DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.03.002

保持架引导方式对球轴承油气润滑两相流流型的影响

王保民,靳炳竹,黄金鑫

(兰州理工大学 机电工程学院,甘肃 兰州 730050)

摘　要:滚动轴承高速运转时,轴承腔内润滑油与空气相互作用形成涡旋,影响油气运输及整体润滑性能。针对角接触球轴承腔内油气两相流的流动状态,运用 VOF 方法和滑移网格,建立油气两相流三维瞬态仿真模型,分析了在保持架不同引导方式下角接触球轴承腔内油相流型、轴承腔内周向流型以及涡旋等变化规律。该研究对高速轴承结构设计、润滑结构及润滑参数优化具有参考意义。

关键词:滚动轴承;保持架引导方式;涡旋;两相流

中图分类号:TH133.31　　**文献标志码**:A　　**文章编号**:1671-5276(2021)03-0005-05

Analysis of Gas-liquid Two-phase Flow in Cavity of Ball Bearing under Different Guide Modes

WANG Baomin, JIN Bingzhu, HUANG Jinxin

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: When rolling bearing is running at high speed, the lubricating oil in the bearing cavity interacts with the air to form a vortex, which affects the oil-gas transportation and the overall lubricating performance. The three-dimensional transient simulation model of oil-gas two-phase flow in the angular contact ball bearing cavity was established based on the flow state, VOF method and sliding grid. The variation rules of oil-gas two-phase flow pattern, circumferential flow pattern and vortices in the bearing cavity under different guiding modes of cage were analyzed. The research has important reference value to the structural design, lubrication structure and lubrication parameter optimization of high-speed bearing.

Keywords: rolling bearing; cage guide mode; vortex; two-phase flow

0　引言

轴承内部良好的润滑状态是抑制其摩擦温升、改善滚动轴承服役性能的关键。随着轴承极限转速的不断升高,轴承腔内气相流动剧烈,压差增大,使得润滑介质难以有效进入[1],从而导致轴承接触区润滑不良及摩擦温升,甚至诱发轴承失效等。因此,轴承腔内油气两相分布对轴承寿命、热特性有重要的影响[2]。

国内外学者在轴承油气润滑方面已开展了大量而系统的研究工作。翟强等[3]以角接触球轴承为研究对象,分析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、提升润滑冷却性能提供了理论依据。GLAHN A 和 WITTING S[4-5]研究了重力以及热量传递过程对轴承腔内油膜运动特性的影响;OH I S 等[6]对轴承腔内气流流型作了分析;杨阳等[7]以角接触球轴承7014C 为研究对象,综合考虑转速及润滑的影响,进行稳态热分析;并通过试验验证了模型的可靠性;陈国定等[8]使用解析法研究了不同流型下润滑剂压力与速度的差异性及分布特点,同时研究了转速、供油量和进气量等工况条件对压力和速度的影响;COE H H 等[9]发现轴承腔内油液体积分数在 2%~3%时,轴承温升的计算结果与试验结果比较接近;李斌等[10]以航空发动机轴承为研究对象,利用 FLUENT 软件对轴承腔内油气两相流的流动及换热过程进行了数值模拟;HU Jibin 等[11]通过 FLUENT 仿真分析油气两相流在滚动轴承中的的扩散规律。王亚泰等[12]分析了不同引导方式下角接触球轴承腔内的气相流动。刘红彬等[13]分析了轴承转速和润滑油进口流量等参数对油液体积分数的影响以及轴承腔内润滑油的流动轨迹和润滑油进入腔内的影响机制。

目前对于角接触球轴承的研究主要集中在对轴承腔内的油气两相流,对保持架引导方式对气液两相流影响的研究较少。鉴于此,本文以 7005C 高速角接触球轴承为研究对象,运用 FLUENT 流体仿真软件,建立了轴承流体域模型,应用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型、VOF(volume of fluid)模型以及滑移网格模型,分析了轴承腔内的流型分布,进而揭示了保持架引导方式对轴承腔内的流型影响。

1　引导方式与数值计算模型

1.1　保持架引导方式

保持架是滚动轴承的重要组成部分,其作用主要体现在两个方面:一方面使滚动体相互之间保持合适距离,防

基金项目:国家自然科学基金项目(51965038)

第一作者简介:王保民(1972—),男,甘肃天水人,教授,博士,研究方向为数控加工技术与装备。

止相邻滚动体之间直接接触,以将摩擦和因此而产生的热量保持在最低水平;另一方面使滚动体均匀地分布在整个轴承内,使负荷能更均匀地分布和降低噪声。滚动轴承保持架从引导方式上可分为3种:球引导、内圈引导和外圈引导,具体结构如图1所示。外圈引导是指保持架依靠外圈挡边引导其正常运转;球引导是指保持架依靠其兜孔与滚动体之间的间隙实现正常运转;内圈引导是指保持架依靠内圈挡边来引导其正常运转。引导的目的是使保持架在周向和径向方向有所"依靠",使在这些方向上的运动趋稳,不产生涡动。

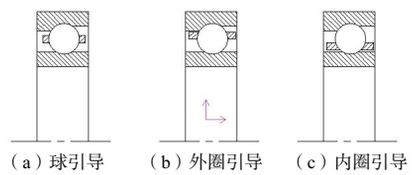


图1　保持架引导方式

1.2　几何模型与网格划分

本文以7005C角接触球轴承为研究对象,采用计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)数值计算方法对轴承腔油气润滑两相流场进行数值模拟。轴承的结构参数如表1所示,运用ICEM-CFD对轴承腔流体域进行网格划分,网格数量2 271 264,节点数量1 886 669,网格综合质量>0.61,明显高于最低网格质量。网格模型如图2所示。

表1　7005C轴承参数

参数	数值
轴承外径/mm	47
轴承内径/mm	25
轴承宽度/mm	12
滚动体直径/mm	6.35
滚动体个数/个	12
接触角/(°)	15

图2　7005C角接触球轴承网格模型

1.3　控制方程与边界条件的设定

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,同时钢球还做自转运动。为了准确地模拟其运动形式,采用旋转坐标系描述其运动形式。

轴承腔体高速旋转,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:

$$V=V_r+U_r \tag{1}$$

$$U_r=V_t+\omega\times r \tag{2}$$

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:

$$\frac{\partial p}{\partial t}+\nabla\cdot\rho V_r=0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V)+\nabla\cdot(\rho V_r V)+\rho[\omega\times(V-V_t)]=-\nabla p+\nabla\cdot\overline{\overline{\tau}}+F \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho E+\nabla\cdot(\rho V_r H+PU_r)=\nabla\cdot(k\nabla T+\overline{\overline{\tau}}\cdot V)+S_h \tag{5}$$

式中:V 是绝对速度;V_r 是相对速度;U_r 是牵连速度;V_t 是平均速度;$\overline{\overline{\tau}}$ 是黏应力;E 是内能;H 是总焓;S_h 是热源;F 是外力。

基于对轴承实际工作状态的分析,轴承外圈设置为外静止壁面;钢球、内圈、保持架设置为运动壁面,其各自速度以及钢球自旋速度由式(6)-式(8)确定。空气入口设为压力入口,其值为0.25 MPa;润滑油入口为速度入口;油气出口为压力出口,其值为一个标准大气压。采用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,壁面函数选用标准壁面函数。由于轴承腔内气流马赫数很低,所以气体设为不可压缩相,油气参数如表2所示。应用基于压力基的SIMPIE算法进行求解。设定并监测进出口质量流量、速度与能量,每次迭代中定义相函数和速度分量的残差收敛阈值为 10^{-3},湍动能和耗散率的残差收敛阈值为 10^{-3},能量的残差收敛阈值为 10^{-6}。

$$n_c=n_i(1-\gamma)/2 \tag{6}$$

$$n_\omega=d_m n_i(1-\gamma^2)/2D \tag{7}$$

$$\gamma=D\cos\alpha/d_m \tag{8}$$

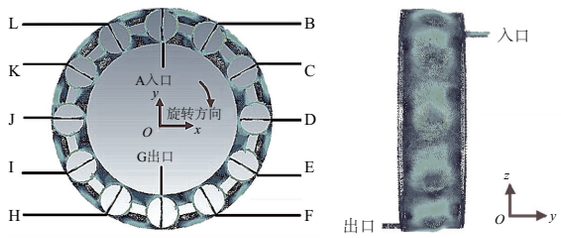
表2　油气参数

参数	空气	润滑油
密度/(kg/m^3)	1.225	876
黏度/(Pa·s)	1.79×10^{-5}	0.052 5
导热系数/(W/(m·K))	0.024 2	0.2
比热容/(J/(kg·K))	1 013	1 995
温度/K	298.15	298.15

2　结果与分析

2.1　轴承腔内油气两相流流型分析

7005C角接触球轴承有12个滚珠,均匀分布在轴承腔内,每个滚珠之间间隔30°,其在流体域中的分布以及出入口位置如图3所示。



（a）*xOy*截面图　　（b）出入口位置

图 3　滚珠在流体域中的分布以及出入口位置

轴承转速为 8 000 r/min,保持架采用球引导方式时,轴承腔内油气两相流动速度分布(*xOy* 截面)如图 4 所示(本刊黑白印刷,相关疑问请咨询作者)。在轴承腔油气入口侧,保持架与轴承内外圈之间油气两相流形成了涡旋,并且保持架与外圈之间的涡旋更接近滚珠表面。沿轴承旋转方向,从 A 位置到 L 位置,保持架与外圈间的涡旋在 A 处离滚珠的距离最远且涡旋的半径最小。这是因为滚珠旋转增强了油气两相的湍动与扰动,并带动涡旋靠近滚珠表面。保持架与内圈间的涡旋,从 A 位置到 L 位置,只在 F 与 H 处形成较完整的涡旋,其他位置均未形成完整的涡旋。这是因为 F 和 H 处压力低于相邻位置处压力,形成扰动。在轴承腔油气出口侧,沿轴承旋转方向,从 A 位置到 L 位置,在保持架与外圈之间均形成涡旋,受离心力和压差的影响 G 处涡旋最靠近滚珠表面;在保持架与内圈之间,只有 E 和 K 处形成完整的涡旋,其他位置均未形成完整的涡旋。

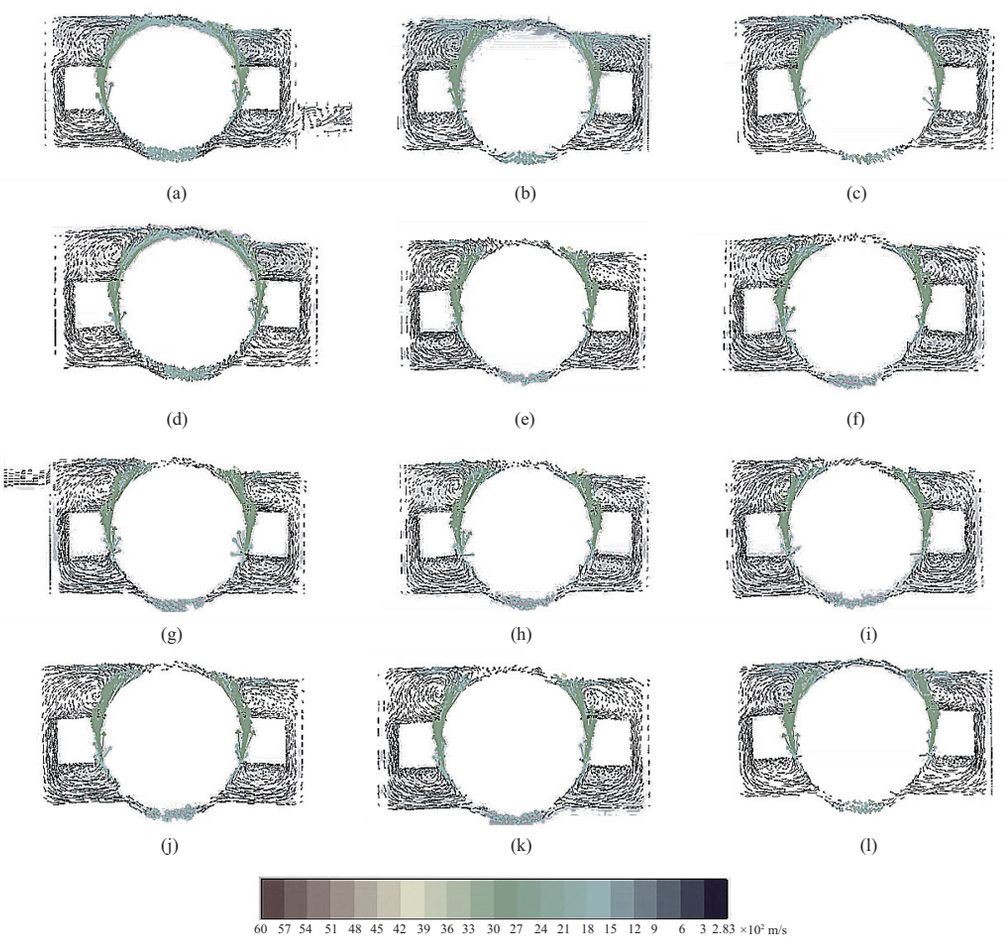


图 4　8 000 r/min 球引导腔圆周速度分布

2.2　保持架引导方式对轴承腔内流型分析

轴承转速为 8 000 r/min,保持架球引导和内、外圈引导方式下,轴承腔出入口速度流线分布(*xOy* 截面)如图 5-图 7 所示。保持架球引导方式下,从 A 位置与 G 位置可以看出,出入口端面,保持架与外圈之间均形成涡旋,但 G 处的动压更大,所以涡旋比 A 处更靠近滚珠表面。出口端面,保持架与内圈之间,因为动压作用使得油气与保持架发生碰撞均未形成完整的涡旋。入口端面,保持架与内圈之间,在 A 处未形成完整涡旋,在 G 处形成一个微小涡旋。

与球引导相比,保持架外圈引导方式下保持架与内圈之间在出入口端面各形成一个涡旋。出口端面的涡旋受到压力的作用,使得油气两相形成的涡旋向出口处有一定的偏移。出入口端面,在保持架与外圈之间均未形成涡旋。内圈引导时,保持架与内圈之间间隙很小,A 位置和 G 位置处,保持架与内圈之间出入口端面未形成涡旋,保持架与外圈之间有涡旋产生。相比于球引导时,在 A 位置和 G 位置两处出入口端面的涡旋远离滚珠表面。

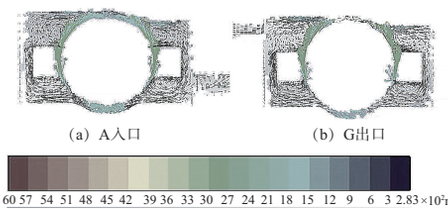


图 5　8 000 r/min 球引导轴承腔出入口速度分布

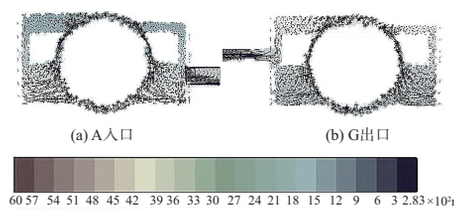


图 6　8 000 r/min 外圈引导轴承腔出入口速度分布

2.3　不同转速下保持架引导方式对流型的影响

轴承转速不同时轴承腔内速度流线分布(*xOy* 截面)如图 8 所示。内圈引导时,在转速逐渐升高的过程中,先在油气入口端面产生涡旋,出口端面出现形成涡旋的趋势,转速达到 8 000 r/min 时,出入口端面均出现涡旋,转速逐渐升高时,出入口端面处涡旋中心基本一致,油气两相流动运动更加剧烈,产生新的油气漩涡,形成气障。

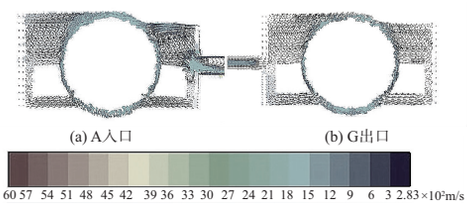


图 7　8 000 r/min 内圈引导轴承腔出入口速度分布

与内圈引导相比,外圈引导保持架时,保持架与内圈的流体域面积增大,其涡旋程度有所增强。在高转速时相比于内圈引导,增加了油气润滑单元的配置难度,使润滑油进入接触区域的难度有所增加,与文献[12]的研究结论一致。

球引导保持架时,保持架与内、外圈两侧的空间相对较大,所以在保持架上、下两侧区域均有涡旋产生。随着转速的升高,轴承腔内气流运动加剧,内外圈旋转产生的气相剪切力增大,保持架与内圈之间润滑油涡旋强度逐渐增加。相比于内外圈保持架引导方式,球引导时轴承腔内涡旋比较集中,细微的油气流动较为减弱。

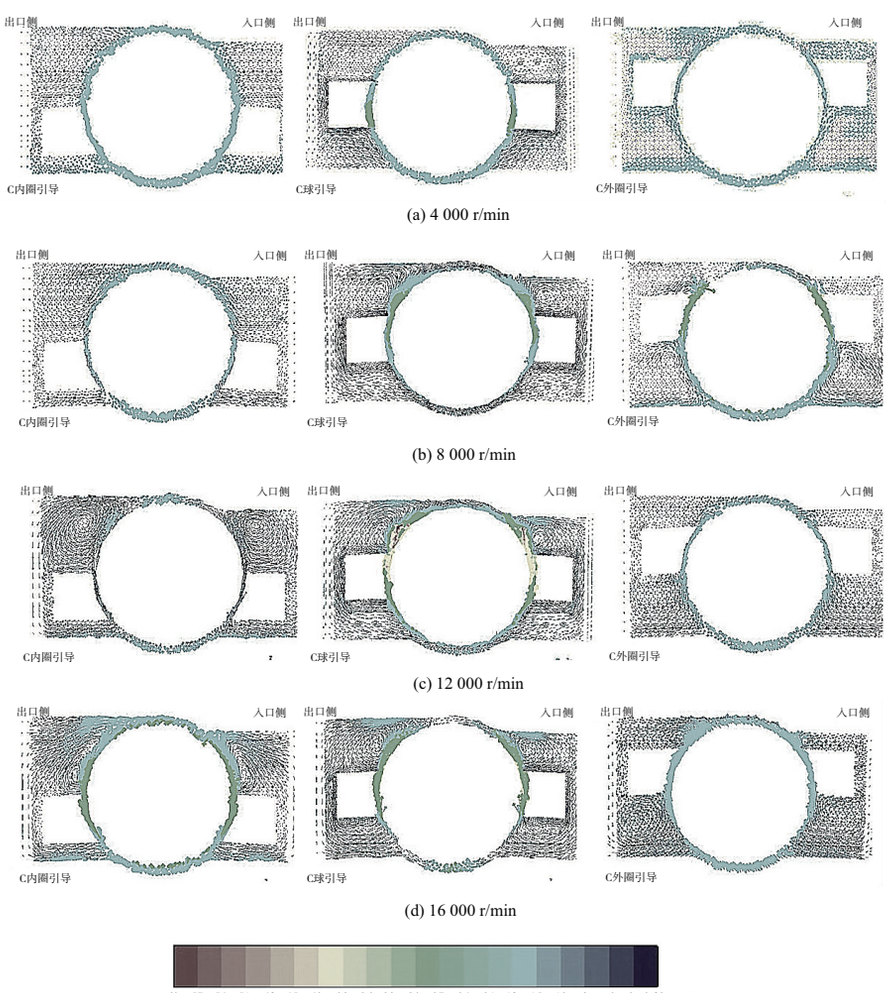


图 8　不同转速轴承腔速度流线图

3　结语

本文建立了油气两相流三维瞬态仿真模型,分析了在保持架不同引导方式下角接触球轴承腔内油气两相流型以及受转速影响的变化规律,具体结论如下:

1)球引导方式下,出入口端面保持架与内、外圈之间都产生涡旋,保持架与外圈的涡旋比保持架与内圈处涡旋更靠近滚珠表面。在保持架与内圈之间,入口端面在F位置与H位置处形成完整的涡旋,出口端面在E位置和K位置处形成完整涡旋,其他位置均未形成完整涡旋。

2)三种引导方式下在出口端面,相比于球引导,内、外圈引导时分别在保持架与内圈和保持架与外圈区域内一直存在涡旋,其中在A位置与G位置处涡旋强度较弱,且外圈引导时在保持架与外圈,内圈引导时在保持架与内圈之间均未形成涡旋。

3)保持架不同引导方式下,随着转速的升高都会出现漩涡,且在轴承腔内相对空间较大的区域更容易出现大范围的涡旋。三种引导方式中,在入口端面随着转速的升高主体涡旋的中心不变;漩涡强度增加,容易出现微小的涡旋,形成新的气障。

参考文献:

[1] PANG B T, LI J S, LIU H B, et al. A simulation study on optimal oil spraying mode for high-speed rolling bearing[J]. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 2008, 31(2):553-557.

[2] 郭凯,苑士华,邵子桐. 喷射润滑高速轴承内部油气两相流动研究[J]. 北京理工大学学报,2012,32(10):1022-1025,1041.

[3] 翟强,闫柯,张优云,等. 高速角接触球轴承腔内气相流动与传热特性研究[J]. 西安交通大学学报,2014,48(12):29-33,40.

[4] GLAHN A, WITTING S. Two-phaseair/oil flow in aero-engine bearing chambers-assessment of an analytical prediction method of the internal wall heat transfer[J]. International Journal of Rotating Machinery, 1999, 5(3):155-165.

[5] GLAHN A, WITTING S. Two-phase air/oil flow in aero-engine bearing chambers: characterization of oil film flows[J]. Journal of Engineering for Gas and Turbines Power, 1996, 118(3):578-583.

[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] 杨阳,朱如鹏,李苗苗,等. 基于ANSYS Workbench的角接触球轴承温度场分析[J]. 机械制造与自动化,2019,48(2):67-69,122.

[8] 陈国定,刘曼利,刘亚军,等. 不同流型下轴承腔中油气介质的流动特征参数[J]. 航空学报,2010,31(12):2400-2406.

[9] COE H H, ZARETSKY E V. Predicted and experimental performance of jet-lubricated 120-millimeter-bore ball bearings operating to 2.5 million DN[R]. NASA TP-1196, 1978.

[10] 李斌,王锁芳,刘勇. 轴承腔内油气两相流动与换热的数值模拟[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版),2010,24(9):38-43.

[11] HU Jibin, WU Wei, WU Mingxing, et al. 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.

[12] 王亚泰,闫柯,朱永生,等. 保持架不同引导方式下角接触球轴承腔内气相流动分析[J]. 机械工程学报,2017,53(1):72-78.

[13] 刘红彬,刘公平,王海洋,等. 高速角接触球轴承腔内气液两相流模拟分析[J]. 航空动力学报,2018,33(5):1103-1111.

收稿日期:2020-05-06