

集成弹流润滑理论及 CFD 方法的轴承热特性

陆凤霞¹, 王 涛², 赵志强¹

- (1. 南京航空航天大学 机电学院 直升机传动技术国防科技重点实验室, 南京 210016;
2. 中国航空工业集团有限公司 金城南京机电液压工程研究中心, 南京 211106)

摘 要: 为能准确预测传动系统内部角接触球轴承在喷油润滑方式下的热特性,通过建立轴承热弹流润滑(EHL)模型,获得球体与滚道微观接触界面间的载荷及摩擦因数,并采用局部生热法计算生热量;应用计算流体动力学(CFD)方法建立轴承油气两相热流耦合模型,研究湍流模型及流体域边界条件的设置,分析喷油速度、喷嘴位置及含气率对轴承内部传热性能的影响。结果表明:结合热弹流润滑理论及 CFD 方法可预测轴承在不同工况条件、润滑参数、几何参数下的最佳喷油速度、喷嘴位置及含气率;喷油速度为 5 m/s 时,轴承内部最高温度较其他喷油速度降低了 4.40%;喷嘴位置在轴承下方时,轴承内部最高温度较其他位置降低了 4.30%;含气率为 15%时,轴承内部最高温度较其他含气率降低了 1.57%。

关 键 词: 角接触球轴承; 弹流润滑 (EHL); 局部生热法; 喷油润滑; 温度场

中图分类号: V231.1; TH133.33 **文献标志码:** A

Thermal characteristics for bearing combined EHL theory with CFD method

LU Fengxia¹, WANG Tao², ZHAO Zhiqiang¹

- (1. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
College of Mechanical and Electrical Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Nanjing Engineering Institute of Aircraft System,
Aviation Industry Corporation of China Limited, Nanjing 211106, China)

Abstract: In order to accurately predict the thermal characteristics of angular contact ball bearing in the transmission system under spray lubrication, the bearing thermal elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) model was established, and the micro-contact interface load and friction coefficient between the raceway and ball were obtained. On the basis, heat generation was calculated by using the local generation. Computational fluid dynamics (CFD) method was used to establish a coupled oil-gas two-phase flow model for angular contact ball bearings, including the choice of turbulence model and fluid domain boundary conditions. Furthermore, fuel injection speed, nozzle position and gas fraction were analyzed. Results showed that the application of CFD method with accurate heat generation calculated by the thermal EHL theory could predict the optimal injection speed, the nozzle position and gas fraction of the bearing under various operating conditions, lubrication parameters and geo-

收稿日期:2019-10-09

基金项目:国家自然科学基金(51975273)

作者简介:陆凤霞(1972—),女,副教授,博士,主要从事机械传动、摩擦与润滑研究。

引用格式:陆凤霞,王涛,赵志强.集成弹流润滑理论及 CFD 方法的轴承热特性[J].航空动力学报,2020,35(6):1204-1211. LU Fengxia, WANG Tao, ZHAO Zhiqiang. Thermal characteristics for bearing combined EHL theory with CFD method[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6): 1204-1211.

metric parameters. When the injection speed was 5 m/s, the maximum temperature of the bearing chamber was decreased by 4.40% compared with other injection speeds. When the nozzle position was below the bearing axis, the maximum temperature of the bearing chamber decreased by 4.30% compared with other positions. When gas fraction was 15%, the maximum temperature of the bearing chamber was improved by 1.57% compared with other gas fraction.

Key words: angular contact ball bearing; elastohydrodynamic lubrication (EHL); local heat generation method; spray lubrication; temperature field

为满足高功质比、高效率及高生存能力的特殊需求,直升机传动系统内部供回油空间狭窄,喷油润滑方式下轴承生热与传热机理复杂。通常轴承热特性研究中,以经验公式或整体法计算发热量,仅能反映工况参数、结构参数及滑油特性参数的有限数量参数对发热量的影响,无法体现生热量由滚道-滚动体间的摩擦因数、压力分布及切应力决定的微观接触本质;且以热网络法或有限元方法分析热特性时,表面传热系数通过经验公式计算获得,无法体现喷油润滑情形下油气两相的传热机理,导致热特性预测精度不高。

1959 年, Palmgren^[1]通过试验数据拟合了近似用于计算各类轴承受载时摩擦力矩的计算公式,获得轴承的整体生热量。1976 年, Zaretsky 及 Signer 等^[2]研究了高速角接触球轴承的喷油润滑,采用试验方法研究了不同工况及喷油参数对轴承内外滚道的温度场影响,结果表明喷射润滑球轴承速度应小于 2.5×10^6 m/s,滚动体与内圈滚道接触温度高于与外圈滚道接触温度。2007 年,陈观慈等^[3]运用局部生热法计算轴承生热量,并与 Palmgren 经验公式及试验计算结果进行对比,得出局部生热法计算摩擦生热与试验结果较为接近,而整体法存在较大的误差。2011 年, Forster 等^[4]试验获得了高速重载下轴承外圈油温、出油温度和功率损失,且将试验功率损失与 SHABERTH 软件仿真分析结果进行了对比。2014 年,王跃飞等^[5]基于 CFD 方法研究了轴承腔空气入口速度和滑油黏度对内部流场及温度场的影响,其中轴承生热量采用 Palmgren 经验公式计算。2016 年,李伟^[6]运用 Fluent 软件对无人机轴承腔进行了热流耦合仿真分析,采用 Mixture 模型及 RNG (re-normalization group) $k-\epsilon$ 湍流模型展开数值模拟,得到不同工况条件下轴承腔内部流体的速度、压力、温度分布云图,其中摩擦生热量采用 SKF (Svenska Kullager-Fabriken) 发热量计算模型。同年,张冉^[7]采用 VOF (volume of fluid) 两相流模型对轴承内部的油气分布进行

数值模拟,应用 MRF (multi-reference frame) 模型研究不同工况及喷油参数对轴承内外圈温度分布的影响,并进行了试验验证,其中摩擦生热量采用 Palmgren 经验公式计算。2017 年, Wu 等^[8]研究了基于 VOF 多相流模型的球轴承喷油润滑特性,采用 MRF 模型模拟滚动体与流体域的运动,并采用温度传感器进行温度测试,结果表明仿真计算与试验测试结果误差较小,且周向温度分布并不均匀。2018 年, Yan 等^[9]研究了不同转速条件下轴承腔内部流体的流动特性,提出了一种基于 PIV (particle image velocimetry) 模型监测轴承内部油气、压力及速度分布的试验方法; Li 等^[10]研究了油气润滑时入口空气速度对轴承腔内滑油体积分布及温度分布的影响,表明腔内油气的速度和压力分布不均匀,且随着进气速度的增加而减少;史修江^[11]开展了航空主轴轴承动态性能和热弹流润滑状态分析,得到了轴承动态性能、润滑特性及接触应力分布。

目前,国内外轴承的弹流润滑理论与 CFD 方法温度场研究中,未能将基于弹流润滑理论的轴承产热与基于 CFD 方法的传热相融合,导致轴承热特性研究中的关键参数即热源计算中无法考虑滚动体-滚道微观接触区的润滑接触特性及摩擦特性,忽略了摩擦生热由摩擦因数及压力决定的本质特征,而仅通过经验公式或整体法进行估算,热源的计算误差给温度场特性预测带来较大偏差。本文将热弹流润滑理论与 CFD 方法相集成,从角接触球轴承滚动体与内外圈接触界面出发,获得接触微区压力场-温度场-膜厚场非线性强耦合下的接触载荷及摩擦因数,并应用局部生热法计算轴承生热量;以此热量作为 CFD 方法的热源边界条件,研究油气两相流湍流模型的选择、流体域模型及边界条件的设置方法,建立轴承热流耦合分析模型,研究喷油速度、喷嘴位置及含气率对轴承内部温度场分布的影响规律,准确预测轴承的产热与传热特性,为轴承的高效润滑及冷却设计提供技术方法。

1 基于热弹流润滑理论的轴承局部生热计算方法

1.1 轴承热弹流润滑模型

1) Reynolds 方程

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}\right) = 12u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12v \frac{\partial(\rho h)}{\partial y} \tag{1}$$

式中 p 为流体压力, h 为油膜厚度, ρ 为滑油密度, η 为牛顿流体滑油黏度, u 为两工作表面沿 x 方向卷吸速度, v 为两工作表面沿 y 方向卷吸速度。

2) 膜厚方程

考虑工作表面曲率、弹性变形及表面粗糙度的膜厚方程为

$$h(x,y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + v(x,y) - s(x,y) \tag{2}$$

式中 $v(x,y)$ 表示接触区内弹性变形, $s(x,y)$ 表示接触表面粗糙度。

3) 黏-压-温方程

采用 Roelands 黏-压-温关系式^[12]

$$\eta = \eta_0 \exp\left[(\ln \eta_0 + 9.67) \cdot (1 + 5.1 \times 10^{-9} p) \cdot \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138}\right)^{-5} - 1\right] \tag{3}$$

式中 s 为黏压系数, η_0 为滑油常温下的初始黏度。

4) 密-压-温方程

采用 Dowson-Higginson 密-压-温公式^[12]

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} - \beta_t (T - T_0) \right] \tag{4}$$

式中 ρ_0 为滑油初始密度, β_t 为滑油热膨胀系数。

5) 油膜能量方程^[13]

采用 Ehret 等提出的能量方程

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \kappa \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{T}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} \left(u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] \tag{5}$$

式中 $q = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^z \rho u dz' + \frac{\partial}{\partial y} \int_0^z \rho v dz'$, u, v 为流体沿椭圆接触长轴、短轴方向上的流速, c_p, κ 为流体的比热容和导热系数。

6) 载荷平衡方程

油膜压力的合力需满足载荷平衡条件

$$\iint p(x,y) dx dy = w \tag{6}$$

式中 w 为滚动体与滚道接触时沿接触面法向的载荷。

7) 剪切力方程

剪切力方程为牛顿流体的本构方程, 反映了剪切力和剪应变率之间的关系

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial z} \tag{7}$$

8) 摩擦因数

$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{\iint_{\Omega} \bar{\tau}_a(x,y) dx dt}{\iint_{\Omega} p(x,y) dx dy} \tag{8}$$

9) 油气两相流体的密度方程

当滑油中混入空气为油气两相时, 其密度及黏度均发生变化

$$\rho_1 = \alpha \rho_2 + (1 - \alpha) \rho_0 \tag{9}$$

式中 ρ_1 为油气两相流体密度; ρ_2 为空气密度; α 为含气率, 通常在 0~16% 范围间选取。

10) 油气两相流体的黏度方程^[14]

滑油黏度与含气率 α 间的关系根据 Hayward 试验拟合公式计算

$$\eta_b = \eta_0 (1 + 0.015 \alpha) \tag{10}$$

式中 η_b 为油气两相流体黏度。

1.2 轴承局部生热计算方法

轴承高速运转时, 内部各元件间生热以摩擦生热量为主, 包括滚动体与滚道间的差动滑动生热、滚动体自旋生热。本文应用热弹流润滑理论, 计算出单个滚动体与滚道接触界面的油膜厚度 h 、摩擦因数 μ 与切应力 τ 分布; 在此基础上, 应用式(11)及式(12)获得单个滚动体与内外滚道接触区的差动滑动生热量、单个滚动体自旋生热量, 再由式(13)对 j 个滚动体求和得到轴承的总生热量。该方法全面考虑轴承工况参数、几何参数、运动参数及油气两相情形, 通过计算单个滚动体的差动滑动生热量及自旋生热量后求和得到总生热量, 为轴承产热计算提供了精确的计算方法。

1) 滚动体与滚道的差动滑动生热量

差动滑动生热量^[15]沿椭圆接触短轴方向为

$$H_{1nj} = \int \tau_{ynj} v_{ynj} dA_{nj} = \frac{a_{nj} b_{nj}}{J} \int_{-1}^1 \int_{-\sqrt{1-q^2}}^{\sqrt{1-q^2}} \tau_{ynj} v_{ynj} dt dq \tag{11}$$

式中 τ 由式(7)获得, $n=1, 2$ 分别表示滚动体与内、外圈接触, j 表示第 j 个滚动体, y 表示接触短

轴方向。

2) 单个滚动体的自旋生热量

$$H_{snj} = M_{snj}\omega_{snj}$$
$$M_{snj} = \frac{3}{8}\mu\omega_j b_j L(e)$$

(12)

式中 ω 为滚动体自旋角速度,摩擦因数 μ 由式(8)获得,滚动体与滚道间接触载荷 ω 由式(6)获得, b 为滚动体与滚道接触椭圆长轴半径, $L(e)$ 由第二类椭圆积分计算得到,下标 s 表示自旋。

3) 轴承的总生热量

$$H = \sum_{j=1}^z (H_{1nj} + H_{snj})$$

(13)

2 基于 CFD 方法的轴承两相流模型

2.1 湍流模型的选择

喷油润滑情形下轴承内部热流耦合演变机理复杂,但其物理量仍遵循质量守恒方程、动量守恒方程及能量守恒方程^[16-17]。由于标准 $k-\epsilon$ 模型^[18] 预测强分离流、包含大曲率和强压力梯度流动的能力较弱,Launedr 和 Spalding 提出了改进的 RNG $k-\epsilon$ 模型^[19]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) +$$
$$G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_m + S_k$$

(14)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) +$$
$$C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (C_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon$$

(15)

式中 G_k 为由流体的平均流动速度梯度产生的湍流动能 k 的产生项, G_b 为由浮力产生的湍流动能 k 的产生项, Y_m 为在可压缩湍流中过渡扩散产生的波动, $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 和 $C_{3\epsilon}$ 为常数, ϵ 表示湍流动能耗散率, S_k 和 S_ϵ 为用户定义的源项。

2.2 流体域模型及边界条件设置

应用 Fluent 软件建立轴承流体域模型及划分网格,轴承内部为滑油和空气两相流动,采用可压缩流体模型,定义空气为主相,滑油为次相。入口及出口分布在轴承两侧,入口采用速度入口、出口采用压力出口。轴承内部的流体域与出入口管道的流体域设置成交界面,保证流体域间的相互连通,如图 1 所示。

边界条件设置中,滑油初始温度及环境温度为 293 K,轴承初始温度为 300 K,操作压力为大气压(101 325 Pa),内外滚道及滚动体壁面设置均为速度边界,为得到温度场分布对内外滚道壁面

及滚动体壁面设置温度边界条件,如表 1 所示。

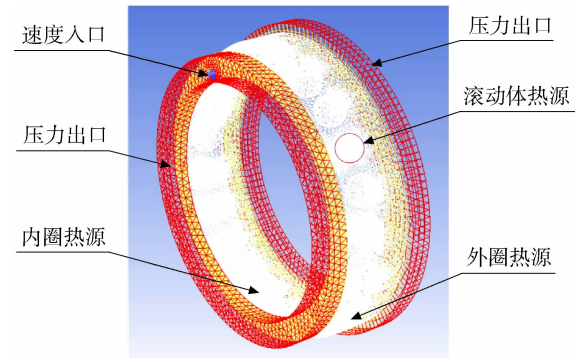


图 1 轴承流体域模型

Fig. 1 Bearing fluid domain model

表 1 壁面温度的边界条件设置

Table 1 Boundary condition setting of wall temperature

施加位置	施加方式	热流量/ 10^7 (W/m ³)
内圈	体热源	6.2
外圈	体热源	5.2
滚动体	体热源	4.4

3 轴承内部热特性分析

B7010C/P4 角接触球轴承参数如表 2 所示,轴向载荷为 $F_a=400$ N、径向载荷为 $F_r=400$ N,内圈转速为 $n=6\,000$ r/min,外圈保持不动。滑油选用抗磨液压油,等级为 46cSt,其与空气的物理特性参数如表 3 所示。

表 2 B7010C/P4 角接触球轴承参数

Table 2 B7010C/P4 angular contact ball bearing parameters

参数	数值
滚动体和套圈弹性模量 $E/10^5$ (N/mm ²)	2.07
滚动体和套圈泊松比 ν	0.3
滚动体和套圈密度 $\rho/(\text{kg/m}^3)$	7 800
初始接触角 $\alpha_0/(^{\circ})$	15
滚动体直径 D/mm	7.5
轴承内径 d_i/mm	50
轴承外径 d_o/mm	80
滚动体个数 Z	21
滚动体和套圈比热容 $c/(\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$	460
滚动体和套圈导热系数 $\kappa/(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$	48
内圈沟道曲率系数 f_i	0.54
外圈沟道曲率系数 f_o	0.57

表 3 空气与滑油物理特性参数

Table 3 Air and lubricant physical property parameters

参数	空气(常压)	滑油(46cSt)
密度/(kg/m ³)	1.225	876
黏度/(mm ² /s)	1.91	30
比热容/(kJ/(kg·K))	1.013	1.955
导热系数/(W/(m·K))	275.6	0.144
普朗特数 <i>Pr</i>	0.699	2870

3.1 计算流程

将热弹流润滑理论与 CFD 仿真计算方法相结合,应用局部生热法计算轴承生热,再以此为边界条件研究轴承内部的传热特性,具体分析流程如图 2 所示。

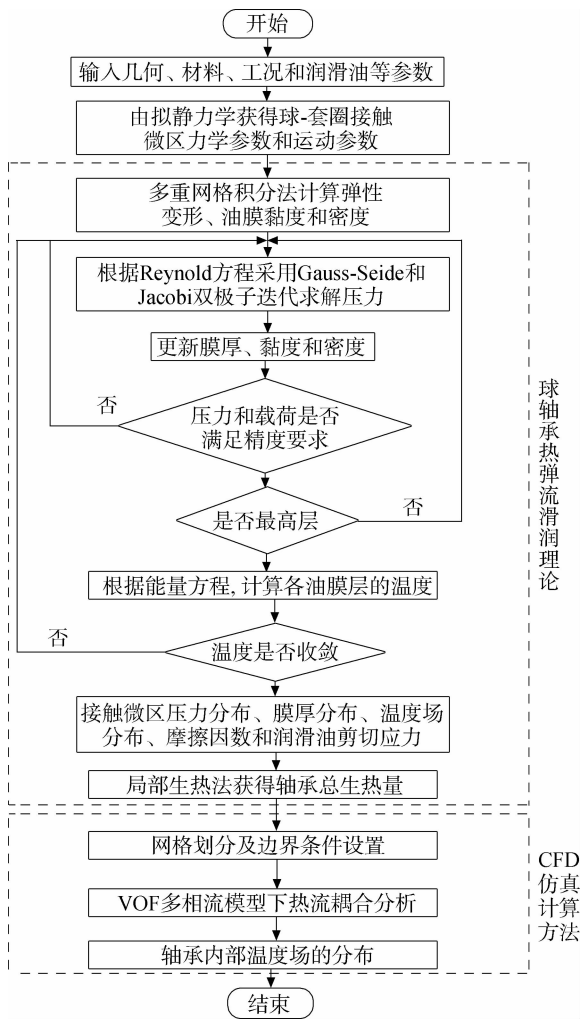


图 2 轴承内部热特性计算流程图

Fig. 2 Thermal characteristics calculation flow chart for bearing internal

经计算,本算例的轴承总生热量约为 13 W,以体热源方式对滚动体壁面、内外圈壁面分别施加热量,应用多重参考系模型即 MRF 模型仿真计算轴承内部温度分布。

3.2 喷油润滑参数对轴承内部温度场的影响

若沿轴承周向布置 1 个喷嘴,标示出喷嘴在 1、2、3、4 位置时分别为上方、左侧、下方及右侧,具体位置如图 3 所示。

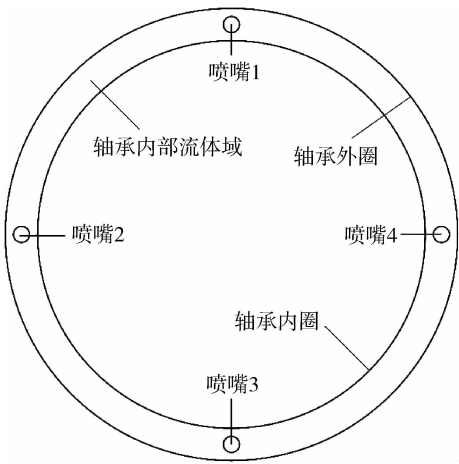


图 3 轴承喷嘴位置分布

Fig. 3 Bearing nozzle position distribution

1) 喷油速度

航空传动系统中喷油量约为 200 L/h,经计算喷油速度约为 15 m/s,故取喷油速度 5、10、15、20 m/s 进行讨论,喷嘴 1 喷出的油液先达到内圈表面,再随转动甩向外圈。如图 4 所示,喷油速度从 5 m/s 增大至 15 m/s 时,轴承内部最高温度从 344.81 K 升至 360.69 K,这是由于喷油速度逐渐增加时,其与轴承转速合速度的值及角度变化引起滑油质量分数降低,使得散热能力减弱,轴承内部温升增加;而当喷油速度继续增加至 20 m/s 时,合速度的角度变化不再明显,滑油质量分数减小不显著,而高速喷油流体的强制散热能力明显,故轴承内部最高温度降低至 354.08 K。当喷油速度选择 5 m/s 时,轴承内部最高温度较其他喷油速度降低了 4.40%。

2) 喷嘴位置

喷油速度保持为 10 m/s,滑油黏度保持为 0.048 Pa·s 不变,得到不同喷嘴位置下的轴承内部温度分布。如图 5 所示,喷嘴位置在轴承下方位置时,其内部温升最低,最高温度为 345.96 K;而喷嘴位置在右侧时,轴承内部温升最高,温度达到 361.53 K。当喷嘴布置在轴承下方时,由于滑

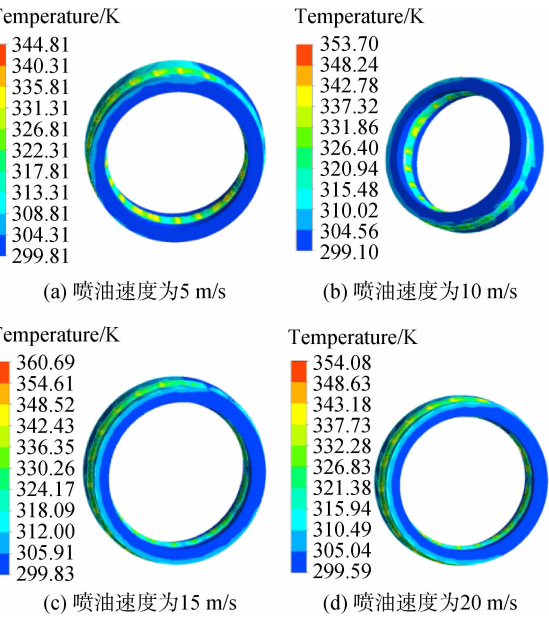


图 4 喷嘴速度对轴承内部温升的影响

Fig. 4 Effect of fuel spray speed on internal temperature rise of bearing

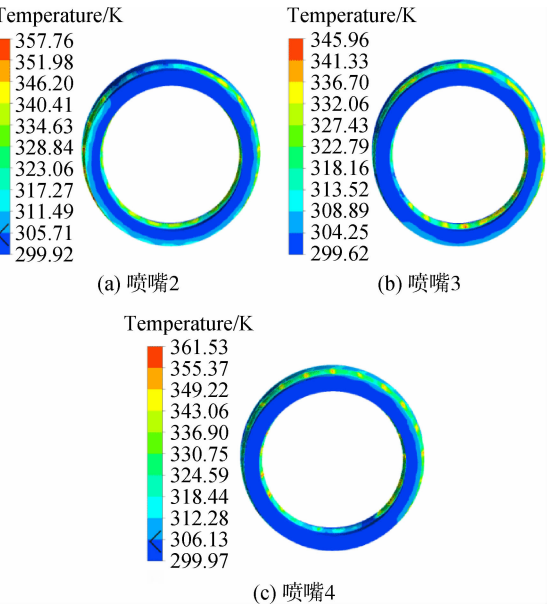


图 5 喷嘴位置对轴承内部温升的影响

Fig. 5 Effect of nozzle position on internal temperature rise of bearing

油受重力作用影响,其回流作用较其他 3 个位置更为明显,其入口位置处的滑油质量分数较其他位置高;且随着滚动体的转动,喷嘴位置在轴承下方时,轴承内部的滑油分布及质量分数亦较其他位置高,此时轴承内部温升最低,散热效果最佳,故建议在工程应用中尽量将喷嘴布置在轴承下方,本算例轴承内部最高温度下降了 4.30%。

3) 喷油含气率

喷油润滑过程中,轴承内部滑油与空气高速搅动,滑油中含有气泡,形成油气两相的流场及温度场分布。如图 6 所示,以喷嘴 1 喷油含气率为 0、5%、10%、15%、20% 及 100% 仿真计算轴承内部温度分布,可见内圈温度分布较为均匀,且由于转动时滑油甩向外圈,外圈散热效果明显,沿轴承转动方向温度较低。由于含气率增加引起滑油黏度降低,其黏性产热减少,有利于轴承散热,故含气率在由 0 增大至 15% 时,最高温度由 353.70 K 降至 348.29 K;但含气量过高会使得滑油润滑性能下降,滚动体与内外圈间的摩擦生热量增加,对轴承散热不利,这从含气率继续增大时得到验证,最高温度升至 353.85 K。因此,选择含气率为 15% 时,轴承内部最高温度较其他含气率降低了 1.57%。

考虑到轴承内部油气两相流动,轴承内部的搅油功率损失占比不能忽略,在 Fluent 软件中打开黏性生热功能计算搅油生热。随着含气率增加

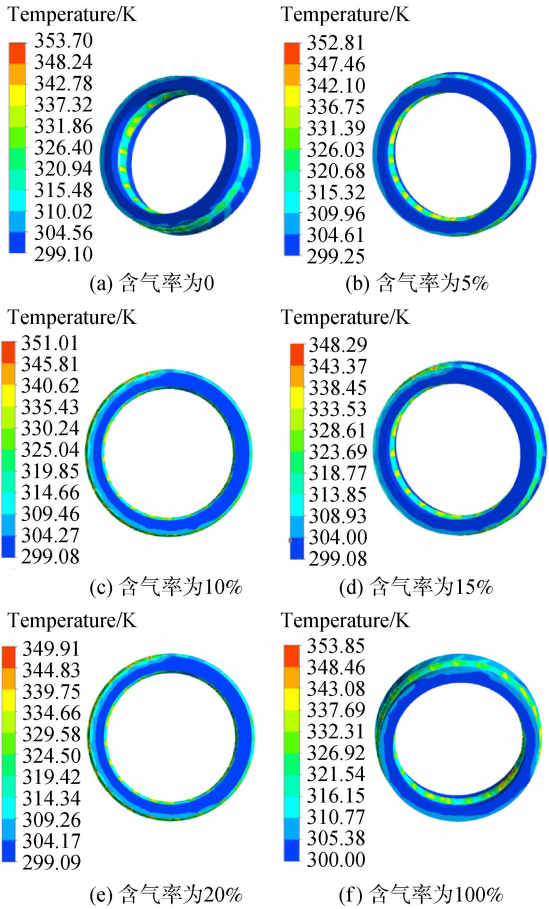


图 6 滑油含气率对轴承内部温升的影响

Fig. 6 Effect of gas fraction of lubricating oil on internal temperature rise of bearing

轴承内部搅油功率损失降低,则轴承内部温升降低;当含气率超过 15%时,搅油功率损失降低不明显,油气两相带走的热量减少,导致轴承内部整体温升增加,如图 7 所示。

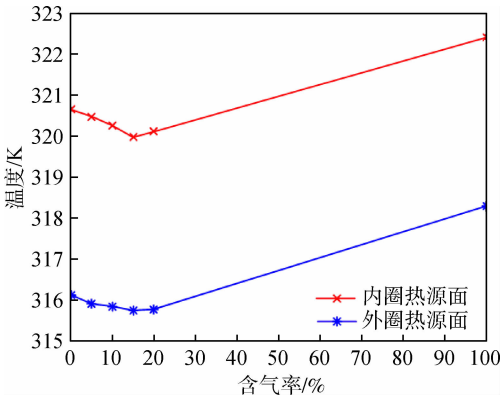


图 7 滑油含气率对轴承内外圈平均温度的影响

Fig. 7 Effect of gas fraction of lubricating oil on internal and external rings average temperature of bearing

4 结 论

1) 应用轴承热弹流润滑理论,为轴承局部生热法的热量计算提供基于单个滚动体-滚道接触微区的摩擦因数、压力分布及切应力,全面考虑轴承工况参数、几何参数、运动参数及油气两相特性对生热量的影响,与经验公式仅根据有限的参数估算相比,极大提高了轴承的生热量计算精度。

2) 喷油速度变化过程中,由于轴承内部滑油含量波动及高速喷油流体的强制散热两大因素,轴承内部温度先增大后减少,且将喷嘴布置在轴承下方最有利于散热,故航空用轴承喷油润滑参数设计过程中,可应用 CFD 方法对不同工况下轴承的最佳喷油速度进行估算,以提高轴承的散热能力。

3) 轴承热弹流润滑建模及 CFD 仿真计算中,均考虑油气两相对其产热量估算及传热性能的影响,为准确表征航空用轴承油气两相状态下的热特性分析提供更可靠的计算方法。

参考文献:

[1] PALMGREN A. Ball and roller bearing engineering[M]. Philadelphia, Pennsylvania, USA: Svenska Kullager-Fabriken(SKF) Industries, 1959.

[2] ZARETSKY E V, SIGNER H, BAMBERGER E N. Operating limitations of high speed jet-lubricated ball bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1976, 98(1): 32-39.

[3] 陈观慈, 王黎钦, 古乐, 等. 高速球轴承的生热分析[J]. 航

空动力学报, 2007, 22(1): 163-168.

CHEN Guanci, WANG Liqin, GU Le, et al. Heating analysis of the high speed ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 163-168. (in Chinese)

[4] FORSTER N H, SVENDSEN V R, GIVAN G D, et al. Parametric testing and heat generation modeling of 133-mm bore ball bearings: Part II results with silicon nitride rolling elements[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(2): 325-331.

[5] 王跃飞, 孙启国, 牛鹏. 基于 Fluent 的轴承腔温度场仿真分析[J]. 机械, 2014, 41(3): 24-27.

WANG Yuefei, SUN Qiguo, NIU Peng. Simulation analysis of bearing temperature based on Fluent[J]. Machinery, 2014, 41(3): 24-27. (in Chinese)

[6] 李伟. 轴承腔油气两相流动特性的数值研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.

LI Wei. Numerical simulation and research on the characteristics of oil/gas two-phase flow in bearing chamber[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016. (in Chinese)

[7] 张冉. 车辆传动高速球轴承非等温两相流场及传热研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2016.

ZHANG Ran. Investigation on the two-phase flow and heat transfer inside high-speed ball bearings for in vehicular transmission[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016. (in Chinese)

[8] WU Wei, HU Chenhui, HU Jibin, et al. Jet cooling characteristics for ball bearings using the VOF multiphase model[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 116(6): 150-158.

[9] YAN Ke, DONG Lei, ZHENG Junhao, et al. Flow performance analysis of different air supply methods for high speed and low friction ball bearing[J]. Tribology International, 2018, 121(5): 94-107.

[10] LI Yang, YANG Zhaojun, CHEN Fei, et al. Effect of air inlet flow rate on flow uniformity under oil-air lubrication[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(2): 282-289.

[11] 史修江. 航空发动机主轴承动态性能和热弹流润滑状态耦合分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.

SHI Xiujiang. Coupling analysis of dynamic performance and TEHL state of aeroengine main shaft bearing[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2018. (in Chinese)

[12] 黄平. 弹性流体动压润滑数值计算方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013.

[13] 同晓亮. 高速滚动轴承的混合润滑性能及疲劳寿命研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2014.

YAN Xiaoliang. Research on mixed lubrication performance and fatigue life of high-speed rolling bearing[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2014. (in Chinese)

[14] 安琦, 周银生. 一种新型油气两相流的流变模型[J]. 石油学报(石油加工), 1996, 12(1): 67-72.

AN Qi, ZHOU Yinsheng. A new rheological model for bubbly oil[J]. Acta Petrolei Sinica(Petroleum Processing Section),1996,12(1):67-72. (in Chinese)

[15] 雷默涵,姜歌东,梅雪松,等. 高速球轴承微接触弹流摩擦及生热分析[J]. 西安交通大学学报,2016,50(4):81-88.

LEI Mohan,JIANG Gedong,MEI Xuesong, et al. Micro-contact EHL friction and heat generation analysis of high speed ball bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong Unversity,2016,50(4):81-88. (in Chinese)

[16] ANDERSON J D. Computational fluid dynamics;the basics with applications[M]. New York:McGraw-Hill,1995.

[17] 江帆,黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析[M]. 北京:清华大学出版社,2008.

[18] ANALYTIS G T. Implementation of the renormalization group (RNG) $k-\epsilon$, turbulence model in GOTHIC/6. lb;so- lution methods and assessment[J]. Annals of Nuclear En- ergy,2003,30(3):349-387.

[19] LAUNEDR B E,SPALDING D B. The numerical compu- tation of turbulent flows[J]. Computer Methods in Ap- plied Mechanics and Engineering,1974,3(2):269-289.

(编辑:王碧珺)