轴承腔内两相流动,采用MRF多重坐标系描述轴承各部件运动,分析滚动轴承在不同转速与保持架结构参数下的内部两相流动,为优化保持架结构,提升轴承内部润滑冷却性能提供了理论依据。

1 数值计算模型

1.1 MRF方法

角接触球轴承的运动形式复杂,内圈、保持架和滚动体以各自的速度公转,滚珠除公转外还有自旋运动,油气管道相对静止。为准确模拟其运动形式,将进油管道与轴承腔体分为两个流域,使用两套坐标系进行运动描述,即多重坐标系(MRF)方法^[8]。

进油管道静止不动,使用惯性坐标系;轴承腔体高速旋转,使用旋转坐标系。旋转坐标系相对于惯性坐标系以 ω 的转速转动,其内部一点的运动状态为

$$\begin{aligned} \mathbf{v} &= \mathbf{v}_r + \mathbf{u}_r \\ \mathbf{u}_r &= \mathbf{v}_t + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \end{aligned} \quad (1)$$

旋转坐标系内流体的质量、动量及能量守恒方程分别修正为^[9]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r) = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho \mathbf{v} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r \mathbf{v}) + \rho [\boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{v} - \mathbf{v}_t)] = \\ - \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + \mathbf{F} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho E + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}_r H + p \mathbf{u}_r) = \\ \nabla \cdot (k \nabla T + \bar{\bar{\tau}} \cdot \mathbf{v}) = S_h \end{aligned} \quad (4)$$

式中: H 是总焓; S_h 是热源; $\mathbf{F}$ 是外力。

1.2 几何模型

该模型的几何结构如图1所示,主要包括油气管路流域与轴承腔体流域两部分,其内部具有保持架、滚珠等。油气管路外侧入口区域进油,内侧入口区域进气。油气进入轴承的端面设有交互面,以保证两不同坐标系下流域间的连通。保持架结构有两种,第一种兜孔为圆柱面,第二种兜孔为球面,如图2所示。

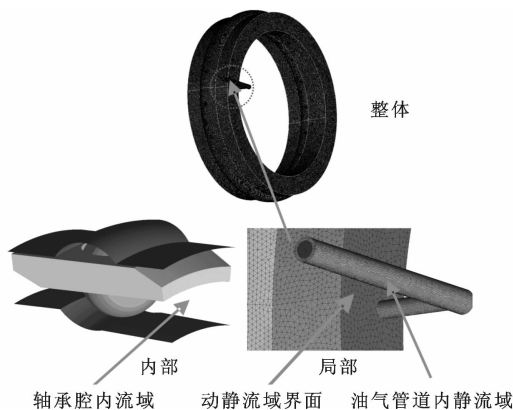


图1 几何模型

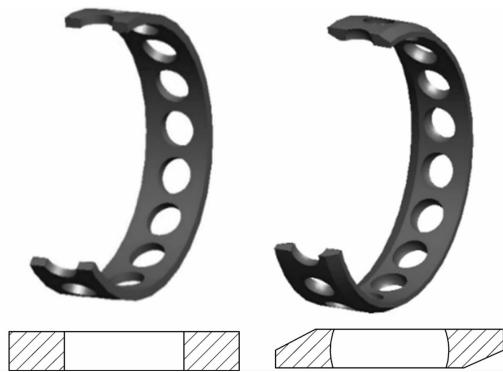


图2 两种保持架结构

1.3 边界条件

油路相对于轴承保持静止,使用惯性坐标系,油气入口为质量入口,管壁为静止无滑移壁面。轴承流域使用旋转坐标系,分别对保持架、内圈、滚珠施加相应的公转及自转运动边界^[10]。同时,对各壁面及入口油气设置恒定温度,用于观测不同几何参数

及运行工况下油气冷却传热性能,计算参数见表 1,其中主相为空气,次相为 68cSt 汽轮机油。

表 1 计算参数

参数	数值
内圈温度/K	333
外圈温度/K	323
保持架温度/K	335
滚珠温度/K	338
油气温度/K	303
主相密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1.225
主相黏度/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}$	1.79×10^{-5}
次相密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	876
次相黏度/ $\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}$	$0.058\ 77 \times 10^{-5}$

由于润滑油多分布于内外滚道、球与保持架等固体壁面,因而在计算中考虑了润滑油的表面张力和附壁效应。近固体壁面单元内的平面法向 $\hat{n}^{[1]}$ 应修正为

$$\hat{n} = \hat{n}_w \cos \theta_w + \hat{t}_w \sin \theta_w \tag{5}$$

式中: $\hat{n}_w$ 和 $\hat{t}_w$ 是固体壁面处的法向与切向角; θ_w 是流体与固体壁面的接触角。

2 结果与分析

2.1 轴承腔内流场分布

分别对两种保持架模型在不同运行转速下进行计算。以柱形兜孔保持架轴承润滑模型(转速为 $3 \times 10^4\ \text{r/min}$)为例,润滑油与空气从管道入口进入后,润滑油速度远低于空气流速,润滑油粘附在管道壁面缓慢向前移动,在空气的加速推动下,粘附的润滑油逐渐被吹散成油滴,最终形成连续的油膜进入轴承腔内。在 $0.002\ \text{s}$ 时,润滑油先到达第一个滚珠与保持架表面,在 $0.004\ 2\ \text{s}$ 时,润滑油已到达轴承一半的腔体,并开始从出口流出,在 $0.006\ 5\ \text{s}$ 润滑油已分布于整个流腔区域。

在轴承腔内,润滑油受到离心力的作用径向运动,同时受保持架及内圈的影响而周向运动,滚珠的高速自旋使润滑油分布在滚珠附近的接触区域。润滑油在圆周方向分布并不均匀,随方位角的变化含量不一;同时其径向分布因离心力作用也不均匀,多集中在保持架、滚珠、内外圈接触区域。图 3 为球形兜孔保持架模型在 $1.5 \times 10^4\ \text{r/min}$ 时轴承腔内油相体积分数与平均温度随方位角的变化(0° 为油气入口方位角),由图可见,在油相体积分数较高处平均温度较低,反之亦然。

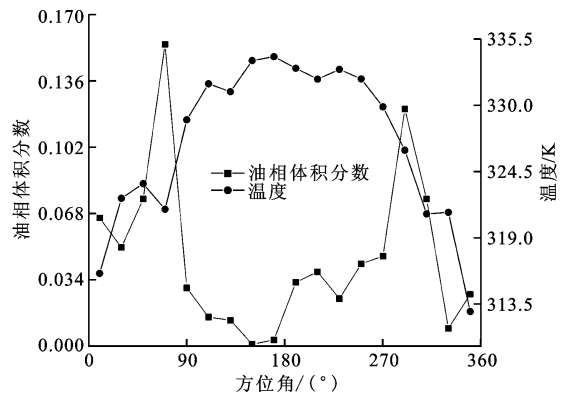


图 3 转速为 $15 \times 10^3\ \text{r/min}$ 时轴承腔内油相体积分数与温度随方位角的变化关系

2.2 保持架兜孔结构对润滑性能影响

图 4 为不同保持架结构轴承流腔轴向截面的油相体积分数云图,相同转速下球形兜孔保持架的模型在滚珠、内外圈与保持架附近的润滑油含量高于柱形兜孔保持架轴承模型。

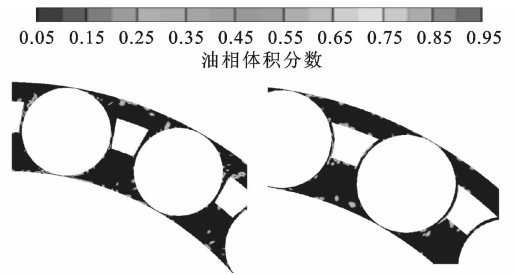


图 4 不同结构保持架轴承腔内润滑油分布云图

图 5 对比了油相体积分数随方位角的变化情况(0° 为油气入口方位角),可以看出,球形兜孔保持架轴承腔内多数区域具有较高的油相体积分数。图 6 为不同保持架轴承腔内温度随方位角的分布,球形兜孔保持架轴承的腔内温度在各个方位角基本都低于柱形兜孔保持架轴承。柱形兜孔保持架轴承流腔内的油相体积分数平均值为 0.018 ,平均温度为 $328.35\ \text{K}$;球形兜孔保持架轴承流腔内油相体积分数平均值为 0.034 ,平均温度为 $326.07\ \text{K}$ 。

该计算结果与不同保持架结构轴承油气润滑性能实验结果吻合较好,从而间接地验证了模型与计算结果的正确性。球形兜孔保持架轴承平均温升低于柱形兜孔保持架轴承,归因于球形兜孔保持架的球形面兜孔,相对于柱形面,可以吸附与牵引更多的润滑油,从而维持了高速角接触球轴承内部良好的润滑状态,抑制了轴承温升,保证其可靠运行。

2.3 保持架兜孔间隙对润滑性能的影响

具有不同兜孔间隙的保持架轴向截面如图 7 所

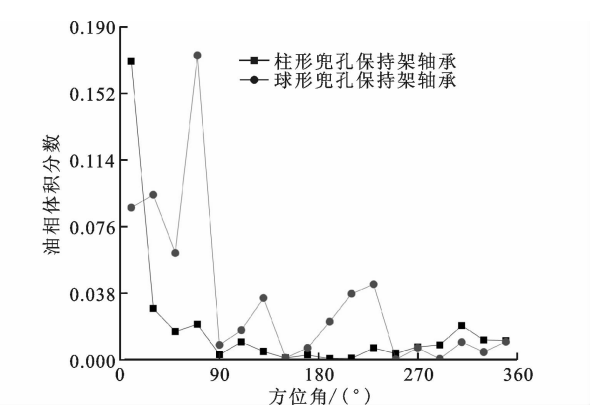


图 5 不同结构保持架轴承腔内油相体积分数随方位角的变化

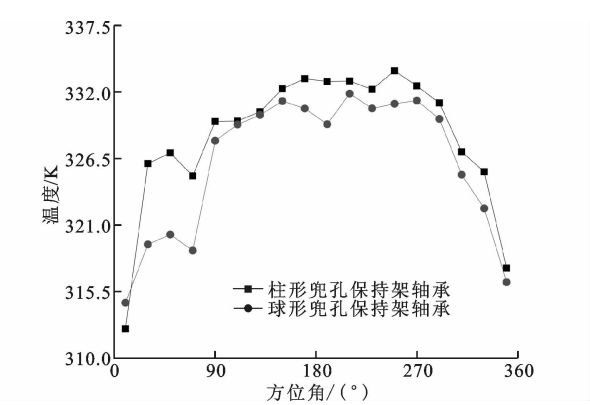


图 6 不同结构保持架轴承腔内温度随方位角的变化

示,其中最大兜孔间隙为 0.265 mm,最小间隙为 0.165 mm,普通保持架的间隙为 0.215 mm。

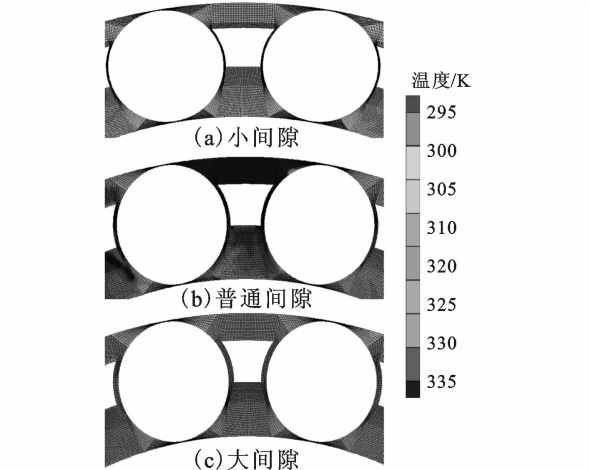


图 7 不同间隙的保持架结构轴向截面

保持架兜孔间隙对轴承腔内平均油相体积分数和平均温度的影响如图 8 所示,随着间隙的增大,平均油相体积分数减小;平均温度在普通间隙时最低,过大或过小的间隙会造成平均温度升高。

随着保持架兜孔间隙的增大,润滑油受滚珠自

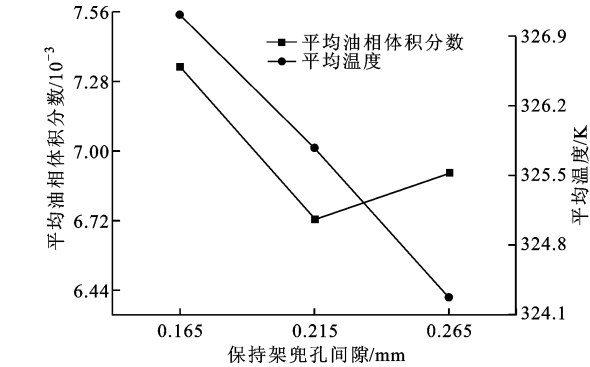


图 8 平均油相体积分数与平均温度随保持架兜孔间隙的变化

旋搅动作用而粘附在兜孔内壁的概率大大减小,因而润滑油的平均含量降低。油相体积分数过大时,高速气流与接触区对流换热减弱,导致轴承温度升高;当油相体积分数过小后,不足以保证良好的润滑状态,腔内的平均温度升高。可见,合理的保持架兜孔间隙对于保持良好润滑状态与提高轴承腔内换热效率有重要作用。

2.4 轴承转速对润滑性能的影响

为了研究轴承转速对油气分布的影响,对于球形兜孔保持架轴承,分别在主轴转速为 $1 \times 10^4 \sim 3 \times 10^4$ r/min 的运行工况下进行了计算。在各个转速下,油相体积分数随方位角的变化如图 9 所示,在各个转速下,距离入口较近的区域油相体积分数较大,油相体积分数达到最大值后随着与入口距离的增加而减小。对其平均油相体积分数做出趋势曲线,可见在入口的上下游区域油相体积分数较高,当远离入口后,油相体积分数较小且分布集中,与文献[7]中喷油润滑油相体积分数变化规律近似。

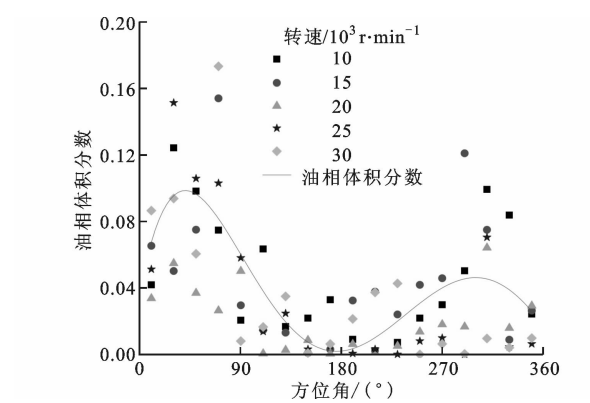


图 9 转速对油相体积分数分布的影响

不同转速下,各方位角的平均温度如图 10 所示,在油气入口附近平均温度较低,随着与油气入口距离的增加,平均温度逐渐升高。

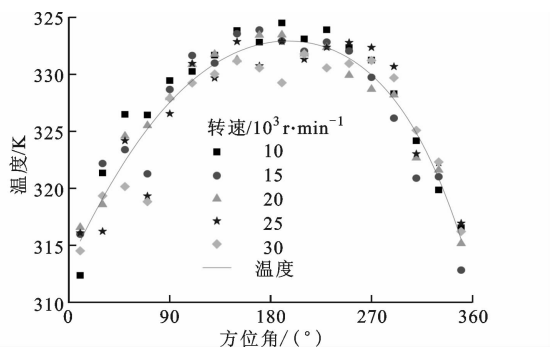


图10 转速对温度分布的影响

3 结 论

本文针对不同保持架结构的7008轴承,通过改变几何结构参数、转速等,对其润滑冷却性能展开研究,结论如下。

(1)轴承腔内平均油相体积分数含量高处平均温度较低,反之亦然。

(2)球型兜孔保持架相对于柱形兜孔保持架,使轴承腔内平均油相体积分数升高,换热效果更优。

(3)保持架兜孔间隙对于角接触球轴承的润滑效果有显著影响,随着保持架间隙的增大,轴承腔内的平均油相体积分数呈线性减小。保持架兜孔间隙存在最优值。

(4)轴承腔内油相体积分数分布并不均匀,在油气入口附近油相体积分数较高,温度较低;随着与入口距离的增加,油相体积分数降低,温度升高。

参考文献:

- [1] 郭凯,苑士华,邵子桐. 喷射润滑轴承内部油气两相流动研究[J]. 北京理工大学学报, 2012, 32(10): 1021-1025.
GUO Kai, YUAN Shihua, SHAO Zitong. Study on oil-air two-phase flow inside the high-speed bearing cavity with jet lubrication[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2012, 32(10): 1021-1025.
- [2] 谢军,蒋书运,王兴松,等. 高速滚动轴承油气润滑试验研究[J]. 润滑与密封, 2006(9): 114-116.
XIE Jun, JIANG ShuYun, WANG Xingsong, et al. Experimental research on oil-air lubrication for high speed ball bearing[J]. Lubrication Engineering, 2006(9): 114-116.
- [3] JIANG Shuyun, MAO Hebing. Investigation of the high speed rolling bearing temperature rise with oil-air lubrication[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(2):

021101.

- [4] WU Cheng-hsien, KUNG Yu-tai. A parametric study on oil/air lubrication of high-speed spindle[J]. Precision Engineering, 2005, 29(2): 162-167.
- [5] 胡志宏,李松生,陈萍,等. 超高速主轴轴承内部润滑状态分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(10): 31-35.
HU Zhihong, LI Songsheng, CHEN Ping, et al. Analysis of lubricating status in ultra-high-speed spindle bearings[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(10): 31-35.
- [6] OH I S, KIM D, HONG S W, et al. Three dimensional air flow patterns within a rotating ball bearing[J]. Advanced Science Letters, 2013, 19(8): 2180-2183.
- [7] HU Jibin, WU Wei, WU Mingxing. Numerical investigation of the air-oil two-phase flow inside an oil-jet lubricated ball bearing[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 68: 85-93.
- [8] LUO J Y, ISSA R I, GOSMAN A D. Prediction of impeller induced flows in mixing vessels using multiple frames of reference[J]. Institution of Chemical Engineers Symposium Series, 1994, 136: 549-556.
- [9] BATCHELOR G K. An introduction to fluid dynamics[M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000.
- [10] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis[M]. 5th ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2006.
- [11] BRACKBILL J U, KOTHE D B, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface tension[J]. Journal of Computational Physics, 1992, 100(2): 335-354.

[本刊相关文献链接]

- 李纯洁,洪军,张进华,等. 角接触球轴承动刚度的实验研究. 2013,47(7):68-72. [doi:10.7652/xjtuxb201307013]
- 张锦龙,王彦伟,黄正东. 高速球轴承-转子系统动态性能的分析与优化. 2013,47(1):57-61. [doi:10.7652/xjtuxb201301012]
- 黄东洋,洪军,张进华,等. 热阻网络法在轴系温度场求解中的应用. 2012,46(5):63-66. [doi:10.7652/xjtuxb201205011]
- 留剑,洪军,杨朝晖,等. 高速精密角接触球轴承旋转精度创成机理研究. 2011,45(11):72-78. [doi:10.7652/xjtuxb20111014]
- 王琳琳,李国君,田辉,等. T型微通道内气液两相流数值模拟. 2011,45(9):65-69. [doi:10.7652/xjtuxb201109012]

(编辑 武红江)