

基于润滑特性仿真的燃油泵滑动轴承 优化设计

符江锋^{1*}, 李昆², 李华聪¹, 彭凯¹, 刘显为¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072;

2. 中国航发动力控制研究所, 江苏 无锡 214063)

摘要: 磨损加剧是低介质黏度和自冷却结构燃油泵滑动轴承主要失效机制, 为提高轴承使用寿命, 论文提出了一种基于滑动轴承润滑特性分布规律的轴承优化设计方法. 首先基于油膜动压润滑流动的Reynolds方程和等效黏度润滑流动模型, 以绝热流动为假设简化滑动轴承内部流动的能量方程, 构建一种联合Reynolds方程和绝热流动能量积分方程的燃油泵滑动轴承热流润滑模型. 其次采用CFD数值模拟和有限差分法相结合的混合仿真方法, 分别对不同间隙比、偏心率、宽径比条件下的滑动轴承的润滑特性进行了仿真, 最后采用基于遗传算法的间接法优化方法进行滑动轴承结构优化设计. 研究表明: 优化后的轴承偏心率为0.822 4, 宽径比为1.2, 油膜厚度为2.7 μm , 平均温升为36 $^{\circ}\text{C}$, 滑动轴承油膜承载力试验测试值与仿真计算值间的误差最大不超过5%, 表明轴承能够很好地承受燃油泵的径向力载荷, 从而保证轴承与轴瓦不发生摩擦接触并具有良好的润滑性能.

关键词: 燃油齿轮泵; 滑动轴承; 润滑模型; 润滑特性; 优化设计

中图分类号: V228.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2018)05-0512-09

Optimization Design of Fuel Pump Sliding Bearing Based on the Analysis of Lubrication Characteristics

FU Jiangfeng^{1*}, LI Kun², LI Huacong¹, PENG Kai¹, LIU Xianwei¹

(1. College of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Shaanxi Xi'an 710072, China

2. Chinese Aeroengine Control Research Institute, Jiangsu Wuxi 214063, China)

Abstract: The aim of this study was to increase the lifetime and solve the problem of sliding bearing failure of aero fuel gear pump under the limitation of low medium viscosity and self-cooling structure. An optimal design strategy of sliding bearing based on the distribution law of lubrication characteristics was proposed. Based on the Reynolds equation for hydrodynamic lubrication of oil film and equivalent viscosity lubrication flow model, the energy equation of the internal flow was simplified by assuming the adiabatic flow of the gear pump sliding bearing. The thermal flow lubrication mathematical model of fuel pump sliding bearing was established based on the combination of Reynolds equation and adiabatic flow energy integral equation. Then the lubrication characteristics of sliding bearings were simulated based on CFD numerical simulation and finite difference method, and the lubrication characteristics were analyzed under different clearance ratio, eccentricity ratio and width diameter ratio. The characteristic curve of sliding bearing under different structural parameters was obtained to optimize the sliding bearing structure by adopting indirect optimization strategy of

Received 1 February 2018, revised 11 June 2018, accepted 20 June 2018, available online 28 September 2018.

*Corresponding author. E-mail: fjf@nwpu.edu.cn, Tel: +86-29-88431120.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51506176), Aeronautics Power Foundation (6141B090302), Aviation Fund (20150653006) and the Fundamental Research Funds for the Central Universities (G2017KY0003).

国家自然科学基金项目(51506176)、航空动力基金(6141B090302)、航空基金(20150653006)和中央高校基本科研业务费专项资金(G2017KY0003)资助.

genetic algorithm. The simulation results show that the eccentricity and the width to diameter ratio of the optimized bearing can be 0.822 4 and 1.2, the oil film thickness was 2.7 μm , the average temperature was 36 degrees, which ensured that the bearing had a good lubricating performance and no friction contact between the bearing and the bushing. The capacity error between the experimental value and the calculated value of the optimized bearing was not more than 5%. The lubrication characteristic analysis method adopted had a high simulation accuracy and bearing had a better lubrication characteristics.

Key words: fuel gear pump; sliding bearing; lubrication flow model; lubrication characteristics; optimization design

燃油齿轮泵是航空发动机的供油“心脏”,滑动轴承作为燃油齿轮泵的关键摩擦部件,其润滑、摩擦与磨损问题是制约航空发动机燃油泵运行可靠性与长寿命服役的瓶颈技术问题之一.由于发动机燃油齿轮泵设计时需满足发动机最大工况的燃油需求,导致发动机在高空小表速工况时,泵输出的多余燃油流量须通过回油活门不断返回泵进口^[1],从而造成燃油温升.此外,因航空发动机燃烧采用的燃料为3号航空煤油(RP-3),而3号航空煤油作为燃油泵的工作介质,其较低的介质黏度特性使得轴承的润滑问题更为突出,易发生磨损从而导致燃油泵滑动轴承失效.因此,研究滑动轴承的润滑特性及轴承的优化方法对提高燃油泵寿命及工作可靠性具有重要意义.

目前在滑动轴承润滑研究方面,国内外研究人员主要采用数值仿真技术分析滑动轴承润滑性能.如使用差分法、有限元法和有限体积法对Reynolds方程进行数值求解^[2-3],为了仿真得到更准确的润滑性能,数值求解中边界条件的处理上也逐步由未考虑油膜破裂情况的经典Sommerfeld边界条件,发展至考虑实际情况的Reynolds边界条件和介质汽化相变的质量守恒边界条件及传热等因素对仿真的影响^[4-5].近几年来,研究人员分别在此基础上考虑更多因素开展了更进一步的理论研究,在润滑模型、计入表面形貌及润滑新求解方法上取得了新的研究成果,如润滑建模方面建立了轴承动力学润滑等效间隙模型^[6]、流体-热-结构耦合润滑数学模型^[7]、水-气湍流润滑模型^[8]、热-弹性-流体动态混合润滑模型^[9-10]等,并在此基础上完成了润滑特性数值模拟分析;此外,还考虑空化^[11]、变形^[12-13]、热效应^[14]等因素开展了轴承的润滑特性分析研究;同时研究了表面粗糙度^[15-16]、表面织构^[17]和多孔结构^[18]等对轴承静态和动态特性的影响;并将CFD方法等应用于滑动轴承润滑特性分析中^[19-20].由于航空燃油齿轮泵滑动轴承采用低介质黏度的RP-3燃油作为润滑介质,目前公开文献所形成的相关润滑特性规律及数据图表特性不能满足航空领域滑动轴承的设计需求,因此导致国内的燃油泵滑动轴承使用寿命短、

故障率高.由于燃油泵滑动轴承缺少有效独立试验验证,目前国内考核燃油泵轴承设计的合理性,仍采用整泵台架考核方式,但该方法成本高、耗时长且效率低.

针对燃油泵滑动轴承设计所需的特性数据不足导致轴承使用寿命短、故障率高等问题,同时为减少轴承设计及验证中的重复性试验及设计不确定性等不足,提高轴承的使用寿命.论文通过对航空燃油齿轮泵滑动轴承的润滑性能进行数值仿真研究,在此基础上探索低介质黏度和自冷却工作条件下的航空发动机燃油齿轮泵的滑动轴承的润滑特性分布规律.从而获得不同的间隙比、偏心率和宽径比下轴承的承载力、流量等特性数据,以此为基础开展滑动轴承的多目标优化设计研究.

1 燃油齿轮泵滑动轴承润滑模型

图1所示是某型航空燃油齿轮泵的滑动轴承结构图,部分参数列于表1中.出于缩减体积和质量的考虑,滑动轴承与卸荷槽、间隙补偿装置采用一体式结构设计,其侧端面与齿轮固定,防止在啮合过程中发生侧斜现象,在对应齿轮泵的进口及出口部位,则开有与高压困油区连通的卸荷槽.航空燃油齿轮泵滑动轴承没有独立配置润滑系统,而是通过在齿轮泵高压侧卸荷槽开孔,将燃油泵出口的高压燃油作为润滑介



Fig. 1 Sliding bearing of aviation fuel gear pump
图1 航空燃油齿轮泵滑动轴承

表1 滑动轴承基本参数

Table 1 Basic parameters of sliding bearing

Bearing parameter	Specification	Bearing parameter	Specification
Bearing width	24 mm	Diameter of the neck	19.92 mm
Axial hole diameter	20.021 mm	Rotation speed	8 000 r/min
Dielectric viscosity	9.66e-4 Pa·s	Eccentricity	0.8
Medium density	779 kg/m ³	Specific heat of medium	2 000 J/(kg·°C)

质引入滑动轴承内部形成动压支承,并将出口处高压燃油引入轴承进行自冷却润滑。

1.1 绝热流动下的Reynolds润滑方程及压力边界条件

该型滑动轴承是包角为360°的圆柱型结构,其Reynolds润滑方程为

$$\frac{\partial}{r^2 \partial \varphi} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \Omega \frac{dh}{d\varphi} \quad (1)$$

对于Reynolds方程的求解,需要给定其压力的边界条件.对于圆柱型滑动轴承,Reynolds边界条件可更合理,此处认为油膜的破裂取决于下列情况

$$p = p_a \text{ 且 } \frac{\partial p}{\partial \Phi} = 0 \quad (2)$$

因燃油泵的黏度随温度的变化而发生改变,轴颈在运动过程中的摩擦效应必然使油膜内部温度改变,必须考虑温度及黏度分布的不均匀性以提高仿真计算精度.但燃油泵滑动轴承安装在泵壳体内部,因而通过壳体的热传导量和热辐射量都非常少,轴承内部热量的传递主要是依靠燃油介质的端泄流量,因此在计算中将这一过程假定为绝热流动,绝热流动过程沿膜厚的能量方程的积分形式为

$$\frac{\partial T^*}{\partial \theta} = \frac{1}{Q_x} \left\{ -\alpha Q_y \frac{\partial T^*}{\partial Y} + \frac{2\mu^*}{H} + \frac{6H}{\mu^*} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^2 + \alpha^2 \left(\frac{\partial P}{\partial Y} \right)^2 \right] \right\} \quad (3)$$

2 CFD及Reynolds方程混合求解下的滑动轴承润滑特性分析

2.1 基于CFD的径向载荷求解及试验验证

为得到精确的径向载荷分布,文中利用pump1inx流体仿真软件对泵设计点条件:转速为6 400和8 000 r/min,进口压力为0.3 MPa条件下,对5种出口压力工况进行仿真(中间网格划分,边界条件设定等步骤略过),并将仿真结果与该齿轮泵的试验数据进行对比,验证CFD仿真方法的准确性.图2为转速6 400和8 000 r/min时,在5种不同出口压力工况下的压力分布云图。

图2所示的各个压力分布云图可以看出,该齿轮泵的压力分布趋势符合齿轮泵的变化规律,即从进口

处至出口处,随着转速的变化越来越大,且随着转速升高,其压力越大.图3对比了转速在6 400和8 000 r/min时,齿轮泵的出口压力、流量的仿真数据与试验数据。

图3中可以看出,不同工况下的仿真数据与试验数据吻合较好,额定转速8 000 r/min下的仿真精度优于0.10%,转速6 400 r/min下的仿真精度优于4.0%,数值模拟具有高的仿真精度.根据上述方法,计算额定工况8 000 r/min下,不同出口压力下齿轮泵的径向载荷,结果列于表2中。

2.2 基于Reynolds方程的滑动轴承润滑特性分析

分析不同间隙比、宽径比条件下,滑动轴承承载力、流量、摩擦力等润滑特性的变化规律.滑动轴承润滑介质的工作温度定为30 °C,此时燃油介质的黏度为 9.666×10^{-4} Pa·s.求解Reynolds方程,得到燃油泵滑动轴承间隙比为0.2%,偏心率由0.1变化到0.9,轴承的宽径比由0.4变化到1.2,滑动轴承的特性曲线关系,图4(a)为不同宽径比下滑动轴承偏心率与承载系数关系,图4(b)为不同宽径比下滑动轴承偏心率与偏位角之间的关系,图4(c)为不同宽径比下滑动轴承偏心率与摩擦系数之间的关系,图4(d)为不同宽径比下滑动轴承偏心率与流量系数之间的关系。

图4(a)可知,在同一宽径比条件下,随着偏心率的增加,轴承的承载能力在不断上升.而在同一偏心位置处,随着滑动轴承的宽径比不断提高,滑动轴承的承载能力在不断提高.需要注意的是,当轴承工作在高偏心率位置时,有可能因为油膜厚度过薄而导致固体壁面间的摩擦,而导致磨损甚至胶合故障.图4(b)可知,在同一宽径比下,随着偏心率的提高,轴颈中心的偏位角在不断下降.而随着宽径比的不断提高,在低偏心率时,偏位角在增加;而在高偏心率条件下,偏位角在减小.图4(c)可知,在同一宽径比下,随着偏心率的提高,摩擦系数在不断下降.同时,随着宽径比的不断提高,摩擦系数也在不断下降.图4(d)可知,在同一宽径比下,随着偏心率的提高,流量系数在不断下降.同时,随着宽径比的不断提高,流量系数在下降.根据上述图表即可进行滑动轴承的优化设计计算。

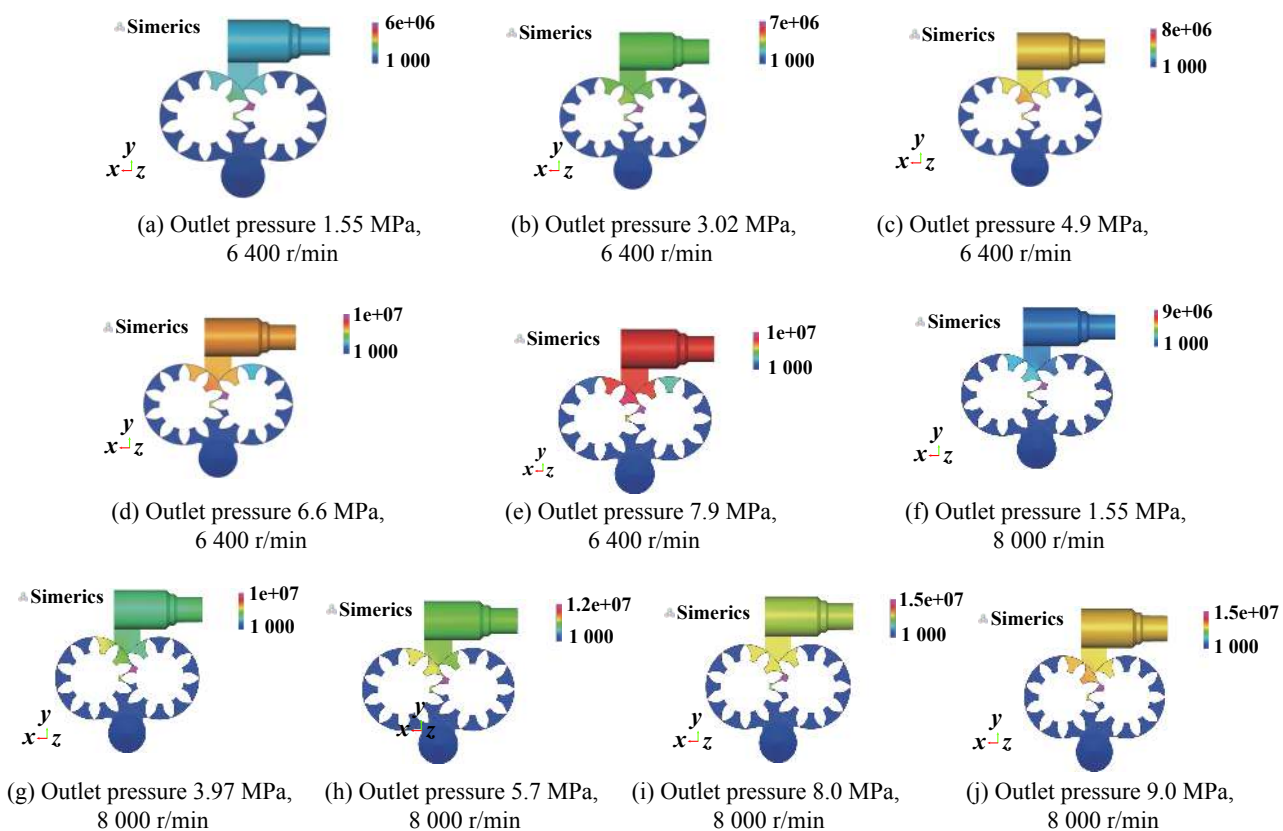


Fig. 2 Pressure nephogram at speeds of 6 400 and 8 000 r/min

图2 转速为6 400和8 000 r/min时的压力分布云图的压力分布云图

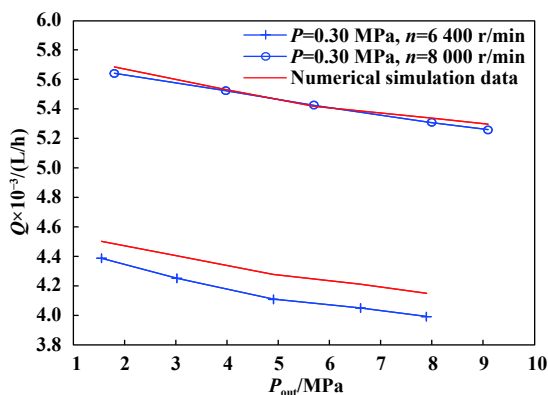


Fig. 3 Comparison of simulation data and experimental data

图3 仿真数据与试验数据对比

3 优化设计方法

3.1 约束函数及目标函数

根据文中所获得的各种无量纲参数随偏心率和宽径比的变化关系, 建立优化数学模型. 由承载力 F 关系

$$\frac{F\psi^2}{\mu UB} = \bar{F}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \quad (4)$$

可得间隙比 ψ

$$\psi = A_1 \left(\frac{l}{d}\right)^{1/2} \left[\bar{F}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right)\right]^{1/2} \quad (5)$$

表2 径向力计算结果

Table 2 Calculated radial force

Serial number	Speed/(r/min)	Outlet pressure/MPa	Radial force/N
1	8 000	9.0	5 775
2	8 000	8.0	5 248
3	8 000	5.7	4 037
4	8 000	3.97	3 130
5	8 000	1.8	2 001

其中: $A_1 = \left(\frac{\pi}{60}\right)^{1/2} \mu^{1/2} F^{-1/2} dn^{1/2}$.

由摩擦阻力 f 关系

$$\frac{f}{\psi} = \bar{f}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \quad (6)$$

可得

$$N = \psi F U \bar{f}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \quad (7)$$

$$N = A_2 \left(\frac{l}{d}\right)^{1/2} \left[\bar{F}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right)\right]^{1/2} \bar{f}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \quad (8)$$

其中: $A_2 = \left(\frac{\pi}{60}\right)^{3/2} \mu^{1/2} F^{1/2} d^2 n^{3/2}$.

由流量关系

$$\frac{Q}{\psi U B d} = \bar{Q}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \quad (9)$$

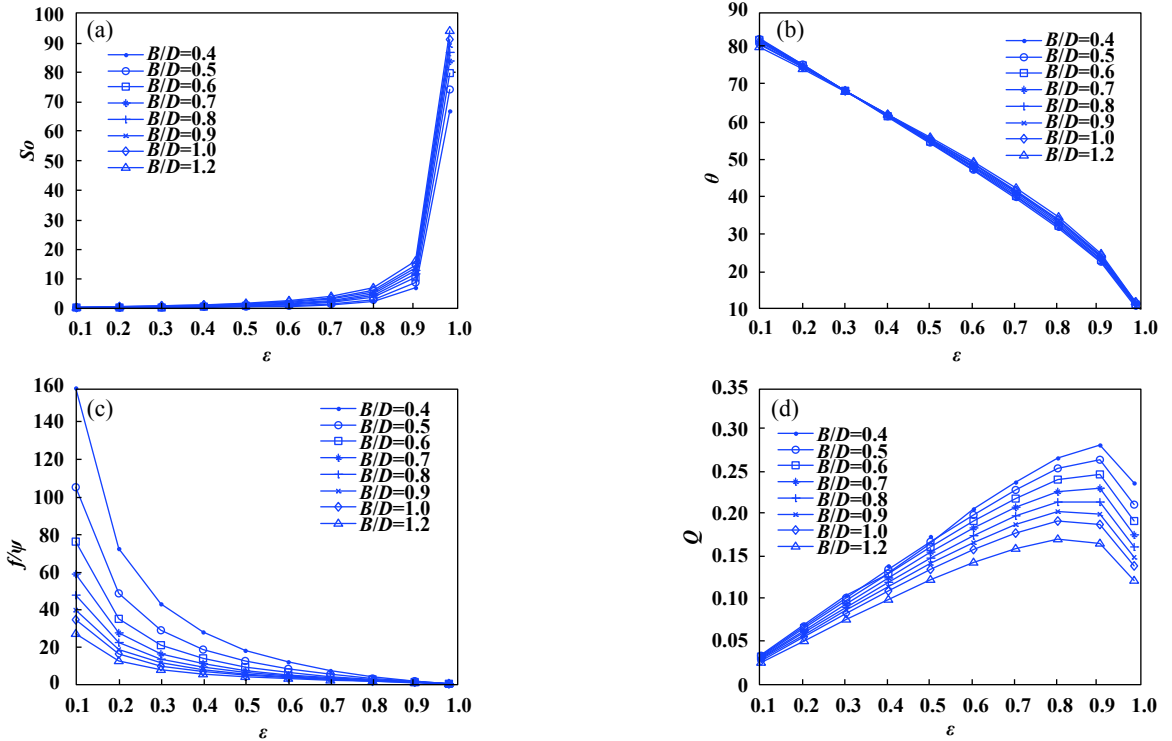


Fig. 4 Characteristic curve of sliding bearing with different width-diameter ratio and eccentricity ratio

图4 不同宽径比及偏心率下滑动轴承特性曲线

可得

$$Q = A_3 \left(\frac{l}{d}\right)^{3/2} \left[F\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \right]^{1/2} \bar{Q}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \tag{10}$$

温升 ΔT

$$\Delta T = \frac{\psi F U f}{C_p \rho Q \psi} \tag{11}$$

结合式(5)和式(8)可得到

$$\Delta T = \frac{A_4 \left(\frac{l}{d}\right)^{-1} \bar{f}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right)}{\bar{Q}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right)} \tag{12}$$

其中: $A_4 = \frac{1}{C_p \rho} F d^{-2}$.

由油膜厚度关系

$$h_{\min} = c(1 - \varepsilon) \tag{13}$$

可得到

$$h_{\min} = A_5 \left(\frac{l}{d}\right)^{1/2} \left[\bar{F}\left(\varepsilon, \frac{l}{d}\right) \right]^{1/2} \tag{14}$$

其中: $A_5 = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{60}\right)^{1/2} \mu^{1/2} F^{-1/2} d^2 n^{1/2}$.

泵的设计中轴颈的尺寸原则上也是不允许修改的, 否则与轴径匹配的航空发动机附件系统需要进行大范围的结构改变, 由此产生的代价非常高. 而偏心

率与间隙比之间是相互关联的, 选择两者中的任何一个得到的效果是等价的. 在上述客观约束下可选的优化设计变量为宽径比 B/d 和偏心率 ε . 为了解决齿轮泵滑动轴承出现的偏磨故障, 研究以最小油膜厚度最大作为优化设计的目标函数.

3.2 特性关系

采用间接法优化设计滑动轴承结构时, 需要大量的特性数据. 选取两个设计参数宽径比和偏心率作为设计变量, 由式(5~14)可知, 需要建立 $\bar{F}(\varepsilon, B/d)$ 、 $\bar{Q}(\varepsilon, B/d)$ 和 $\bar{f}(\varepsilon, B/d)$. 根据文中润滑性能数值模拟结果可获得 B/d 分别为0.4、0.5、0.6、0.7、0.8、0.9、1.0和1.2时, 偏心率由0~0.95均匀变化的30个插值点上的无量纲参数. 采用二维分段三次样条插值函数对无量纲关系进行拟合, 图5(a)为 $\bar{F}(\varepsilon, B/d)$ 无量纲承载力的函数关系, 图5(b)为端泄流量拟合关系, 图5(c)无量纲摩擦力拟合关系.

图5(a)中 x 坐标表示轴承的偏心率 ε , y 坐标表示轴承的宽径比, z 坐标表示滑动轴承的无量纲承载能力. 从三维图中可以看出, 随着偏心率 ε 的增高, 轴承的承载能力逐渐增高. 原因是当偏心率变大后, 油膜中的压力分布变得更加陡峭, 因而承载能力加大. 另一方面, 随着滑动轴承宽径比的增加, 承载能力也呈现增

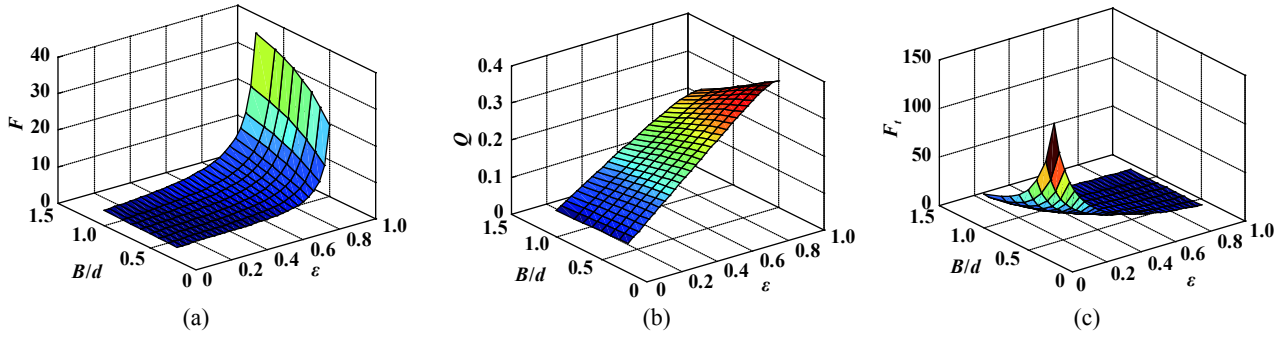


Fig. 5 Characteristic data fitting relation of sliding bearing
图 5 滑动轴承的特性数据拟合关系

加趋势. 原因是宽径比的增加, 提高了滑动轴承承载的面积, 但宽径比的增加会导致端泄流量的下降, 会使温升变高. 图5(b)给出了偏心率、宽径比与无量纲流量的关系. 随着偏心率的增加, 滑动轴承的端泄流量先增加, 当偏心率大于0.8以后则出现减少的趋势. 而随着宽径比的增高, 滑动轴承的端泄流量呈现出下降的趋势. 图5(c)给出了无量纲摩擦力与宽径比和偏心率之间的关系. 从图5中可以看出, 随着偏心率的增加, 滑动轴承的阻力系数逐渐下降. 而随着宽径比的增加, 滑动轴承阻力系数也逐渐降低.

3.3 优化方法算例验证

在获得上述关系后, 给定优化参数的取值范围. 文中以某型航空燃油齿轮泵为研究对象, 该泵在500 h长试试验中, 运转不足100 h分解发现滑动轴承出现轴瓦灼伤故障, 因此算例以该轴承为验证对象进行优化设计. 优化中, 其中轴颈直径为 d 为19.92 mm, 选取偏心率 ε 在0.1~0.9中变动, 选取宽径比 B/d 在0.4~1.2中变动, 选取间隙比 ψ 在0.1%~0.5%中变动, 设定转速为8 000 r/min, 设定油膜承载力 F 为5 300 N, 设定油膜温升不高于50 °C, 各个参数列于表3中.

优化函数表达式如(15)所示

$$\begin{aligned} \min & -h(\mathbf{x}) \quad \mathbf{x} \in R^2 \\ \text{s.t.} & \begin{cases} -\varepsilon \leq 0, \varepsilon - 0.9 \leq 0 \\ 0.4 - B/d \leq 0, B/d - 1.2 \leq 0 \\ 0.001 - \psi \leq 0, \psi - 0.0018 \leq 0 \\ \Delta T/50 - 1 \leq 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (15)$$

采用Matlab优化算法工具箱对上述非线性优化数学模型进行求解. 在优化算法的选择上, 与传统的优化算法相比, 遗传算法的全局收敛性好, 收敛的精度高. 因此选择遗传算法作为优化的算法. 最终的优化结果偏心率 $\varepsilon = 0.8224$, 宽径比 $B/d = 1.2$. 优化后的滑动轴承内部压力分布、温度分布等流场特性如图6所示.

通过对图6中的压力场、温度场数值计算结果进行数据处理, 得到最终优化设计结果. 其中油膜承载

表 3 优化参数取值表

Table 3 Optimization of parameter values table

Parameter	Symbol	Specification
Speed	n	8 000 r/min
Outlet pressure	P_{out}	8 MPa
Axial diameter	d	19.92 mm
Eccentricity	ε	0.1~0.9
Width-diameter ratio	B/d	0.4~1.2
clearance ratio	ψ	0.1%~0.5%
Oil film bearing capacity	F	5 300 N
Temperature rise	ΔT	≤ 50 °C

力为5 592 N, 与表2中的径向力5 248 N相比, 两者相对误差小于5%, 油膜承载力能够满足齿轮泵的径向力载荷需求. 此外, 滑动轴承内部燃油的平均温升为36 °C, 油膜厚度增至2.7 μm , 大于固体表面的凹凸体半径之和. 为了验证优化设计和数值仿真方法的有效性, 进行滑动轴承油膜承压区的压力测量, 以验证优化设计后轴承的性能. 试验中, 在设计点转速8 000 r/min条件下, 施加的径向载荷为表2中计算得出的滑动轴承径向力. 5种不同径向载荷下, 滑动轴承的油膜承载力试验测试值与仿真计算值的对比结果如图7所示.

从图7中可以看到, 油膜承载力是随着载荷的增大而增大的, 试验测得的数据与润滑仿真得到的理论值的变化趋势是一致的, 即轴颈所受到的静态载荷增大时, 滑动轴承运行状况下形成的油膜压力也随之升高, 也就是随着载荷的增大, 轴承的承载能力也随之提升. 图7中油膜承载力整体较试验测试值偏大, 一方面是由于采用CFD数值模拟的方法仿真得出齿轮工作面上的油压分布仿真值整体偏大, 另一方面是试验测试中忽略了燃油泵进口油压对轴承油膜压力的影响. 通过图7中的试验值与理论值的比较可知, 油膜承载力的试验测试值与仿真计算值间的误差最大不超过5%, 表明本文中所采用的润滑特性仿真计算方法是可行有效的. 图8为装配不同滑动轴承航空燃油齿

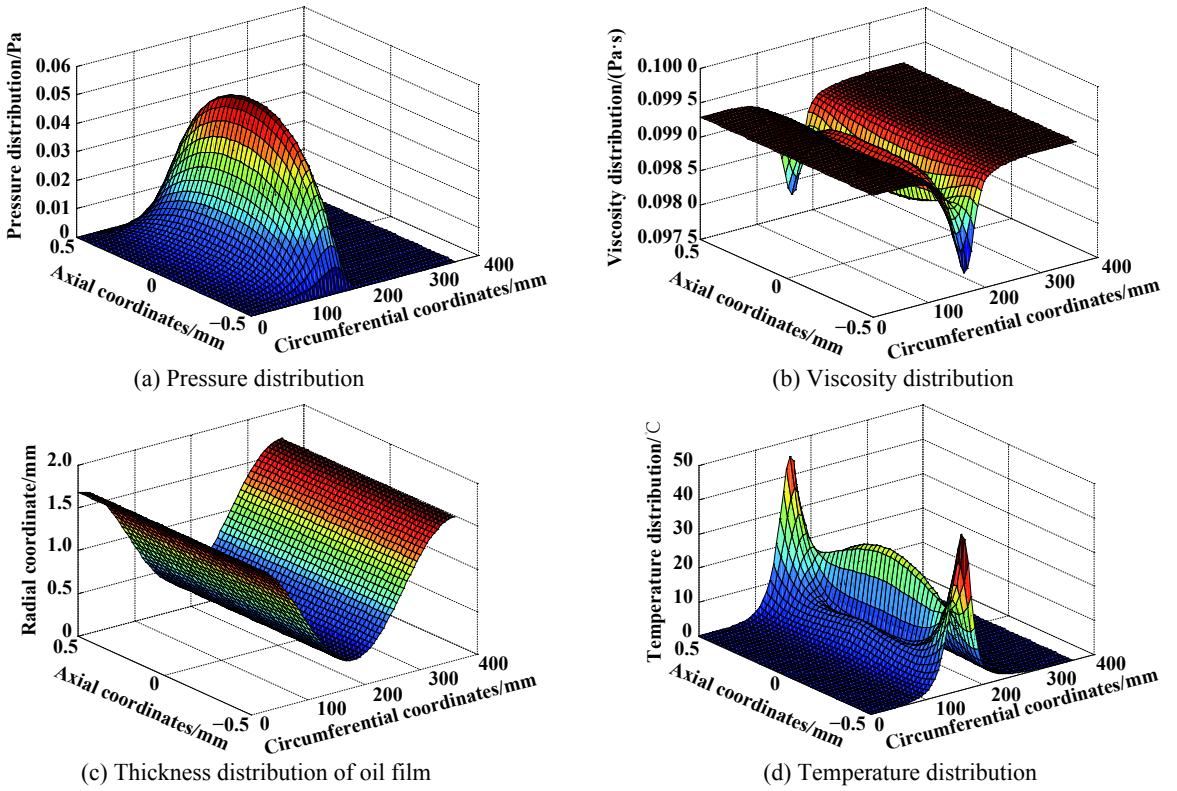


Fig. 6 Analysis results of indirect optimum design of sliding bearing

图 6 滑动轴承间接优化设计分析结果

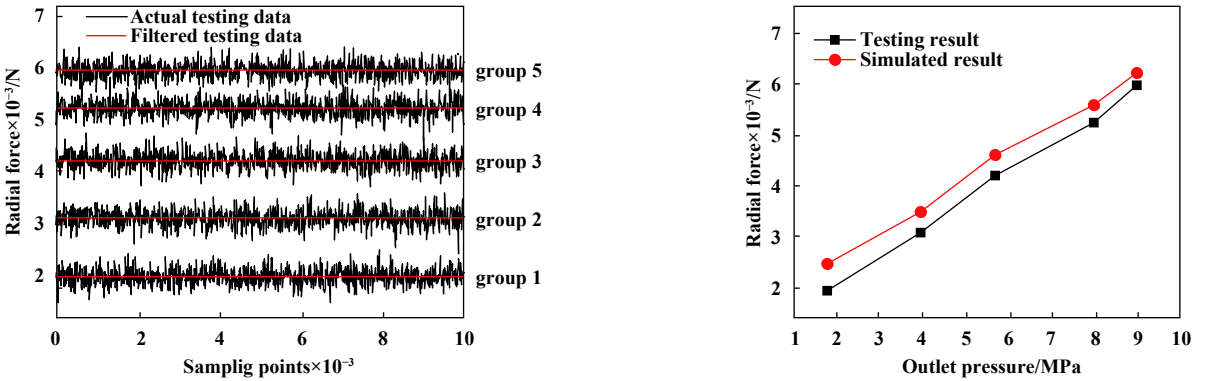


Fig. 7 Experimental comparison of oil film bearing capacity of sliding bearing

图 7 滑动轴承油膜承载力试验对比结果

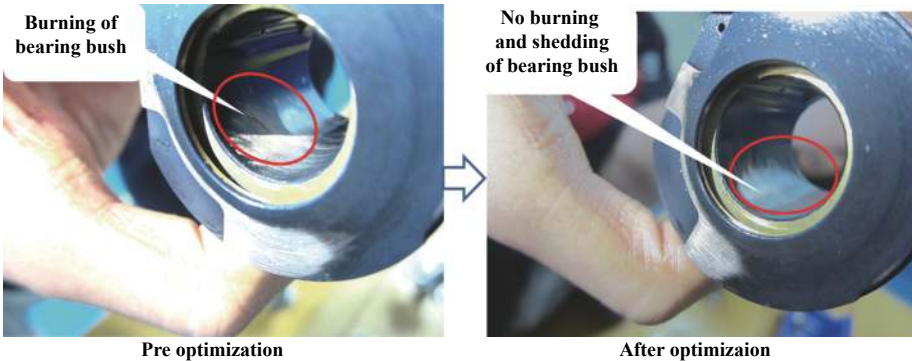


Fig. 8 Comparison of experimental results between pre-optimized and after optimized of sliding bearing

图 8 优化前、后滑动轴承轴承试验结果对比

轮泵进行长试试验500 h后的对比结果,原未优化的滑动轴承,其长试运转不足100 h时轴瓦出现高温灼伤,甚至严重导致胶合等故障.而经过优化后的滑动轴承,经重新加工安装后进行整泵长试试验,500 h仍能保证良好的支承作用,并且原故障部位,轴瓦高温灼伤现象已经消除,故障得到了有效改善.表明优化后的滑动轴承具有良好的工作性能.

4 结论

a. 宽径比、偏心率和间隙比三者之间对轴承润滑性能的影响具有一定的耦合效应.但当滑动轴承在同一偏心率下时,油膜承载力随着间隙比的增加而单调下降,油膜厚度随着间隙比的增高而增加.同一间隙比下时,油膜的承载力随着偏心率的减小也逐渐减小,厚度随着偏心率的增高而下降.以上条件不变时随着宽径比的增加,承载能力也呈现增加的趋势,但宽径比的增加会导致端泄流量的下降,会使温升变高、阻力系数也逐渐降低.

b. 采用润滑性能分析积累的大量特性数据对轴承进行优化设计,优化后的偏心率为0.822 4,宽径比为1.2,优化后油膜的承载力为5 592 N,与滑动轴承的实际径向力5 284 N相差5%,具有较高的计算精度.优化后的轴承内部燃油平均温升为36 °C,油膜厚度增至2.7 μm,能够保证轴承与轴瓦不发生摩擦接触并具有良好的润滑性能.通过整泵长试试验分解后发现,原故障轴承的灼伤部位得到有效改善,表明本文所采用的优化设计是可行的.

参考文献

- [1] Zhang Shaoji. A review of aeroengine control system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2004, 19(3): 375–382 (in Chinese) [张绍基. 航空发动机控制系统的研发与展望[J]. *航空动力学报*, 2004, 19(3): 375–382]. doi: 10.3969/j.issn.1000-8055.2004.03.018.
- [2] Cen Shaoqi, Zhang Shaolin, Guo Hong. The speediness convergence of EHL solution of sliding bearing and influence of the viscosity-pressure relation under super heavy load[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2007, 31(1): 3–6 (in Chinese) [岑少起, 张少林, 郭红. 超重载滑动轴承EHL数值解快速收敛及粘压指数的影响[J]. *机械传动*, 2007, 31(1): 3–6]. doi: 10.3969/j.issn.1004-2539.2007.01.002.
- [3] Zhang Zhun, Zhu Keqin. Numerical study of journal bearings with electrorheological lubricants[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2003, 35(2): 135–139 (in Chinese) [张准, 朱克勤. 电流变液滑动轴承的数值研究[J]. *力学学报*, 2003, 35(2): 135–139]. doi: 10.3321/j.issn.0459-1879.2003.02.002.
- [4] Li Qiang, Zheng Shuiying, Liu Shulian. Analysis of the performance of journal bearing with JFO boundary condition[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2010, 32(2): 102–106 (in Chinese) [李强, 郑水英, 刘淑莲. 计入JFO边界条件的滑动轴承性能分析[J]. *机械强度*, 2010, 32(2): 102–106].
- [5] Yue Yang, Liang Xingang, Xu Xianghua, et al. Simulation on the lubrication system of diesel engine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012(8): 1411–1414 (in Chinese) [岳阳, 梁新刚, 徐向华, 等. 柴油发动机润滑系统流动与传热仿真研究[J]. *工程热物理学报*, 2012(8): 1411–1414].
- [6] Ogata H, Sugimura J. Equivalent clearance model for solving thermohydrodynamic lubrication of slider bearings with steps[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139: 034503–034503-5.
- [7] Zhai L, Luo Y, Liu X, et al. Numerical simulations for the fluid-thermal-structural interaction lubrication in a tilting pad thrust bearing[J]. *Engineering Computations*, 2017, 34(4): 1149–1165. doi: 10.1108/EC-08-2015-0209.
- [8] Cheng F, Ji W. A new model of water-gas turbulent lubrication for analysis of the static and dynamic characteristics in a journal bearing[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology*, 2016, 230(12): 1439–1451. doi: 10.1177/1350650116635927.
- [9] Shi Xiujiang, Wang Liqin, Zheng Dezhi. Thermal EHL analysis of aero-engine mainshaft ball bearing with dynamic characteristics[J]. *Tribology*, 2015, 35(4): 415–422 (in Chinese) [史修江, 王黎钦, 郑德志. 考虑动力学特性的航空发动机主轴球轴承热弹流分析[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(4): 415–422]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.04.009.
- [10] Jia Xiaopan, Wang Wenzhong, Zhao Ziqiang, et al. A contact fatigue model of helical gear under elastohydrodynamic lubrication[J]. *Tribology*, 2014, 34(1): 8–14 (in Chinese) [贾小攀, 王文中, 赵自强, 等. 斜齿轮弹流润滑下的接触疲劳寿命计算[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(1): 8–14]. doi: 10.16078/j.tribology.2014.01.007.
- [11] Dhande D Y, Pande D W. Multiphase flow analysis of hydrodynamic journal bearing using CFD coupled Fluid Structure Interaction considering cavitation[J]. *Journal of King Saud University Engineering Sciences*, 2016: 1–10.
- [12] Yu R, Chen W, Li P. The analysis of elastohydrodynamic lubrication in the textured journal bearing[J]. *Proceedings of The Institution Of Mechanical Engineers Part J-Journal Of Engineering Tribology*, 2016, 230(10): 1197–1208. doi: 10.1177/1350650116630207.
- [13] Gherca A, Fatu A, Hajjam M, et al. Influence of surface texturing on the hydrodynamic performance of a thrust bearing operating in steady-state and transient lubrication regime[J]. *Tribology International*, 2016, 102: 305–318. doi: 10.1016/j.triboint.2016.05.041.
- [14] Hesheng T, Yaobao Y, Jing L. Lubrication characteristics analysis of slipper bearing in axial piston pump considering thermal effect[J]. *Lubrication Science*, 2016, 28(2): 107–124. doi: 10.1002/ls.v28.2.
- [15] Naduvinamani N B, Siddangouda A, Patil S. Effect of surface roughness on static and dynamic characteristics of MHD couple

- stress lubrication of parabolic slider bearing[J]. *Journal of Applied Mathematics & Mechanics*, 2017, 12: 1635–1644.
- [16] Yang Yong, Wang Jiaxu, Zhou Qinghua, et al. Influence of surface roughness on the mixed elastohydrodynamic lubrication performance of gear contact area[J]. *Tribology*, 2017, 37(2): 248–256 (in Chinese) [杨勇, 王家序, 周青华, 等. 表面粗糙度特征对齿轮接触区润滑特性的影响[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(2): 248–256]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.02.015](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.02.015).
- [17] Pei S, Xu H, Yun M, et al. Effects of surface texture on the lubrication performance of the floating ring bearing[J]. *Tribology International*, 2016, 102: 143–153. doi: [10.1016/j.triboint.2016.05.014](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.014).
- [18] Zhang G, Yin Y, Xue L, et al. Effects of surface roughness and porous structure on the hydrodynamic lubrication of multi-layer oil bearing[J]. *Industrial Lubrication & Tribology*, 2017, 69(4): 455–463.
- [19] Liang X, Liu Z, Wang H, et al. Hydrodynamic lubrication of partial textured sliding journal bearing based on three-dimensional CFD[J]. *Industrial Lubrication & Tribology*, 2016, 68(1): 106–115.
- [20] Wang Y, Yin Z, Jiang D, et al. Study of the lubrication performance of water-lubricated journal bearings with CFD and FSI method[J]. *Industrial Lubrication & Tribology*, 2016, 68(3): 341–348.