

静压推力轴承各工况下的热油携带及油膜温升特性^{*}

张艳芹^{1,2}, 冯雅楠², 罗 义¹, 于晓东²

(1. 南京工程学院 机械工程学院, 江苏 南京 211167;

2. 哈尔滨理工大学 机械动力工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘 要: 针对静压推力轴承运行过程中油膜温度骤升问题, 从轴承摩擦副润滑机理出发, 阐述斜面式双矩形油垫静压轴承油膜热油携带现象, 定义油膜热油携带因子, 建立油膜温升数学模型。采用有限体积法, 对外载荷工况0~30t及转速工况4~100r/min进行理论计算及ANSYS-FLUENT软件流体仿真分析, 得出油膜温度分布及热油携带发生规律, 最后进行油膜实验验证。研究发现, 当旋转工作台逆时针工作时, 热油携带现象发生在单个油垫右侧封油边区域, 且热油携带因子受转速影响较大。模拟得出的油膜温度场呈非对称分布, 且随着转速及载荷的增加油膜整体温升逐步增大。研究结论可为工程实际静压轴承可靠运行工况条件确定提供理论参考。

关键词: 静压推力轴承; 热油携带因子; 有限体积法; 油膜; 温度场

中图分类号: TH133 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2022) 05-200081-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200081

Hot Oil Carrying and Oil Film Temperature Rise Characteristics of Hydrostatic Thrust Bearings under Various Operating Conditions

ZHANG Yan-qin^{1,2}, FENG Ya-nan², LUO Yi¹, YU Xiao-dong²

(1. College of Mechanical Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167, China;

2. School of Mechanical Power Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: Aiming at the problem of sudden rise of oil film temperature during the operation of hydrostatic thrust bearings, the oil film hot oil carrying phenomenon of the bevel type double rectangular oil pad static pressure bearing was explained from the mechanism of bearing friction pair lubrication, the oil film hot oil carrying factor was defined, and the oil film temperature rise mathematics was established model. Using the finite volume method, the theoretical calculation and ANSYS-FLUENT software fluid simulation analysis of the static pressure thrust bearing under external load conditions of 0~30t and speed conditions of 4~100r/min were carried out, and the oil film temperature distribution and the rules of hot oil carrying were obtained. Finally, the oil film experiment was verified. It is found that when the rotating table works counterclockwise, the hot oil carrying phenomenon occurs in the oil sealing edge area on the right side of a single oil pad, and the hot oil carrying factor is greatly affected by the rotation speed. The simulated temperature field of oil film is asymmetrically distributed, and the overall temperature rise of oil film increases with the increase of rotating speed and load. The conclusion of this study can provide a theoretical reference for the determination of reliable operating conditions of practical hydro-

^{*} 收稿日期: 2020-02-24; 修订日期: 2020-05-13。

基金项目: 南京工程学院科研启动基金 (YKJ201953); 黑龙江省自然科学基金 (E2017048)。

通讯作者: 张艳芹, 博士, 教授, 研究领域为润滑理论及轴承研制。

引用格式: 张艳芹, 冯雅楠, 罗 义, 等. 静压推力轴承各工况下的热油携带及油膜温升特性[J]. 推进技术, 2022, 43(5): 200081. (ZHANG Yan-qin, FENG Ya-nan, LUO Yi, et al. Hot Oil Carrying and Oil Film Temperature Rise Characteristics of Hydrostatic Thrust Bearings under Various Operating Conditions[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(5):200081.)

static bearings.

Key words: Hydrostatic thrust bearings; Hot oil carrying factor; Finite volume method; Oil film; Temperature field

1 引言

近年来,随着航空发动机、电主轴以及无人机技术新一轮科技革命的发展,对数控装备中静压轴承的结构、转速和轴承温升要求越来越高,使用要求和使用环境也更加苛刻和严格。由于静压轴承高速重载情况下两运动副间隙的油膜温升将增大,易使润滑油润滑失效,再加上油垫中油膜热油携带的影响,最终导致机床热变形,整体加工精度下降。因此,探究轴承在各工况条件下的油膜温升和热油携带规律成为目前亟待研究的问题。

近年来,国内外学者从不同方面对静压轴承进行研究。在国外,学者Gohara等^[1]研究了液体静压止推轴承膜节流器粘性阻力区的入口孔板效应。Singla等^[2]对椭圆轴颈不同位置的压力和温度进行了研究。Rana等^[3]研究了零转速下轴承节流器不同参数值的性能特点。Yadav等^[4]通过压力、温度分布图归纳了倾斜式静压轴承不同参数及热变形对轴承性能影响的特点。Jia等^[5]分析了动静压气体轴承转速、偏心率对气膜的影响。Yakabe等^[6]提出利用热校正系统提高轴承性能参数测量精度。Ghezzi等^[7]研究了高载荷球和内圈滚道损伤的成核和演化过程。

在国内,学者雷枝武、肖曙红等^[8]对角接触球轴承润滑油膜热阻进行了温度场分布研究。刘宾宾等^[9]研究了静压推力轴承中热油传递因子并对其进行模拟计算。王禹等^[10]研究了球轴承主轴系统在轴向方向负荷能力不足问题。于晓东等^[11-13]对多种腔形的静压轴承进行了油膜温度、压力、速度特性研究,得到速度对油膜温升影响大等结论。张艳芹等^[14-17]对平行平板油垫多种腔形的油膜温度场、压力场进行研究,并通过实验验证了油膜热油携带现象的发生。汤世炎等^[18]探究了流固耦合热变形对动静压轴承主轴加工精度的影响。张耀满等^[19]对数控机床主轴的深浅腔动静压轴承进行了油膜特性分析。

本文以某型号斜面油垫静压轴承间隙润滑油膜为研究对象,通过理论计算、仿真模拟、实验验证三者相结合的方法揭示出该型号斜面式静压轴承热油携带现象发生规律以及油膜温升特性。

热油携带现象:由静压润滑机理可知,油垫封油边润滑油流动主要由压差流和剪切流叠加组成。图

1为底座油垫布置图,旋转工作台逆时针工作,当封油边 L_3 和 L_4 处总流量矢量和方向与工作台转动方向一致时,即剪切流大于压差流,参与剪切后的热油就会从第 z 个油垫被携带到第 $z+1$ 个油垫中,增加该油垫供油温度,发生热油携带现象,造成热量累积。

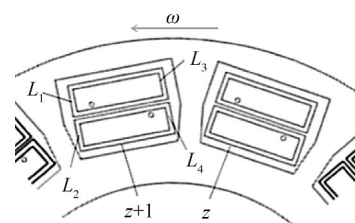


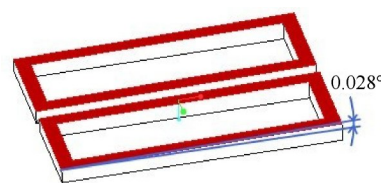
Fig. 1 Oil film hot oil carrying diagram

2 斜面油垫油膜热油携带理论分析

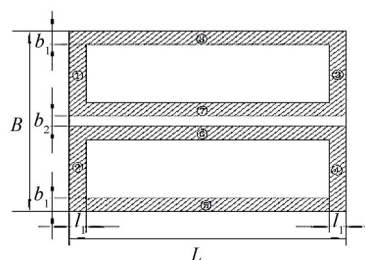
2.1 斜面式双矩形油垫结构

本文研究的静压推力轴承底座采用12个斜面油垫式圆导轨结构,其斜面油垫即将双矩形腔油垫的平面式封油边设计为斜面式。依据前期该轴承静压失效和动压补偿研究发现:当采用双矩形油垫封油边周向倾角 0.028° 时,轴承有较好动压补偿效果,其补偿域在16%~30%^[20],将双矩形腔油垫划分八个封油边区域,油垫倾角结构、尺寸见图2。

斜面式静压推力轴承油垫油腔的总长度为 $L=300\text{mm}$,油腔宽度为 $B=190\text{mm}$,封油边宽度为 $b_1=l_1=11\text{mm}$,腔间回油槽宽度为 $b_2=10\text{mm}$,油腔深度 $t=3\text{mm}$,



(a) Inclination structure of oil cushion



(b) Oil pad size diagram

Fig. 2 Model of oil pad

进油孔直径 $d=15\text{mm}$, 导轨内半径为 $R_1=692.5\text{mm}$, 导轨外半径为 $R_2=975\text{mm}$, 初始油膜厚度 $h=0.1\text{mm}$ 。

2.2 油垫各封油边流量方程

因离心力引起的惯性流与压差流、剪切流相差三个数量级且篇幅有限, 所以忽略惯性流。根据图3所示的倾斜平面缝隙图, 当油垫封油边宽度为 b 时, 利用关系式 $\tan \alpha = (h_1 - h_2)/l$ 和 $h_2 = h_1 - l \tan \alpha$, 可推导倾斜平板间压差流量 Q_p 为

$$Q_p = \frac{bh_1^2(h_1 - l \tan \alpha)}{6\mu l(2h_1 - l \tan \alpha)} \Delta p \quad (1)$$

剪切流量 Q_τ 为

$$Q_{\tau i} = \frac{bh_1(h_1 - l \tan \alpha)}{2h_1 - l \tan \alpha} U_i = \frac{bh_1(h_1 - l \tan \alpha)}{2h_1 - l \tan \alpha} r_i \omega \quad (2)$$

式中 $i=1\sim 8$

根据油膜热油携带发生原理可推导出各封油边流量方程。

$$\begin{aligned} Q_i &= Q_{i,\tau} + Q_{i,p}, \quad i = 1, 2 \\ Q_i &= |Q_{i,\tau} - Q_{i,p}|, \quad i = 3, 4 \\ \text{其中, } l &= l_1, b = \frac{B - b_2}{2} - b_1 \\ Q_i &= \sqrt{Q_{i,p}^2 + Q_{i,\tau}^2}, \quad i = 5 \sim 8 \\ \text{其中, } l &= L - l_1, b = b_1 \end{aligned} \quad (3)$$

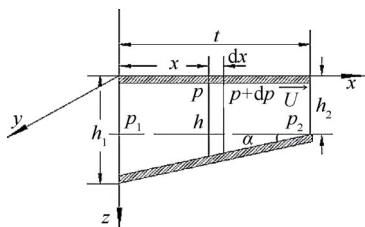


Fig. 3 Inclined plane gap

2.3 斜面油垫油膜热油携带温升方程

单个油垫间隙油膜温升方程为

$$\Delta T_i = \frac{\Delta p}{C_v} \left[1 + \frac{R'_i \omega^2 A_i}{h \Delta p Q_i} \right], \quad i = 1 \sim 4 \quad (4)$$

式中 $C_v = \rho c$, 其中 c 是比热容, 取值 $1884\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, ρ 是密度取值 $880\text{kg}/\text{m}^3$ 。

$$\begin{aligned} A_1 &= A_2 = A_3 = A_4 = \frac{l_1(B - b_2 - 2b_1)}{2}, \\ A_5 &= A_6 = A_7 = A_8 = b_1(L - l_1), \\ R'_1 &= R'_3 = (r + B)^2 - \left(r + \frac{B - b_2}{2} + b_2 \right)^2, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R'_2 &= R'_4 = \left(r + \frac{B - b_2}{2} \right)^2 - r^2, R'_5 = (r + b_1)^2 - r^2, \\ R'_6 &= \left(r + \frac{B - b_2}{2} \right)^2 - \left(r + \frac{B - b_2}{2} - b_1 \right)^2, \\ R'_7 &= \left(r + \frac{B - b_2}{2} + b_2 + b_1 \right)^2 - \left(r + \frac{B - b_2}{2} + b_2 \right)^2, \\ R'_8 &= (r + B)^2 - (r + B - b_1)^2 \end{aligned}$$

现定义 $\beta (0 \leq \beta \leq 1)$ 为油膜热油携带因子, 即热油携带中油膜温度影响系数。当发生油膜热油携带时 $\beta > 0$, 当无热油携带现象发生时 $\beta \leq 0$ 。因此, 发生油膜热油携带现象时有

$$\beta = \frac{1}{2}(\beta_3 + \beta_4) = \frac{1}{2} \left(\frac{Q_{3,\tau} - Q_{3,p}}{Q_{1,\tau} + Q_{1,p}} + \frac{Q_{4,\tau} - Q_{4,p}}{Q_{2,\tau} + Q_{2,p}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{K_1 \omega r_3 - K_2 \Delta p}{K_1 \omega r_1 + K_2 \Delta p} + \frac{K_1 \omega r_4 - K_2 \Delta p}{K_1 \omega r_2 + K_2 \Delta p} \right) \quad (5)$$

式中结构参数 $K_1 = 6\mu l$, $K_2 = h_1(h_1 - l \tan \alpha)$; h_1 为油垫左侧油膜厚度, μ 为润滑油动力粘度, ω 为角速度, Δp 为倾斜平板左右两端压强差。

发生油膜热油携带现象时, 单油垫初始温度等于刚进入油垫液压油温度与被携带热油温度的和。因此得到油膜热油携带温升方程为

$$\begin{aligned} T_0 &= T_i + \beta(\Delta T_1 + \Delta T_2) = \\ T_i &+ \frac{1}{2} \frac{K_1(r_3 + r_4) - 2K_2 \Delta p}{K_1(r_1 + r_2) + 2K_2 \Delta p} (\Delta T_1 + \Delta T_2) \end{aligned} \quad (6)$$

式中 T_i 为初始进油温度; ΔT_1 和 ΔT_2 为封油边 L_1 和 L_2 被携带的热油温度。

2.4 各工况下的油膜热油携带理论值

依据所推导的数学模型, 对外载荷工况 $0 \sim 30\text{t}$ 及转速工况 $4 \sim 100\text{r}/\text{min}$ 进行热油携带因子理论计算, 热油携带因子理论值如表1所示, 由于转速小于 $10\text{r}/\text{min}$ 工况时均未发生热油携带, 所以, 表格从转速 $10\text{r}/\text{min}$ 列起, 为了得到较准确的计算结果, 表格中热油携带因子百分数均精确到小数点后两位。

3 间隙油膜温度场仿真及实验

3.1 油膜的有限元模型及边界条件

设定油膜有限元模型周期边界和流量入口、压力出口边界, 如图4所示。利用 ICEM CFD 流体软件对油膜几何模型进行网格划分, 如图5所示(其中 X, Y, Z 坐标单位为 mm), 采用 ANSYS-FLUENT 软件进行数值模拟计算。网格的行列式标准比值分布在

Table 1 Theoretical calculation of oil film hot oil carrying factor at a circumferential inclination of 0.028°										(%)
Rotating speed/(r/min)	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0t	0	24.41	42.35	53.40	60.90	66.32	70.42	73.63	76.21	78.33
5t	0	0	8.21	22.24	32.55	40.44	46.68	51.74	55.92	59.43
10t	0	0	0	0.93	12.02	20.89	28.13	34.15	39.25	43.61
15t	0	0	0	0	0	5.80	13.44	19.93	25.51	30.37
20t	0	0	0	0	0	0	2.25	8.90	14.71	19.82
25t	0	0	0	0	0	0	0	0	5.12	10.35
30t	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2.79

0.813~1,角度标准网格分布在 $45^{\circ}\sim 90^{\circ}$,综合得出网格质量较优,可用于仿真研究。

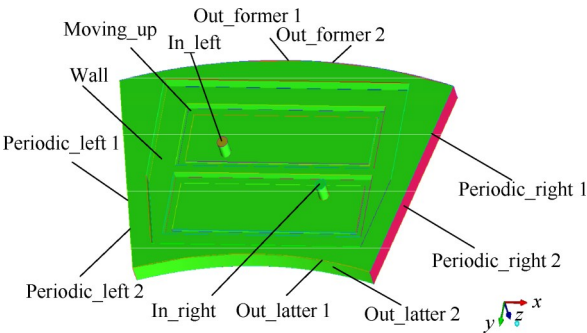


Fig. 4 Oil film model boundary settings

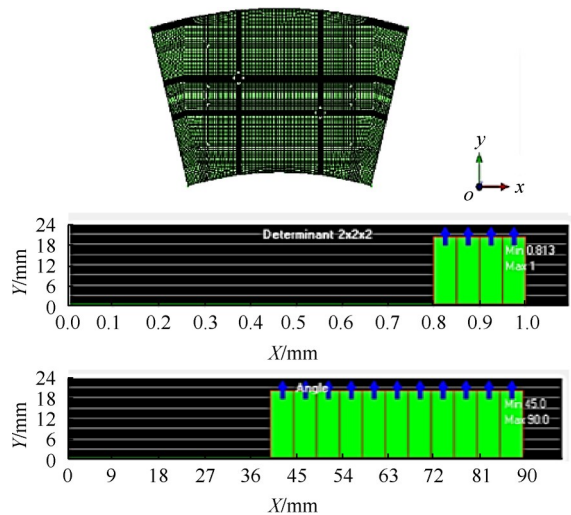


Fig. 5 Finite element model

3.2 油膜温度场仿真分析

3.2.1 不同载荷下油膜温度场分析

如图 6 所示,取油垫两矩形油腔间的回油槽中点处坐标(300,838.53,0)和(-300,838.53,0)(单位为 mm)为监测线 line-1 进行油膜温度监测,由于篇幅限制,仅列出两种载荷及转速工况数值模拟的油膜温度监测线及油膜温度场仿真情况:即载荷 5t 和 30t 工况下,转速为 20r/min 和 100r/min。仿真结果如图 7~10 所示。

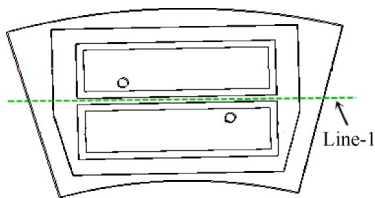


Fig. 6 Monitoring line line-1

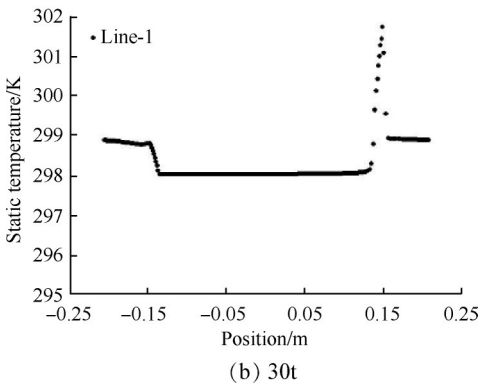
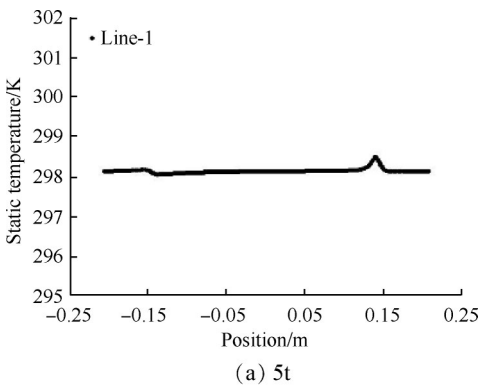


Fig. 7 Temperature curve under partial load at 20r/min

由图 7 和图 8 综合可得:两矩形油腔部分温度监测线近似水平线,说明油腔部分润滑油温度变化不大;封油边部分则明显看出右侧封油边温度比左侧高,因为流经右侧封油边总流量较小,流量循环带走的热量少,因此油膜温度较高。

对比图 7~10 可得:油腔部分的温度随转速增大而升高,热油携带因子计算得出 100r/min 转速工况均会发生热油携带现象,从油膜温度场可明显看出

100r/min 时油垫右侧封油边温度值升高很快;右侧封油边温度均高于左侧,说明有热油携带发生,油膜温升加剧。

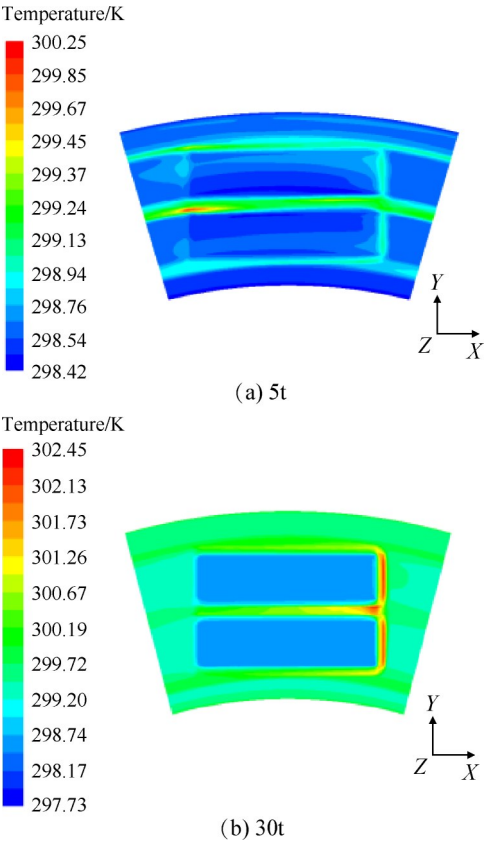


Fig. 8 Temperature field under partial load at 20r/min

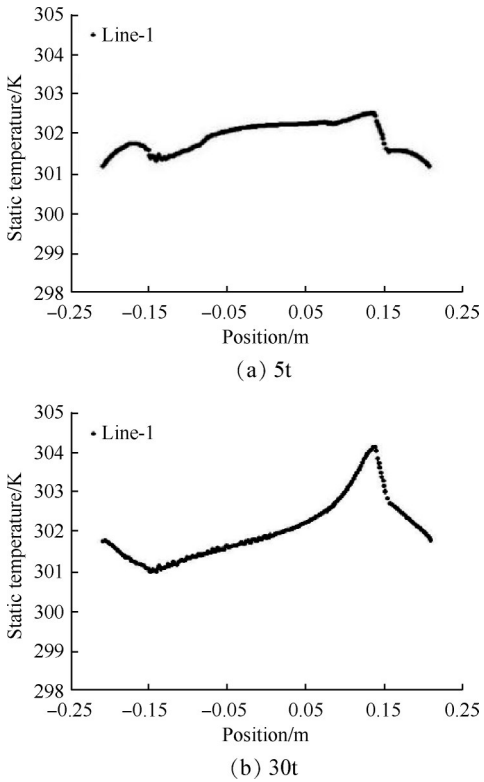


Fig. 9 Temperature curve under partial load at 100r/min

油膜的理论温升与模拟结果随载荷变化的对比曲线如图 11 所示。

分析油膜温升随载荷变化曲线得出,随着载荷增加油膜温升逐渐增大,仿真值较理论计算值略高,

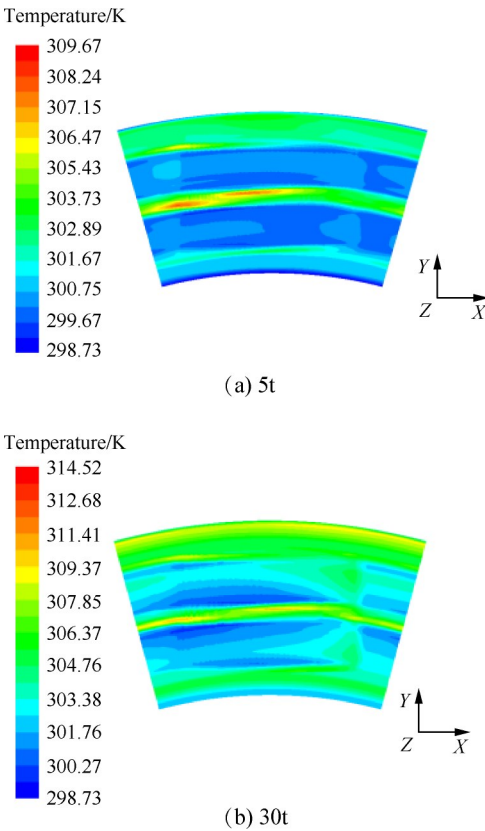


Fig. 10 Temperature field under partial load at 100r/min

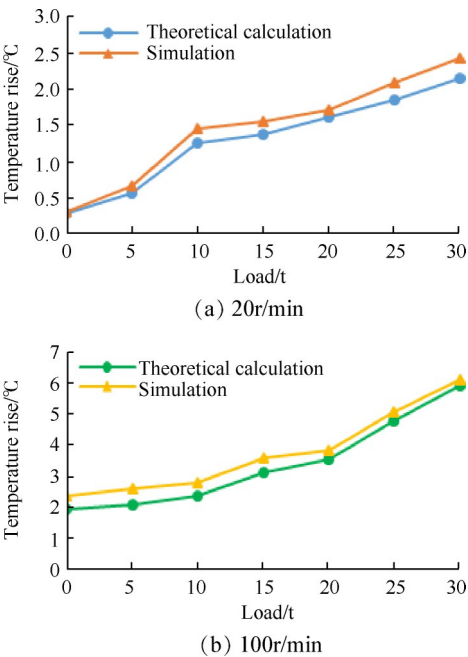


Fig. 11 Oil film temperature rise diagram under variable load

误差来源于理论计算过程对模型的简化。

3.2.2 不同转速下油膜温度场分析

此部分分析载荷 5t 和 15t 下,监测线 line-1 的油膜温度变化趋势以及相应的油膜温度场。因篇幅有限,仅列出载荷 15t 时转速 40r/min, 50r/min, 90r/min, 100r/min 的数值模拟结果,如图 12,图 13 所示。

由图 12 和图 13 综合可得:相同载荷下的油膜温度场随着转速升高,高温区分布较相似,但最高温升

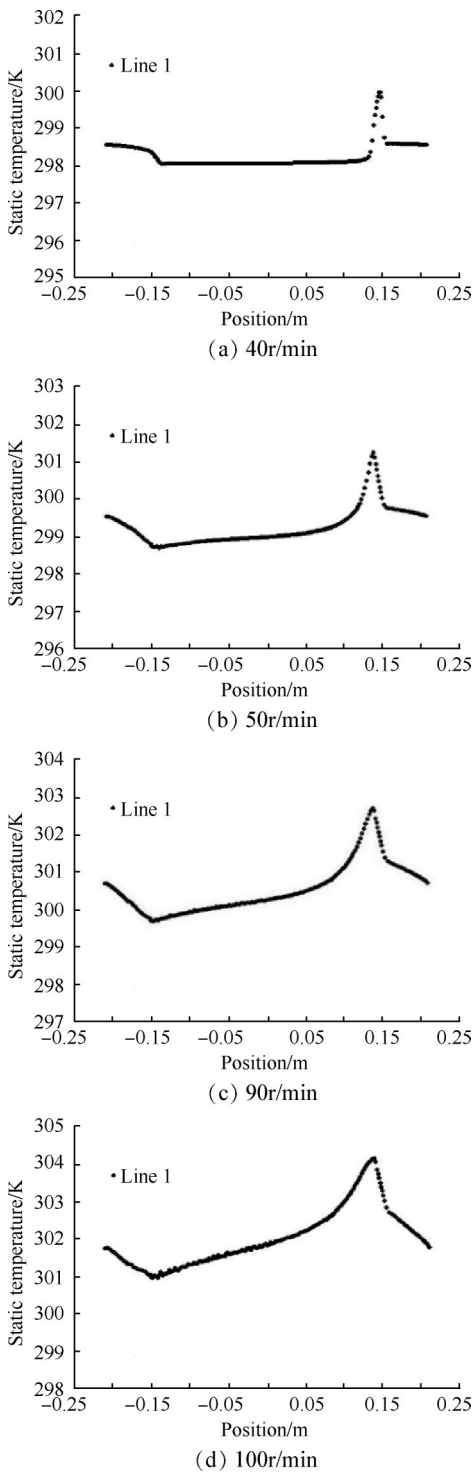


Fig. 12 Temperature curve under 15t load

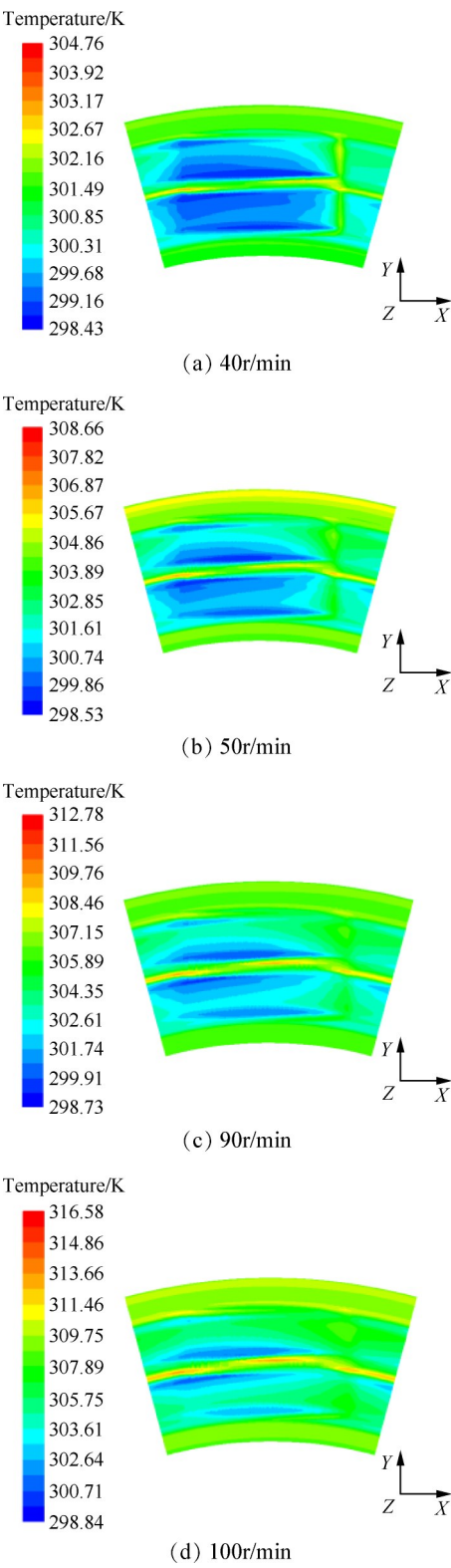


Fig. 13 Oil film temperature field under 15t load

值相差较大,最高温升区域均集中在油垫封油边处。绘制油膜区域的仿真平均温升值与理论温升值随转速变化的对比曲线图,如图 14 所示。分析发现: 5t 和 15t 载荷下的温升曲线大约在 20r/min 和 50r/min 出现尖点,然后温度升高速度加快。由本文热油携

带理论分析可知,当剪切流动与压差流动的流向相反,流量相同时,热油携带因子为零,虽不发生热油携带,但此时流体流动性最差,导致局部热量累积加剧,因此曲线出现尖点,而随着转速再增加,热油携带发生后,油膜的温度将加速上升。

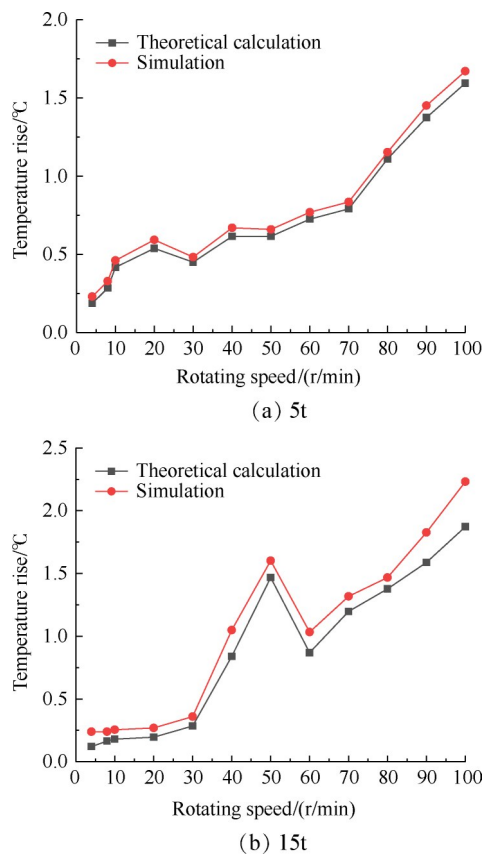


Fig. 14 Oil film temperature rise chart under variable speed

3.3 斜面油垫油膜温度场实验

3.3.1 实验设备

Q1-205 新型静压推力轴承实验台如图 15 所示,工作台上表面及底座材料为 HT250,油垫材料为 45 号碳素钢,双矩形油腔材料为硬铝合金。机床总重 25t,转台直径为 4500mm,转台自重 9.85t,承受外载荷为 0~30t,主电机功率为 75kW,转速为 1~200r/min。

供油系统由工作泵、十二点分油器及冷却柜组



Fig. 15 Q1-205 new type hydrostatic bearing test bench

成,工作泵型号为 DVT630X35/206P-N6,十二点分油器型号为 RV-1D/3.8×12;两台冷却柜并联工作,制冷剂均采用二氟-氯甲烷 R22,大小型号为 MCO-350AR-07-3385 和 MCO-90AR-07-3385;温度传感器系统型号为 JWB/P2h38/01,可测最高温度 100℃。如图 16 所示。

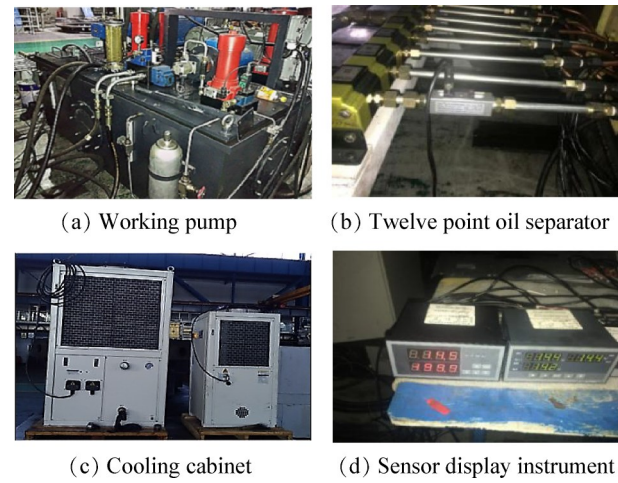


Fig. 16 Experiment apparatus

3.3.2 实验内容

实验内容:(1)对 20r/min 和 100r/min 两种转速进行载荷 0t,5t,10t,20t 和 30t 的温度测量。(2)进行有载 5t 和有载 15t,转速 8r/min,10r/min,20r/min,30r/min,40r/min,50r/min,60r/min,70r/min,80r/min 和 90r/min 的温度测量,待工作台平稳运转后,读取温度传感器显示的数值并记录。

如图 17 所示,是 5 个温度传感器在双矩形油垫的位置图,编号 T_1 , T_2 和 T_3 安装在油垫径向方向回油槽周向中心处,编号 T_4 和 T_5 安装在周向两端回油槽径向中心处。

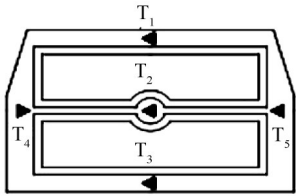


Fig. 17 Temperature sensor layout

3.3.3 实验数据分析

用 $T_1 \sim T_5$ 五个传感器的平均温度与油膜初始温度的差作为封油边整体温升,进行转速 20r/min 和 100r/min 的理论、仿真、实验对比,如图 18 所示。

分析可知,20r/min 时温升随载荷增大而升高,但整体温升上下波动幅不大;100r/min 时温升随载荷增

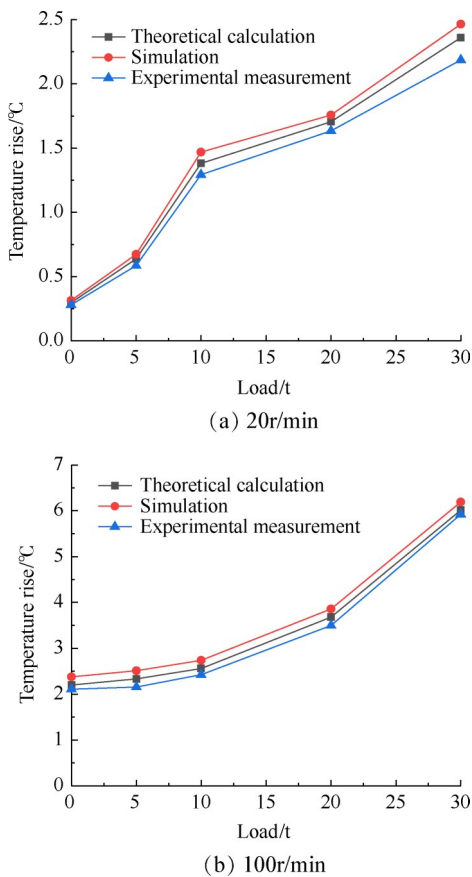


Fig. 18 Temperature rise of oil film at different rotating speeds at an inclination of 0.028°

大而上下波动幅度明显,即0~30t均发生油膜热油携带现象,三条曲线均在20~30t逐渐减小至楔形状,即转速一定时,载荷越大油膜热油携带因子越小;从两图纵坐标温升上下波动范围角度验证了一定转速内油膜会发生热油携带现象,且转速对油膜热油携带温升影响较大。

如图19所示,是油垫封油边周向倾角 0.028° ,载荷5t和15t时部分转速工况的理论、仿真和实验的油垫油膜温升对比曲线图。从图中可以看出:三条温升曲线均在载荷5t,转速20r/min时和载荷15t,转速50r/min时达到一定范围最大,右侧封油边形成局部流量零流动,热量被积累导致温度升高,随转速增大

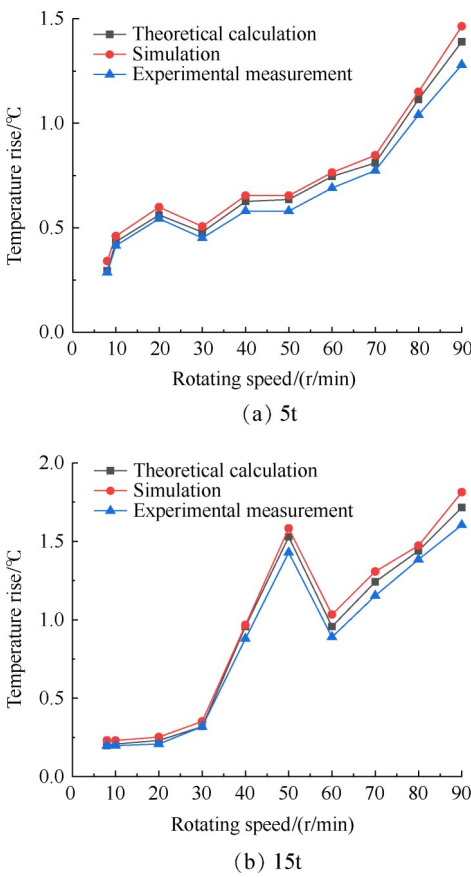


Fig. 19 Temperature rise of oil film with different loads at an inclination of 0.028°

逐渐发生油膜热油携带现象,温升小范围降低,随后热油携带因子增大温升开始有规律上升;即载荷5t转速高于20r/min时和载荷15t转速高于50r/min时开始发生油膜热油携带现象。

表2和表3列出倾角 0.028° 转速20r/min和载荷5t时理论、仿真及实验的温升值和误差值。经计算理论-实验温升误差在10%以下,而仿真-实验温升误差在15%以下;理论计算值均小于仿真模拟值,原因是计算过程中存在一定的简化,忽略了封油边的惯性流量;实验测量值均小于仿真模拟值,原因可能是实验油路对润滑油有一定的散热作用,也可能是实验时的室温比仿真时设定的

Table 2 Contrast value of oil film temperature rise at 20r/min

Load/t	0	5	10	20	30
Theoretical temperature rise/K	0.32	0.61	1.40	1.68	2.33
Simulation temperature rise/K	0.31	0.66	1.46	1.72	2.43
Experimental temperature rise/K	0.29	0.58	1.28	1.61	2.16
Theoretical-experimental error/%	9.85	5.54	9.10	4.49	8.19
Simulation-experimental error/%	6.51	13.95	13.54	7.20	12.69

Table 3 Comparative value of oil film temperature rise under load of 5t

Rotating speed/(r/min)	8	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Theoretical temperature rise/K	0.31	0.44	0.57	0.47	0.64	0.63	0.75	0.81	1.12	1.40
Simulation temperature rise/K	0.32	0.46	0.59	0.49	0.66	0.66	0.77	0.84	1.15	1.45
Experimental temperature rise/K	0.29	0.41	0.55	0.46	0.59	0.58	0.70	0.78	1.03	1.28
Theoretical-experimental error/%	5.86	8.03	3.14	3.21	9.30	8.82	7.20	4.07	8.51	9.72
Simulation-experimental error/%	10.64	11.96	6.40	8.02	13.05	13.83	9.92	7.83	11.38	13.87

温度低。

4 结 论

通过本文研究,得到以下结论:

(1)通过对静压推力轴承润滑机理分析,确定了油膜热油携带发生条件,建立了油膜热油携带理论模型,得出各工况下油膜热油携带理论值,并通过仿真及实验测量,验证了理论模型的正确性。

(2)通过对静压推力轴承油膜热油携带分析得出:在低于 10r/min 时,载荷 0~30t 下都没有油膜热油携带现象发生;10~100r/min 内,部分载荷工况发生油膜热油携带现象;超过 100r/min 时,载荷 0~30t 内均发生油膜热油携带现象。

(3)热油携带影响下的斜面油垫封油边油膜温升值表明:转速对油膜热油携带及油膜温升值影响较大,且转速越高温升值越大;且在油膜即将发生热油携带现象时,油垫封油边会出现局部流量零流动状态,油膜温升曲线出现尖点,热油携带发生后油膜温度骤升,易发生润滑失效现象。

致 谢:感谢南京工程学院科研启动基金和黑龙江省自然科学基金的资助,感谢哈尔滨理工大学机电液一体化实验室及推力轴承研究所提供的实验设备。

参考文献

[1] Gohara M, Somaya K, Miyatake M, et al. Static Characteristics of a Water-Lubricated Hydrostatic Thrust Bearing Using a Membrane Restrictor[J]. *Tribology International*, 2014, 75(7): 111-116.

[2] Singla A, Chauhan A. Experimental Evaluation of Lubricating Oil Film Pressure and Temperature of Elliptical Non-Circular Journal Bearing Profile[C]. *Chandigarh: International Conference on Recent Advances in Engineering & Computational Sciences*, 2016: 1-5.

[3] Rana N K, Gautam S S, Verma S, et al. On the Stiffness and Damping Coefficients of Constant Flow Valve Com-

pensated Conical Hydrostatic Journal Bearing with Micro-polar Lubricant [J]. *Procedia Technology*, 2016, 23 (3): 42-50.

[4] Yadav S K, Sharma S C. Finite Element Analysis of Tilted Thrust Pad Bearings of Various Recesses Shapes Considering Thrust Pad Flexibility[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2016, 230(5): 872-893.

[5] Jia C, Pang H, Ma W, et al. Dynamic Stability Prediction of Spherical Spiral Groove Hybrid Gas Bearings Rotor System[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139 (2) : 1701-1712.

[6] Yakabe M, Ohtsuka S, Gonda T. Measurement of Oil Film Thickness in an Oil Impregnated Porous Sintered Bearing with Ultrasonic Method[J]. *Journal of Japan Society for Design Engineering*, 2017, 52 (12): 57-66.

[7] Ghezzi I, Komba E W H, Tonazzi D, et al. Damage Evolution and Contact Surfaces Analysis of High-Loaded Oscillating Hybrid Bearings [J]. *Wear*, 2018, 406 (15) : 1-12.

[8] 雷枝武,肖曙红,吴利杰. 角接触球轴承油膜热阻及传热影响研究[J]. *机械设计与制造*, 2014, (5): 201-204.

[9] 刘宾宾,王维民,高 帅. 基于 TEHD 方法研究热油传递因子对推力轴承性能仿真的影响[J]. *风机技术*, 2016, 58(3): 19-24.

[10] 王 禹,王连吉,王续跃. 液体静压推力轴承设计与 FLUENT 仿真分析[J]. *机械设计与制造*, 2017(9): 220-224.

[11] Yu Xiao-dong, Meng Xiu-li, Jiang Hui, et al. Research on Lubrication Performance of Super Heavy Constant Flow Hydrostatic Thrust Bearing[J]. *Advanced Science Letters*, 2011, 4 (8): 2738-2741.

[12] 于晓东,吴晓刚,隋甲龙,等. 静压支承摩擦副温度场模拟与实验[J]. *推进技术*, 2016, 37(10): 1946-1951. (YU Xiao-dong, WU Xiao-gang, SUI Jia-long, et al. Numerical and Experimental Study on Temperature Field of Hydrostatic Bearing Friction Pairs[J]. *Jour-*

- nal of Propulsion Technology*, 2016, 37(10): 1946–1951.)
- [13] 于晓东, 刘超, 左旭, 等. 静压支承摩擦副变形流热力耦合求解与实验[J]. 工程力学, 2018, 35(5): 231–238.
- [14] 张艳芹, 张志全, 冯雅楠. 双矩形腔静压滑动轴承高速时的油膜润滑特性[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(5): 609–618.
- [15] 张艳芹, 冯雅楠, 孔鹏睿, 等. 基于热油携带的静压支承油膜温度场及试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2019, 49(4): 1203–1211.
- [16] 张艳芹, 倪世钱, 张志全. 变黏度静压滑动轴承高速时油膜动态润滑特性[J]. 机械工程学报, 2019, 55(21): 108–117.
- [17] Zhang Yan-qin, Sun Ji-chang, Kong Peng-rui. The Dynamic Simulation and Experiment of Bearing Capacity of Multi Oil Cushion Static Bearing with Double Rectangular Cavities [J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, 71(9): 1072–1079.
- [18] 汤世炎, 何勇, 王玉琢. 动静压轴承热流固耦合分析及实验研究[J]. 润滑与密封, 2017, 42(8): 59–63.
- [19] 张耀满, 于德光, 杨清波. 深浅腔动静压轴承油膜特性[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2018, 39(10): 1490–1494.
- [20] 张志全. 微斜面式静压推力轴承动压性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2019.

(编辑: 张贺)