

不同轴承壁面沟槽诱导油液穿透机理

刘红彬¹, 刘公平², 郝金华¹, 杨梦科¹

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003;
2. 中国机械工业集团有限公司 洛阳轴承研究所有限公司, 河南 洛阳 471039)

摘 要: 以高速角接触球轴承为研究对象,在轴承外圈内壁开设沟槽,采用流体动力学对高速轴承壁面沟槽模型进行气液两相流数值模拟。利用 VOF(volume of fluid)模型对轴承环间气液两相流界面进行动态捕捉,分析油液在沟槽诱导作用下的运动过程和分布特点,探究阻碍油液进入腔内的影响机理。分别研究了沟槽形状、深度、方向以及喷油参数等因素对高速轴承腔内和滚道润滑油体积分数的影响规律。研究结果表明:在高速轴承喷油润滑阶段,通过对沟槽形状、深度、方向的分析,得到圆弧形沟槽适用于高速轴承,沟槽深度为 0.8 mm,沟槽方向为 60°有利于油液进入轴承环间,腔内有效润滑油和外滚道油液体积分数最高。通过试验测得壁面有沟槽和无沟槽轴承腔内油液体积分数并与仿真结果对比,发现在轴承高速阶段开设壁面沟槽有利于润滑油进入轴承腔,为高速轴承的润滑设计提供了新的方法。

关 键 词: 轴承腔; 气液两相流; VOF 模型; 壁面沟槽; 油液体积分数

中图分类号: V233.4⁺53; TH133.33 **文献标志码:** A

Oil penetration mechanism induced by different bearing wall grooves

LIU Hongbin¹, LIU Gongping², HAO Jinhua¹, YANG Mengke¹

(1. School of Mechatronics Engineering,
Henan University of Science and Technology, Luoyang Henan 471003, China;
2. Luoyang Bearing Research Institute Company Limited,
China National Machinery Industry Corporation Limited, Luoyang Henan 471039, China)

Abstract: High-speed angular contact ball bearing was used as the research object, and the groove was built on the inner wall of the bearing outer ring. The fluid and dynamics was used to analyze the gas-liquid two-phase flow of high-speed bearing wall groove model. The volume of fluid (VOF) model was applied to dynamically capture gas-liquid two-phase flow between the bearing rings. The movement process and distribution characteristics of lubricating oil under groove induction were analyzed, and the factors influencing the entry of lubricating oil were explored. The influences of groove shape, depth, direction and oil injection parameters on the volume fraction of lubricating oil in the cavity and raceway of high-speed bearings were studied. The research results show that during high-speed bearing injecting, through analysis of groove shape, depth and direction, the circular groove is suitable for high-speed bearings. When the groove depth is 0.8 mm, and the groove direction is 60 de-

收稿日期:2018-11-23
基金项目:国家自然科学基金(U1404517); 工信部智能制造综合标准化项目(2017ZHZX04)
作者简介:刘红彬(1974—),男,副教授,博士,主要从事轴承润滑及力学性能分析研究。E-mail:hongbin-liu@163.com
引用格式:刘红彬,刘公平,郝金华,等. 不同轴承壁面沟槽诱导油液穿透机理[J]. 航空动力学报,2019,34(5):1127-1136. LIU Hongbin, LIU Gongping, HAO Jinhua, et al. Oil penetration mechanism induced by different bearing wall grooves[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5):1127-1136.

greases, it is beneficial for lubricating oil to enter the bearing ring. The volume fraction of the effective lubricating oil and raceway oil in the cavity is the highest. Finally, the volume fraction of oil between grooved and non-grooved bearing chamber was measured and compared with the simulation results. It was found that the opening of wall grooves in the high-speed stage of bearing was conducive to the entry of lubricating oil, providing a new method for the lubrication design of high-speed bearing.

Key words: bearing chamber; gas-liquid two-phase flow; VOF model; wall groove; oil volume fraction

随着航空发动机和高精密机床的发展,滚动轴承作为传动装置中的关键部件,其工作性能对整个传动稳定性和可靠性有着重要影响。喷油润滑技术在结构上更容易实现,且喷射润滑油的穿透性比较强,广泛应用于高速轴承润滑^[1]。当轴承 DN 值(轴承内径 D 与轴承转速 N 的乘积)进一步提高时,进入轴承腔内的润滑油受到高速旋转气流和离心力的作用,喷油润滑的穿透性将受到限制,在轴承腔壁面沉积大量的润滑油膜,极大地影响轴承滚道、保持架及滚动体的润滑和散热^[2-6]。因此,优化轴承腔结构、增强喷油润滑穿透性对高速滚动轴承润滑特性的改善显得尤为重要。

目前,国内外学者对壁面沟槽的研究主要集中在非光滑表面减阻。Walsh 和 Weinstein^[7]是最早一批研究壁面沟槽减阻的。通过使用三角形纵向沟槽改变壁面的形状并与光滑壁面相比,发现沟槽壁面减了 8% 的阻力。Bechert 等人^[8]通过试验得到沟槽减阻是由于沟槽诱导引发的二次涡和流向涡相互干扰,降低了沟槽内的气流阻力。Aphale 等人^[9]研究了仅在油液作用下,沟槽深度和摩擦副间隙对带排转矩的影响规律。常跃峰和姜楠^[10]从壁面湍流多尺度相干结构控制的角度对沟槽壁面平板湍流边界层的减阻机理进行了研究,得到沟槽壁面可以有效抑制喷射和扫掠过程中缓冲层以内的流向湍流脉动速度幅值的增加。朱鹤等人^[11]使用 PIV (particle image velocimetry) 技术对光壁模型和沟槽模型环间的流场进行了可视化研究,分析了壁面沟槽对泰勒涡结构的影响,探讨了沟槽区域的流体运动方式。熊钊等人^[12]研究了径向沟槽对三维湿式离合器对偶片间两相流场的影响,得到润滑油随着沟槽的分布呈周期性变化,沟槽处润滑油体积分数最大。这些研究成果对于认识壁面沟槽诱导具有重要的意义。

本文以 7306 角接触球轴承为研究对象,在轴承外圈内壁设计不同的沟槽,采用 VOF (volume

of fluid) 方法和 MRF (moving reference frame) 多重坐标系描述轴承各部分运动,分析沟槽对轴承腔内润滑油的流动轨迹、油液体积分数等变化规律。探讨高速滚动轴承壁面沟槽对喷油润滑穿透机理的影响,从而为高 DN 值轴承喷油润滑方式提供理论指导。

1 两相流动模型和方程的建立

高压喷射的润滑油在轴承环间的运动是三维非定常不可压缩的复杂气液两相流动。流体的基本方程仍然适用于各相的求解。本文引入一个变量 φ 来表示每个控制体积内相的体积分数(气体为主相,油液为次相)。气液两相流流体相的体积分数之和为 1^[13]。

1.1 两相流动基本方程

本文采用 VOF 方法表示轴承壁面沟槽环间气液两相流动,其中相体积分数 φ 是两相流分布状态的重要参数,其体积分数方程可表示为^[14]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varphi_l \rho_l) + \nabla \cdot (\varphi_l \rho_l \mathbf{v}_l) = S_{al} + (\dot{m}_{gl} - \dot{m}_{lg}) \tag{1}$$

动量方程方程取决于属性 ρ 和 μ 的两相体积分数,可表示为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \mathbf{v}) + \nabla \cdot (\bar{\rho} \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \rho \mathbf{g} + \mathbf{F} + \nabla \cdot [\bar{\mu} (\nabla \mathbf{v} + \nabla \mathbf{v}^T)] \tag{2}$$

式中 φ_l 表示润滑油体积分数, t 表示时间, ρ 表示密度, $\dot{m}_{gl}$ 是气相介质到液相介质的质量输送, $\dot{m}_{lg}$ 是液相介质到气相介质的质量输送, S_{al} 为源项, ∇ 表示散度, $\bar{\rho}$ 表示两相流的等效密度, 下标 l 表示液相介质, 下标 g 表示气相介质, p 表示压力, $\mathbf{v}$ 表示速度矢量, $\mathbf{g}$ 表示重力加速度, $\mathbf{F}$ 表示体积力矢量, $\bar{\mu}$ 表示润滑油等效黏度。

由于轴承各部件处于高速转动,腔内的气相和液相都处于湍流流动,可以采用 $k-\epsilon$ 湍流运动来模拟高速轴承环间气液两相流运动。在模型

中,湍流能 k 和耗散率 ϵ 是未知量,与之对应的运输方程表示为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon - Y_m + G_b + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - G_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (4)$$

式中 v_i 表示速度分量; μ_t 表示湍流黏度; x_i, x_j 表示坐标分量 ($i, j=1, 2, 3$); G_k 表示平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项; G_b 表示浮力引起的湍动能 k 的产生项; Y_m 是可压湍流中脉动扩张量; μ 表示润滑油黏度; $G_{1\epsilon}$ 和 $G_{2\epsilon}$ 是经验常数; $C_{3\epsilon}$ 表示可压缩流体流动与浮力有关的系数; Pr_k 和 Pr_ϵ 表示与湍动能 k 和耗散率 ϵ 对应的湍流普朗特数,取值分别为 1.0 和 1.3; S_k 和 S_ϵ 是自定义源项,其取值参见文献[15]。

1.2 MRF 模型

轴承在高速运动过程中,轴承各部件以各自的速度进行公转,而喷油嘴固定在轴承端面不动。为了更好模拟轴承腔内的运动状态,采用两套坐标系对腔内部件进行定义,即多重坐标系方法。如图 1 所示。

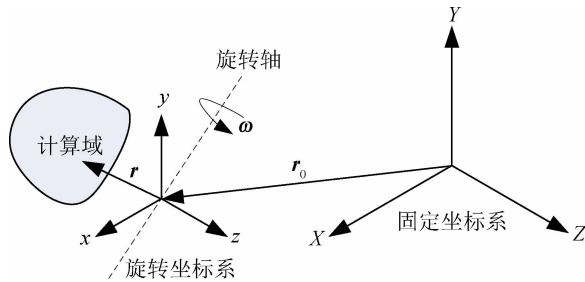


图 1 多重坐标系示意图

Fig. 1 Diagram of multiple coordinate system

首先轴承外圈和喷油嘴是固定不动的,处于固定坐标系中;轴承环间流体域随着各部件的搅动处于旋转坐标系中。设旋转流域的角速度为 ω ,则流体质点的矢径 r 处在运动坐标系下的相对速度 v_r 与该点固定坐标系下的绝对速度 v 之间的关系可表达为

$$v = v_r + \omega \times r \quad (5)$$

处于旋转坐标系中的流体质量、动量及能量守恒方程可描述为^[16]

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} v_r) = 0 \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} v_r) + \nabla \cdot (\bar{\rho} v_r v_r) + \\ & \bar{\rho}(2\omega \times v_r + \omega \times \omega \times r) = \\ & -\nabla \cdot p + \nabla \cdot [\bar{\mu}(\nabla v + \nabla v^T)] + F \end{aligned} \quad (7)$$

式中 $\omega \times v_r$ 表示相对旋转运动而产生的科氏加速度; $\omega \times \omega \times r$ 为向心加速度项。

1.3 沟槽模型的建立

由于喷入轴承内的润滑油在离心力的作用下被甩向轴承外圈内壁上,因此,在轴承外圈内壁上建立沟槽,探索沟槽诱导润滑油进入轴承环间,使其满足轴承润滑要求,对高 DN 值轴承设计提供一定的理论依据。采用 7306 角接触球轴承为研究对象,轴承参数:外径为 72 mm,内径为 30 mm,宽度为 19 mm,接触角为 15° ,滚动体个数为 12。

根据前期对轴承环间气相流的研究结果^[17],仍以单周期模型为基础在轴承外圈内表面开设三角形、矩形、圆弧形三种沟槽模型进行分析,沟槽方向与端面垂直,由轴承端面延伸到滚道,沟槽位置如图 2 所示。初设沟槽的长为 3.5 mm,宽为 0.65 mm,槽深为 0.2 mm。采用非结构网格技术对轴承壁面沟槽模型进行网格划分,喷嘴、沟槽、轴承游隙及滚动体附近区域不易收敛,故网格需要局部加密。

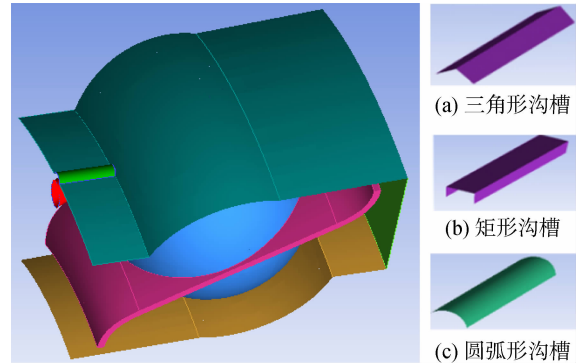


图 2 沟槽位置图

Fig. 2 Groove location

1.4 边界条件及求解方法

喷嘴入口采用质量流量边界条件,轴承小端面和大端面分别为压力进口和压力出口边界条件,温度设为默认;轴承环间流体计算域相对于喷嘴以一定的旋转速度运动,因此保持架、滚动体以及轴承内圈壁面设为转动边界。根据经验公式,滚动体和保持架的公转速度可表示为^[18]

$$n_m = \frac{n_i}{2} \left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{d_m} \right) \quad (8)$$

式中 n_i 为轴承内圈转速, D_w 为滚动体直径, α 为接触角, d_m 为轴承节圆直径。

本文使用 VOF 模型捕捉轴承腔内气液两相流界面,在 VOF 模型中把轴承腔内的气相和液相都认为不可压缩相,其中气体设为主相,油液为次相。相关参数设置如表 1 所示。

表 1 参数设置
Table 1 Parameters setting

参数	主相(气体)	次相(润滑油)
密度/(kg/m ³)	1.225	876
黏度/(Pa·s)	1.79×10^{-5}	0.05877

其他边界条件设置:模型近壁面处使用标准壁面函数法,其余壁面为绝热无滑移壁面边界。在动力学仿真中动量方程和湍流方程采用二阶迎风格式离散,压力项使用 PRESTO! (pressure staggering option) 格式离散,使用几何重构格式对轴承环间相体积分数离散。运用 PISO (pressure implicit split opeator) 算法对离散后的控制方程求解。求解原则:当残差值降到 10^{-4} 以下或进出口净通量达到 0.1% 左右计算收敛。

2 结果与分析

2.1 沟槽内气流速度和压力特性分析

沟槽内气流速度和压力的变化是诱导润滑油进入轴承环间的关键,通过研究不同沟槽内气流速度和压力的变化,选择合适的沟槽形状。图 3(a)~图 3(c) 给出了不同轴承壁面沟槽内气流速度矢量分布图,从图中可以清楚地看到气流在不同沟槽轴承的端面附近向外流动,随着气流沿着沟槽运动,在槽内形成了涡,涡有利于润滑油的聚集,不利于润滑油的流动。三角形沟槽内气流速度方向多数指向沟槽侧面,气流从侧面流出不利于润滑油进入轴承环间;矩形沟槽内气流速度方向变化比较复杂,形成的涡相对比较多,有利于润滑油的聚集,但不利于润滑油的流动;圆弧形沟槽内气流速度方向变化比较小,除在端面附近速度方向向外及局部形成涡流,大部分气流速度方向沿着沟槽流向轴承内部,对油液进入轴承环间非常有利。

进一步分析沟槽内气流分布,图 4 为沟槽内气流速度变化图,在离前端面距离 $L=0.5\text{ mm}$ 时,由于端面气流比较大,气流速度为负,向轴承外流动,三种沟槽内的气流速度总体变化相一致。

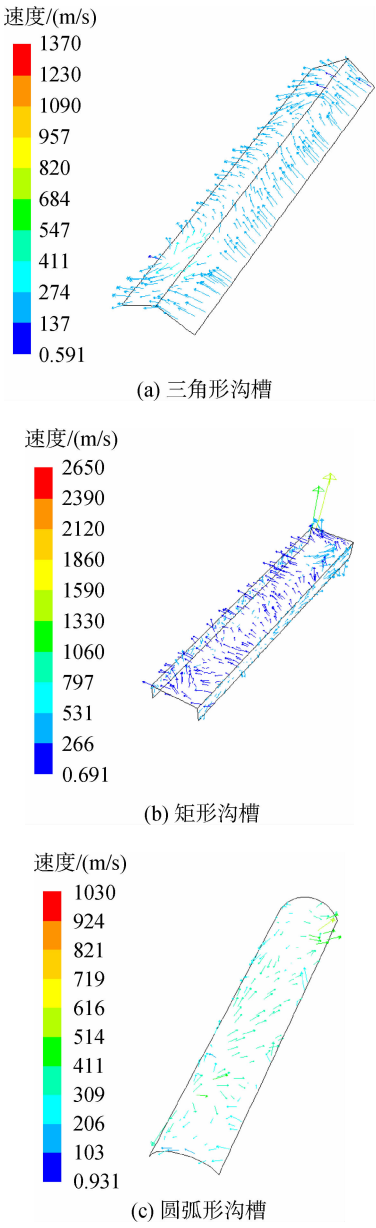


图 3 沟槽内气流速度分布图

Fig. 3 Velocity vector of airflow distribution in groove

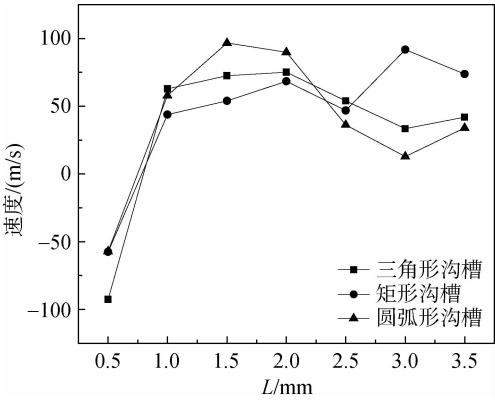


图 4 沟槽内气流速度变化图

Fig. 4 Velocity variation of airflow in groove

随着距离远离端面,气流速度变为正,向轴承内部流动,距离滚动体越近,在滚动体和保持架的搅动下,气流速度变大,有利于润滑油的进入。

为探究沟槽内气流压力变化,分析了轴承转速 $N=10^5$ r/min 的沟槽压力变化情况,在距沟槽端面每隔 0.5 mm 截取平面求其平均压力。图 5 是沟槽内气流压力变化图,从图中可以看出,在端面槽内的压力变化很大,随着截面的移动,压力变化降低,有利于润滑油进入,当截面靠近滚动体附近时,三角形和圆弧形沟槽内的气流压力逐渐增大;而矩形槽内气流压力受到槽内涡流和滚动体的搅拌作用导致腔内气流压力变化不平稳,使其在滚动体附近压力变小。

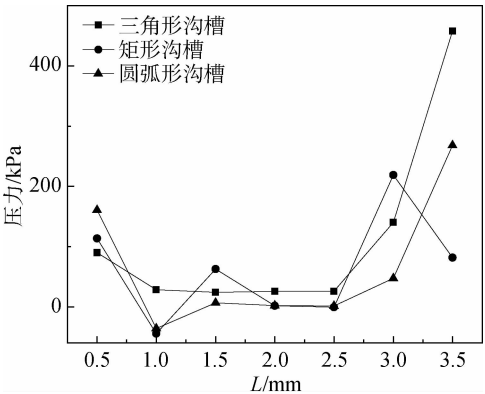


图 5 沟槽内气流压力变化图
Fig. 5 Pressure variation of airflow in groove

通过以上分析,沟槽在一定程度上改变了气流的运动状态,对气流有一定的诱导作用,这对油液经沟槽诱导进入轴承环间是有利的。选择合适的沟槽诱导油液对高速轴承喷油润滑的研究是很有必要的。

2.2 沟槽形状对油液体积分数的影响

为探究不同沟槽对润滑油诱导的影响,图 6 提取了不同转速下,三种沟槽内的油液体积分数。

从图 6 中可以看出,三种沟槽内润滑油体积分数随着轴承转速 (N) 的增大,沟槽内的润滑油体积分数呈下降趋势,最终趋于稳定。其中三角形沟槽和圆弧形沟槽的变化基本一致,矩形沟槽内油液含量明显多于三角形沟槽和圆弧形沟槽,因为矩形沟槽内气流形成的涡可以聚集油液,这在 2.1 节沟槽气流特性分析中已经提到。通过对不同轴承转速沟槽内油液体积分数的分析,证明了在轴承外圈开设沟槽的确能诱导油液进入轴承环间,不同的沟槽诱导效果可能不同。

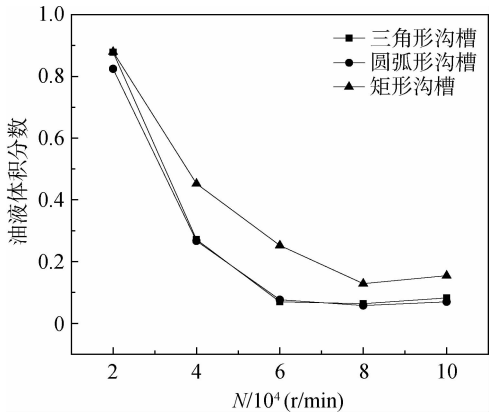


图 6 沟槽内润滑油体积分数随转速的变化
Fig. 6 Oil volume fraction in the groove varying with speed

为进一步分析沟槽对环间润滑油的影响,提取不同转速下,三种沟槽模型轴承腔内有效润滑油体积分数。从图 7 中可以看到在轴承转速 $N=2.0 \times 10^4$ r/min 时,腔内润滑油体积分数都很高,三角形、圆弧形、矩形沟槽模型有效润滑油体积分数分别是 0.0721、0.0833、0.0939;随着轴承转速的增大,有效润滑油体积分数减小,但圆弧形沟槽内润滑油体积分数比另两种沟槽的高;在轴承转速为 10^5 r/min 时,圆弧形、三角形、矩形沟槽模型有效润滑油体积分数分别是 0.0283、0.0264、0.0224,都能满足油液体积分数为 0.02~0.03 的润滑条件^[19]。

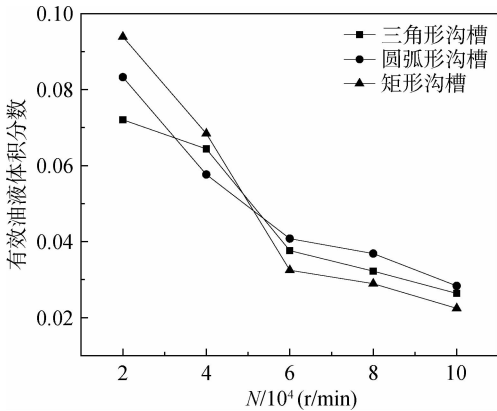


图 7 腔内有效润滑油体积分数随轴承转速的变化
Fig. 7 Effective oil volume fraction in the cavity varying with speed

滚动轴承在高速转动时,由于离心力的作用,喷入轴承环间的润滑油会在离心力的作用下被甩向轴承外圈滚道。通过研究轴承外圈滚道内润滑油体积分数,探究不同沟槽诱导油液对轴承部件润滑机理。划分滚道计算域,提取滚道计算域油

液的体积分数(滚道内油液体积比上滚道计算域体积)。图 8 给出了轴承外圈滚道内润滑油随轴承转速的变化图,从图中可以看出三种沟槽模型外圈滚道内润滑油体积分数随轴承转速的变大都在降低;在低转速时,矩形沟槽滚道润滑油体积分数影响比较大,在转速较高时,圆弧形沟槽模型滚道内油液体积分数比较高。

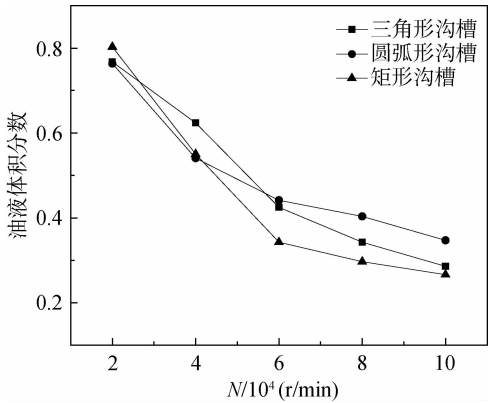


图 8 外圈滚道内润滑油体积分数随轴承转速的变化
Fig. 8 Oil volume fraction in the outer ring raceway varying with speed

综合以上对不同沟槽模型分析,得到不同轴承转速下三种沟槽诱导油液进入环间的润滑油体积分数是不同的,在低转速下,矩形沟槽模型对轴承喷油诱导效果比较好,当轴承转速较高时,圆弧形沟槽模型对油液诱导的效果比较好。

2.3 沟槽方向对腔内油液分布的影响

第 2.2 节的研究表明不同形状沟槽对油液诱导影响机理是不同的,针对高速轴承喷油润滑,本节采用圆弧形沟槽作为研究对象。随着轴承转速的增大,轴承环间周向气流也随之增大,沟槽方向的变化对润滑油的诱导有一定的影响。因此,为了探究沟槽方向对润滑油诱导影响机理,设计 0° 、 30° 、 60° 等沟槽角度进行研究。

图 9(a)~图 9(c) 分别为沟槽角度 $\theta=0^\circ$, 30° , 60° 沟槽在轴承转速 $N=10^5$ r/min, 供油量 $q_v=3$ L/min 时轴承腔内油液流线图。从流线图看出,油液经喷嘴喷入轴承环间的过程中,由于端面气流的阻碍,部分油液从端面甩出,一些油液在端面附近做周向运动,在沟槽的诱导下进入轴承环间。经计算分析,得到 $\theta=0^\circ$, 30° , 60° 沟槽腔内有效油液体积分数分别是 0.052 1、0.067 8、0.088 9。

为更准确地分析油液进入轴承腔内的润滑情

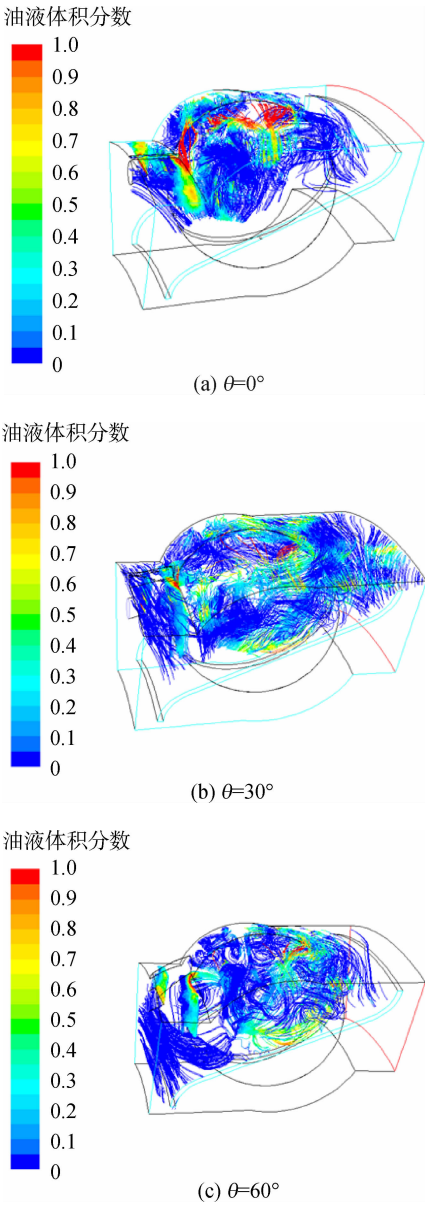


图 9 不同沟槽腔内油液流线图
Fig. 9 Oil flow diagram of different groove rings

况,提取不同沟槽方向外圈滚道油相云图,如图 10 所示。其中图 10(a)~图 10(c) 分别对应沟槽角度为 0° 、 30° 、 60° 。从图中可以看出,随着沟槽角度的增大,外圈滚道上的油液逐渐变多,形成的油膜区域不断扩大。经计算得到各外圈滚道油液体积分数分别为 0.272 3、0.309 4、0.348 8。

经过对不同沟槽角度的分析,得到在高转速时, 60° 沟槽角度对喷油润滑诱导油液进入轴承环间效果最好。因此,设计合适的沟槽角度有利于提高喷油润滑效率,优化轴承结构,提高轴承使用寿命。

2.4 沟槽深度对腔内油液分布的影响

沟槽深度也是影响腔内润滑油体积分数的重

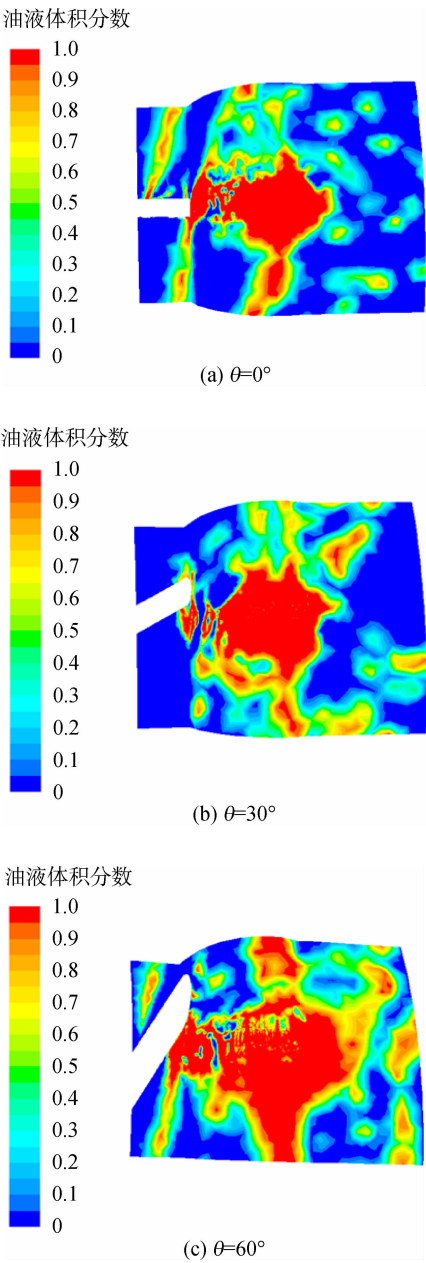


图 10 不同方向沟槽外圈滚道油相云图
Fig. 10 Oil phase nephogram of bearing outer ring raceway in different direction grooves

要原因。为了研究深度因素对轴承润滑的影响，本节在沟槽角度为 60° 时建立沟槽深度为 0.2、0.4、0.6、0.8、0.9 mm 等不同深度的模型。

图 11(a)、图 11(b) 分别给出了轴承转速 $N=10^5, 1.2 \times 10^5$ r/min, 供油量 $q_v=3$ L/min, 不同沟槽深度对轴承腔内润滑油体积分数的变化规律图。从图中可以发现, 轴承各部分润滑油体积分数随着沟槽深度的加深, 油液体积分数呈现出先减小后增加, 最后减小的趋势; 而腔内有效润滑油体积分数要比腔内润滑油体积分数高, 说明进入环间的有效润滑油比较多; 另外, 轴承外圈

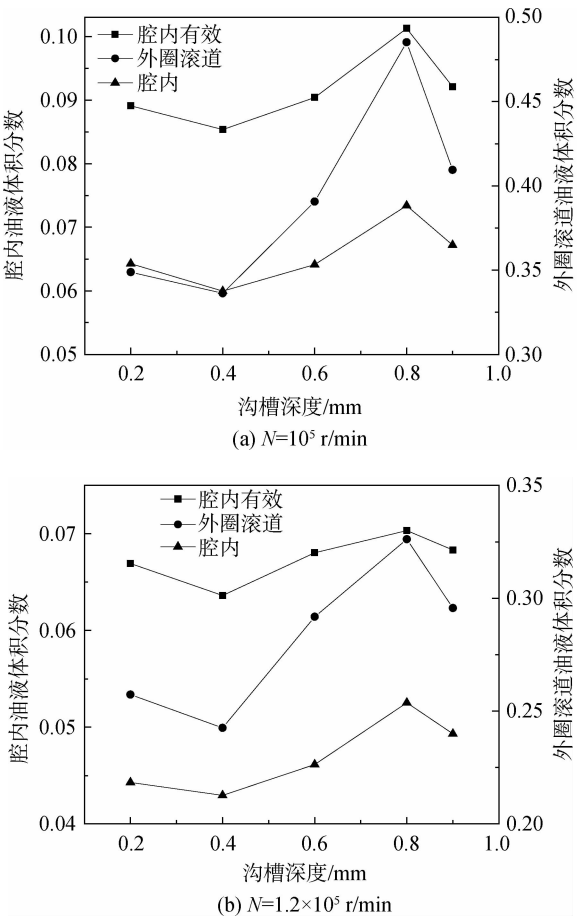


图 11 不同深度沟槽润滑油体积分数变化
Fig. 11 Oil volume fraction variation of different depth grooves

滚道内润滑油占滚道的比例要比轴承腔有效润滑油的体积分数高很多, 说明润滑油在沟槽的诱导作用下进入滚道的润滑油比较多, 有利于滚动体的润滑。

通过对比图 11(a)、图 11(b) 两图可以发现, 当轴承转速比较高时, 沟槽深度对油液诱导进入轴承环间有一定的影响, 并且在沟槽深度为 0.8 mm 时, 轴承各部分的润滑油体积分数相较于其他沟槽深度都要高。

3 试验验证

3.1 试验条件和方法

试验是在改造的 BGT-1A 型轴承性能试验机平台上完成的, 轴承内圈随着试验机芯轴一起旋转, 外圈和喷嘴固定。改进后的主轴极限转速为 3.0×10^4 r/min, 轴承在油润滑状态下最高转速为 2.2×10^4 r/min。因此, 试验只能与轴承转速为 2.2×10^4 r/min 及以下转速的仿真结果进行比较。本试验使用两套 LYC7306C 角接触球

轴承作为试验轴承。一套壁面无沟槽,另一套在轴承外圈内壁面开设沟槽。轴承具体参数:内径为 30 mm,外径为 72 mm,宽度为 19 mm,接触角为 15°。由于在低速阶段,矩形沟槽对油液诱导效果最好,故在轴承外圈壁面加工出宽 0.65 mm,深 0.25 mm 的矩形沟槽。图 12 为激光共聚焦显微镜下拍摄轴承外圈端面沟槽的微观形貌图。轴承额定动载荷为 32.5 kN,静载荷为 20.3 kN。喷油润滑剂采用 60CST 汽轮机油。

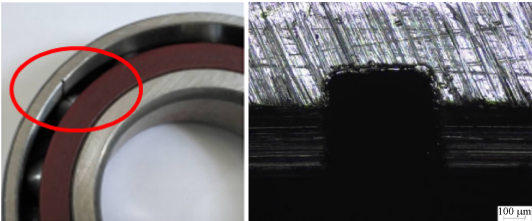


图 12 沟槽表面微观形貌图

Fig. 12 Illustrations of the groove surface micro-topography

图 13 为喷油润滑系统原理图,首先,将试验轴承在较低转速下磨合 12 h;然后,调整轴承转速和供油量至试验条件,观察回油流量计的变化,当回油流量计 1 微动时,记录各流量计数值。每隔 1 min 记录一次进油管道流量和回油管的流量,每种工况下记录 10 次。采用样本均值对数据进行处理,当回油流量计 1 微动时进口与回油流量计值的差值就是喷入轴承腔内的润滑油流量。轴承腔内润滑油量占轴承腔体积的百分比即腔内油液体积分数。

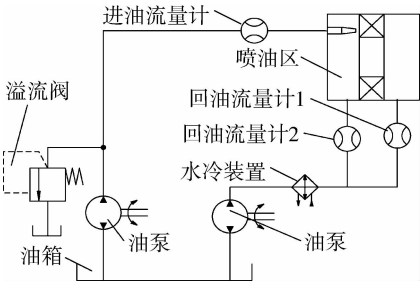


图 13 喷油润滑原理图

Fig. 13 Principle diagram of oil injection system

3.2 试验结果及分析

图 14 给出了供油量 $q_v = 3 \text{ L/min}$ 时两套轴承腔内润滑油体积分数随转速的变化,其中实线表示仿真数据,虚线是试验数据。通过试验和仿真对比发现两套轴承腔内润滑油体积分数都随着轴承转速的增大而减小;在转速相同时,壁面有沟

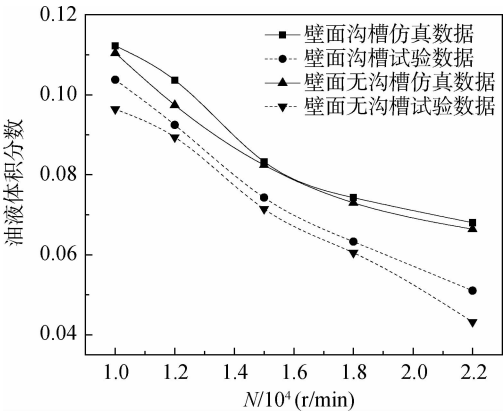


图 14 两套轴承腔内润滑油体积分数随转速的变化

Fig. 14 Oil volume fraction in two sets of bearings chamber varying with speed

槽的轴承比无沟槽的腔内润滑油体积分数略高,这也验证了轴承外圈内壁开设沟槽确实可以诱导油液进入轴承环间;另外,试验数据要比仿真数据略小,其原因是试验过程中一部分油液从轴承端面甩出,从回油流量计 2 流回油箱。导致润滑油进到腔内的比实际量偏少,但仿真和试验得到的数据曲线变化趋势基本一致,且误差相对较小,验证了数值仿真方法的有效性。

图 15 给出了试验条件下轴承转速 $N = 2.2 \times 10^4 \text{ r/min}$ 时两套轴承腔内润滑油体积分数随供油量的变化,并与仿真数据进行对比。从图中试验和仿真数据可知,在供油量相同时,壁面有沟槽的要比壁面无沟槽的腔内润滑油体积分数高。随着供油量的增多,两套轴承腔内润滑油体积分数呈非线性增加,最终趋于稳定,说明供油量增加到一定程度,壁面有无沟槽腔内润滑油体积分数增加不再明显,这与计算仿真得到的数据曲线在趋

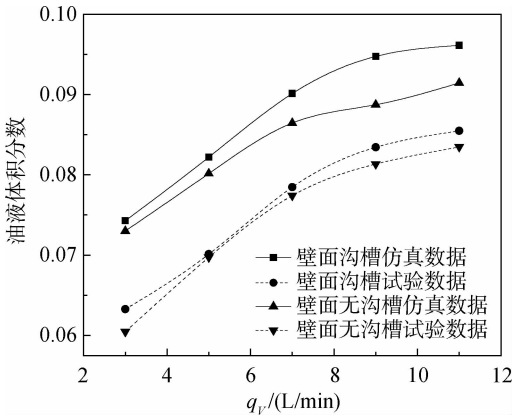


图 15 两套轴承腔内润滑油体积分数随供油量的变化

Fig. 15 Oil volume fraction in two sets of bearings chamber varying with oil supply

势上基本一致。

综合以上分析,得到壁面有沟槽和壁面无沟槽两套轴承腔内油液体积分数随着轴承转速和供油量变化的关系曲线,数值计算结果与试验测得数据相差较小,吻合性较高。故本文所使用的数值分析方法是正确的,仿真结果是有效的。另外,从试验的角度验证了壁面沟槽的确能诱导润滑油进入轴承腔,为高速轴承的设计提供了理论依据。

4 结 论

本文基于空气动力学和流体力学理论,利用仿真软件建立轴承气液两相流模型,并分析沟槽形状、沟槽方向以及沟槽深度对轴承腔内油液体积分数的影响。研究高 DN 值阶段壁面沟槽对喷油润滑油液穿透机理,并通过试验验证仿真结果的正确性,得出以下结论:

1) 分析了不同形状沟槽内的气流速度和压力特性,得到在轴承高速阶段时圆弧形沟槽对油液的诱导比较好,有利于油液沿着沟槽到达润滑区域。

2) 进行了沟槽方向和深度对轴承腔内润滑油体积分数影响方面研究。在轴承外圈开设 0° 、 30° 、 60° 的沟槽,研究轴承在高速阶段,沟槽方向对喷油润滑的影响,得到当沟槽角度为 60° 时对油液诱导效果最明显,腔内有效润滑油体积分数最高。在沟槽角度为 60° 的基础上探究了沟槽深度对油液诱导的影响,建立了沟槽深度为 0.2、0.4、0.6、0.8、0.9 mm 等模型,通过仿真对比分析,得到沟槽深度为 0.8 mm 时,轴承腔内有效润滑油体积分数最高。

3) 通过在轴承试验机上对壁面开有沟槽和壁面无沟槽的两套轴承进行试验研究,探讨在不同轴承转速和供油量条件下两套轴承腔内润滑油体积分数变化规律。对获得的试验数据统计分析,并和仿真得到的数据进行比较,从而验证了数值仿真方法的可行性。

参考文献:

[1] PINEL S I, SIGNER H R, ZARETSKY E V. Comparison between oil-mist and oil-jet lubrication of high-speed, small-bore, angular-contact ball bearings [J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3): 327-338.

[2] 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.

[3] 方龙,陈国定,刘登. 喷射油滴沉积油膜的流动铺展特性研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(23): 160-167.

FANG Long, CHEN Guoding, LIU Deng. Study on flow characteristics of deposited oil film formed by sprayed oil droplets[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(23): 160-167. (in Chinese)

[4] GLAHN A, WITTIG 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(7): 578-583.

[5] 吴昊天,陈国定. 航空发动机轴承腔润滑的气液两相均匀流研究[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(1): 78-82.

WU Haotian, CHEN Guoding. Homogeneous flow of two phase gas/liquid flow in aero-engine bearing chamber[J]. Tribology, 2007, 27(1): 78-82. (in Chinese)

[6] 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.

CHEN Guoding, LIU Manli, LIU Yajun, et al. Characteristic flow parameters of oil/air lubricants in bearing chamber under different flow patterns[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(12): 2400-2406. (in Chinese)

[7] WALSH M J, WEINSTEIN L M. Drag and heat transfer on surfaces with small longitudinal fins [R]. AIAA 78-1161, 1978.

[8] BECHERT D W, BRUSE M, HAGE W, et al. Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1997, 338(1): 59-87.

[9] APHALE C R, CHO J, SCHULTZ W W, et al. Modeling and parametric study of torque in open clutch plates[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(2): 422-430.

[10] 常跃峰,姜楠. 沟槽壁湍流多尺度相干结构试验研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(5): 788-795.

CHANG Yuefeng, JIANG Nan. Experimental study on coherent structure passive control and drag reduction in turbulent boundary layer with grooved surface[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(5): 788-795. (in Chinese)

[11] ZHU J, LIU D, WANG Y Z, et al. Slit wall aspect ratio effect on the stability and heat transfer characteristics of Taylor-Couette flow[J]. Results in Physics, 2017, 7: 4241-4246.

[12] 熊钊,苑士华,吴维,等. 湿式离合器对偶片间油气两相流动的数值模拟[J]. 机械工程学报, 2016, 52(16): 117-123.

XIONG Zhao, YUAN Shihua, WU Wei, et al. Numerical investigation of the air-oil two-phase flow inside a wet clutch[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(16): 117-123. (in Chinese)

[13] 车得福,李会雄. 多相流及其应用[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2007.

[14] YIN Z, GUO Y, SUNDEN B, et al. Numerical simulation of laminar film condensation in a horizontal minitube with and without non-condensable gas by the VOF method[J].

Numerical Heat Transfer Part A: Applications, 2015, 68 (9):958-977.

[15] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.

[16] BATCHELOR G K. An introduction to fluid dynamics [M]. Cambridge, UK:Cambridge University Press, 2000.

[17] 刘红彬,张磊,史永生,等. 高速滚动轴承环间气流特性数值模拟[J]. 机械设计, 2016, 33(6):61-66.

LIU Hongbin, ZHANG Lei, SHI Yongsheng, et al. Numerical simulation of airflow characteristics between rings of the high-speed rolling bearing[J]. Journal of Machine Design of China, 2016, 33(6):61-66. (in Chinese)

[18] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis [M]. 5th ed. Boca Raton, USA: CRC Press, 2006.

[19] 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]. Washington DC: NASA TP-1196, 1978.

(编辑:陈 越)