

DOI: [10.16078/j.tribology.2018193](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018193)

叠片式气体箔片推力轴承热特性分析

李映宏, 胡小强, 张凯*, 冯凯

(湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南长沙 410082)

摘要: 叠片式气体箔片推力轴承具有制造工艺简单、散热能力强等优点, 针对该新型轴承提出了相应的热特性分析模型, 通过数值仿真分析得到轴承气膜及各元件的温度, 并对关键影响参数进行了重点分析. 研究表明: 由于气膜在半径较大位置处的线速度大, 其剪切产热效果明显, 温度越高, 气膜的高温区分布在靠近周向末端和顶箔侧; 气膜、顶箔和推力盘温度均会随推力盘转速和轴承载荷的增大而升高; 向箔片结构中通入冷却气流可以获得良好的降温效果, 轴承温度随着箔片内通入冷却气流量的增大, 先迅速下降后趋于平缓.

关键词: 气体箔片推力轴承; 非等温Reynolds方程; 能量方程; 热特性分析; 热管理

中图分类号: TH133.35

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)03-0295-09

A Thermohydrodynamic Analysis of Laminated Gas Foil Thrust Bearing

LI Yinghong, HU Xiaoqiang, ZHANG Kai*, FENG Kai

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Hunan Changsha 410082, China)

Abstract: Laminated gas foil thrust bearing has the advantages of simple manufacturing process and strong heat dissipation capability and a thermohydrodynamic model is proposed for this gas foil thrust bearing in this study. The temperature of the film and each component were obtained through numerical simulation analysis, and the key parameters were analyzed. The research shows that the higher the velocity of the film at the larger radius, the more obvious the energy dissipation and the higher the temperature. The high temperature region of the film was distributed near the circumferential end and the top foil. The temperature of the film, top foil and thrust plate increased with a rise in the speed of the thrust disk and the bearing load. The temperature of the bearing first dropped rapidly and then tended to be stable with the increase of the cooling airflow inside the foil, and the cooling effect of the airflow was obvious.

Key words: gas foil thrust bearing; non-isothermal reynolds equation; energy equation; thermohydrodynamic analysis; thermal management

气体箔片轴承由于具有加工精度要求低、无油润滑、耐高温以及不需要外部供气等优点^[1-2], 在小型高速无油鼓风机、压缩机、高速电机、飞机用空气循环机以及微型燃气轮机等涡轮设备中有着广泛的应用^[3-5].

随着涡轮机械朝着高速、高温、直驱和高功率密度方向发展^[6-9], 其设备转速越来越高. 超高的工作转速将使得气体箔片轴承的温升不可忽略. 在超高转速工况下, 气体在箔片轴承中旋转时会受到气膜剪切力

Received 18 December 2018, revised 30 January 2019, accepted 30 January 2019, available online 28 May 2019.

*Corresponding author. E-mail: zhangkai04061121@163.com, Tel: +86-13875963001.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575170), Research Program of Equipment, Ministry of Education of China (6141A02033503) and Science and Technology Commission of Shanghai Municipalit, China (17DZ1201000).

中国国家自然科学基金项目(51575170), 中国教育部装备联合研究计划(6141A02033503)和上海市科学技术委员会(17DZ1201000)资助.

的作用而产生大量的热量,低效的冷却技术和轴承自身有限的散热能力可能会使得轴承温度过高,而过高的轴承温度会损坏顶箔表面涂层,导致轴承失效,进而给整个轴承-转子系统带来灾难性故障。此外,轴承温度的上升将降低轴承结构的材料性能,也会对轴承的静态性能具有一定的影响。因此,对气体箔片轴承进行热特性分析,研究有效的冷却方法,能够有效防止由于温度的升高而导致的故障,从而保证机器的正常运行。

近年来,气体箔片轴承热特性受到诸多学者的关注,并进行了相关研究。最初, Salehi等^[10]利用Couette Approximation方法耦合Reynolds方程和能量方程,并首次求解出箔片轴承内的气膜温度分布。Peng等^[11]针对波箔式径向气体箔片轴承提出了相应理论模型,并对比分析了箔片轴承和刚性轴承的温度预测结果。Feng等^[12-13]则基于自己提出的箔片刚度模型,进一步研究箔片轴承的温度特性,并与参考试验数据进行了对比,计算结果与试验结果能够很好的吻合。另外, Kim等^[14]通过理论与试验测量相结合,对应用于旋翼飞行器推进系统中的径向箔片轴承进行了详细的热分析。Lee等^[15-17]对于波箔式气体箔片推力轴承进行了详细的热分析,并研究了冷却通道对轴承温度特性的影响。刘良军^[18]针对波箔型气体箔片推力轴承建立了热特性分析模型,并研究冷却气流等参数对轴承温度的影响。冯凯等^[19]则基于试验研究了转速与载荷对箔片轴承温度特性的影响。

与普通波箔型气体箔片推力轴承相比,叠片式气体箔片推力轴承在制造过程中工艺大为简化,无需冲压和焊接等一系列工艺,只需利用定位孔将各箔片按照顺序定位对齐即可。此外,在每个箔片的进气口处加工有小孔,具有便于气体吸入和增强散热效果等好处。

本文将针对该新型叠片式气体箔片推力轴承,建立能量方程、传热模型和非等温Reynolds方程,利用数值计算获得轴承气膜及各元件的温度情况;并通过参数化分析,研究各主要参数对轴承温度的影响。

1 热特性理论模型

叠片式气体箔片推力轴承结构如图1所示,该轴承共由4层箔片叠加而成,最上层箔片与推力盘配合形成收敛楔形,在推力盘旋转情况下通过动压效应产生气膜压力;顶箔下的3层箔片共同构成弹性支承结构,为轴承提供阻尼与支承刚度。整个轴承在圆周方向均匀分成10瓣,每瓣结构相同。图中 r 、 θ 和 z 表示轴承的3个坐标方向。

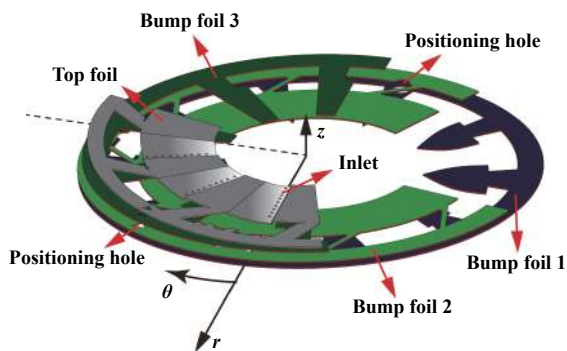


Fig. 1 Structure of gas foil thrust bearing

图1 轴承结构示意图

1.1 气膜的非等温Reynolds方程

与轴承的静动态特性研究有所不同,进行轴承热分析时,需要考虑由于气体粘性剪切耗能导致气膜温度升高的现象,而气膜温度变化又会造成气体黏度参数的改变,因此稳定状态下的气膜压力分布需求解下面的非等温可压缩气体Reynold^[20]方程:

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中: $\bar{r} = \frac{r}{R_0}$, $\bar{h} = \frac{h}{h_t}$, $\bar{p} = \frac{p}{p_a}$, $\Lambda = \frac{6\mu(T)\omega R_0^2}{p_a h_t^2}$, 气体黏度系数 μ 为气膜温度 T 的函数。 $\bar{r}$ 、 $\bar{h}$ 、 $\bar{p}$ 分别为径向位置 r 、气膜厚度 h 、气膜压力 p 的无量纲项; ω 为推力盘旋转角速度; R_0 为推力盘外半径; p_a 为大气压; h_t 为楔形区域高度。

1.2 气膜能量方程

为了便于后续试验结果与仿真计算结果进行对比,本文所预测的是单个叠片式气体箔片推力轴承与推力盘匹配工作时的温度特性。

在图1所示的圆柱坐标系下,推力轴承气膜的简化能量方程^[21-22]如下:

$$\rho c_p \left(v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_a \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \left(v_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中: ρ ---气体密度;

c_p ---气体比热容;

v_r ---气体径向流速;

v_θ ---气体周向流速;

v_z ---气体轴向流速;

k_a ---气体导热系数;

μ ---气体黏度;

气体黏度对轴承整体温度特性具有较大影响,其

随温度的上升而增大, 计算模型^[10]为

$$\mu = \lambda(T - T_{\text{ref}}) \tag{3}$$

式中 $\lambda = 4 \times 10^{-8}$; T_{ref} 为参考温度值, 当气膜温度 T 的单位为 $^{\circ}\text{C}$ 时, $T_{\text{ref}} = -458.75$.

联立式(2)、式(3), 并令: $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$; $\bar{r} = \frac{r}{R_0}$; $\bar{v}_r = \frac{v_r}{\omega R_0}$; $\bar{v}_\theta = \frac{v_\theta}{\omega R_0}$; $\bar{v}_z = \frac{v_z}{\omega R_0}$; $\bar{z} = \frac{z}{h_t}$; $\bar{p} = \frac{p}{p_a}$; $\bar{T} = \frac{T - T_0}{T_0 - 273.15 - T_{\text{ref}}}$, 得到无量纲化能量方程:

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \frac{\bar{v}_z}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right) = & \\ k_2 \frac{1}{\bar{h}^2} \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} + k_3 \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + & \\ k_4 \mu \frac{1}{\bar{h}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{z}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] \end{aligned} \tag{4}$$

其中: T_0 为环境气体温度; ρ_0 为环境气体密度;

$$\begin{aligned} k_2 &= \frac{k_a}{h_t^2 \rho_0 c_p \omega}; \\ k_3 &= \frac{p_a}{\rho_0 c_p (T_0 - 273.15 - T_{\text{ref}})}; \\ k_4 &= \frac{\omega R_0^2}{h_t^2 \rho_0 c_p (T_0 - 273.15 - T_{\text{ref}})}. \end{aligned}$$

1.3 气膜速度场

为求解无量纲化能量方程(4), 需要得到气膜各点三个方向的速度分量及其变化梯度.

根据气膜运动方程:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial p}{r \partial \theta} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) \end{cases} \tag{5}$$

速度边界条件:

$$\begin{aligned} z = 0 : \quad & v_r = 0, v_\theta = 0 \\ z = h : \quad & v_r = 0, v_\theta = r\omega \end{aligned} \tag{6}$$

将式(5)对 z 进行两次积分, 代入速度边界条件(6)后, 通过无量纲化得到:

$$\begin{cases} \bar{v}_r = k_5 \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} (\bar{z}^2 - \bar{z}) \\ \bar{v}_\theta = k_5 \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \bar{h}^2 (\bar{z}^2 - \bar{z}) + \bar{r} \bar{z} \end{cases} \tag{7}$$

式中: $k_5 = \frac{p_a h_t^2}{2 \mu \omega R_0^2}$.

根据连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho v_r)}{r \partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho v_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \tag{8}$$

将式(7)进行无量纲化, 并代入式(8)中可得到轴向速度分量 $\bar{v}_z$:

$$\begin{aligned} \bar{v}_z = & -k_5 \bar{h}^2 \left(\frac{\bar{z}^3}{3} - \frac{\bar{z}^2}{2} \right) \left[\frac{\bar{h}}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \bar{h} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial r^2} + 2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} + \right. \\ & \left. \frac{1}{\bar{r}^2} \left(\bar{h} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \theta^2} + 2 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \right) \right] - \frac{\bar{h}}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \theta} \frac{\bar{z}^2}{2} - \frac{1}{\bar{\rho}} k_5 \left(\frac{\bar{z}^3}{3} - \frac{\bar{z}^2}{2} \right) \\ & \left[\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \theta} \right] \end{aligned} \tag{9}$$

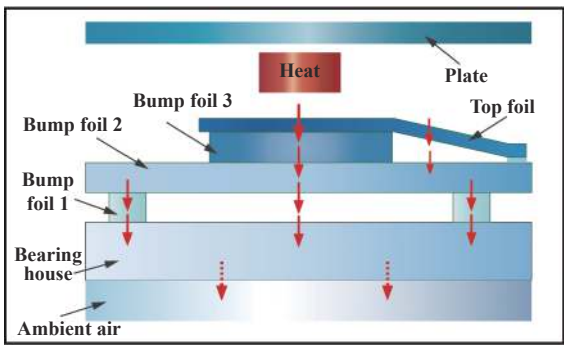
1.4 轴承元件传热模型

由于推力盘的高速转动, 带动气膜剪切耗能, 产生的热量一部分使气膜和各轴承元件升温, 另一部分通过复杂的传热路径扩散出去. 在特定工况下, 当温度达到稳定时, 气膜产生的热量与扩散到外界的热量相等. 由于气膜厚度很小, 所以热量主要通过顶箔侧和推力盘侧散发出去.

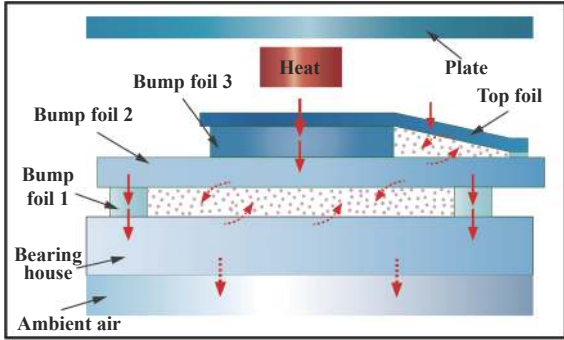
1.4.1 顶箔侧传热模型

顶箔侧的传热分两种情况, 一种是箔片内无冷却气流的情况, 另一种为箔片内通入冷却气流的情况. 两种情况的传热路径如图2所示. 其中, 由于各箔片的厚度较其他方向的尺寸较小, 所以忽略其横向上的导热.

当箔片内未通入冷却气流时, 由气膜剪切效应产生的部分热量通过顶箔的热传导后, 一部分经过箔片3传导到箔片2, 另一部分通过箔片楔形区域的空气间隙传导到箔片2; 箔片2的热量一部分通过箔片1传导



(a) Without cooling flow



(b) With cooling flow

→ Heat conduction → Heat conduction

Fig. 2 Heat transfer paths near the top foil

图 2 顶箔侧传热路径

到轴承基座，另一部分通过箔片2和轴承基座之间的空气间隙传导到轴承基座；基座的热量则是通过基座与外界环境气体的自然热对流扩散出去。

当箔片内通入冷却气流时，由气膜进入顶箔的热量，一部分通过箔片3传导到箔片2，另一部分由于箔片楔形区域内冷却气流的强制对流而被带走；进入箔片2的热量一部分通过箔片1的热传导转移到轴承基座，另一部分被箔片2与轴承基座之间的冷却气流带走；轴承基座的热量则一部分通过与环境气体的自然对流扩散出去，另一部分被箔片2与基座间的冷却气流带走。

根据图2所示的顶箔侧传热路径，建立其导热的热阻模型，如图3所示：

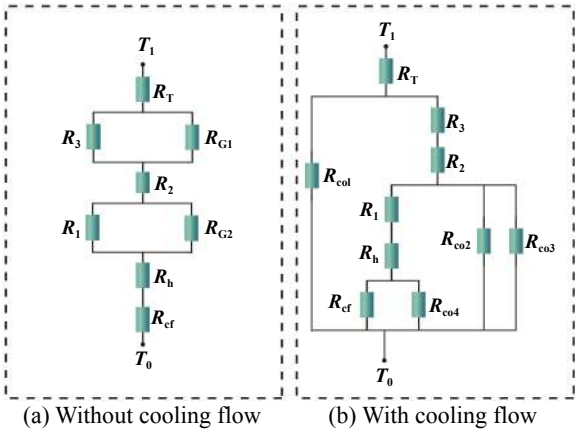


Fig. 3 Detailed heat transfer model near the top foil

图 3 顶箔侧热阻模型

上图中 T_1 为靠近顶箔的气膜温度值，各热阻的计算公式列于表1中。当没有冷却流时，顶箔侧的总热阻为

$$R_{tot} = R_T + \frac{1}{\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_{G1}}} + R_2 + \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_{G2}}} + R_h + R_{cf} \quad (10)$$

表 1 各热阻参数的计算

Table 1 Summary of thermal resistance formulas

Parameter	Formula	Description
R_T	t_T/k_TA	Thermal resistance of top foil
R_1	t_1/k_1A	Thermal resistance of bump foil 1
R_2	t_2/k_2A	Thermal resistance of bump foil 2
R_3	t_3/k_3A	Thermal resistance of bump foil 3
R_h	t_h/k_hA	Thermal resistance of bearing housing
R_{cf}	$1/h_{cf}A$	Thermal resistance of free convection
R_{co}	$1/h_{co}A$	Thermal resistance of cooling flow
R_G	t/k_aA	Thermal resistance of air gap between top foil and housing without cooling flow

当箔片内部通入冷却流时，顶箔侧的总热阻可表示为

$$R_{tot} = R_T + \frac{1}{\frac{1}{R_{co1}} + \frac{1}{R_3 + R_2 + R_{x2}}} \quad (11)$$

式中：

$$R_{x2} = \frac{1}{\frac{1}{R_1 + R_h + R_{x1}} + \frac{1}{R_{co2}} + \frac{1}{R_{co3}}}$$
$$R_{x1} = \frac{1}{R_{cf} + R_{co4}}$$

在有冷却流的情况下，顶箔侧热阻将会较无冷却流情况的热阻更低，并且总热阻随着通入的冷却流量增大而下降。

表1中：

- t —在传热方向的厚度；
- k —材料的导热系数；
- h —热对流系数；
- A —传热面积；

当轴承温度达到稳定时，由气膜传进顶箔的热量将和顶箔侧传到外界的热量达到动态平衡状态。因此靠近顶箔侧的气膜温度梯度和顶箔侧总热阻将构成热平衡方程：

$$-k_a A \frac{\partial T_1}{\partial z} = \frac{T_0 - T_1}{R_{tot}} \quad (12)$$

经过无量纲化后得：

$$\bar{T}_1 + \gamma \frac{\partial \bar{T}_1}{\partial \bar{z}} = 0 \quad (13)$$

上式中： $\gamma = -\frac{k_a A R_{tot}}{h}$

1.4.2 推力盘传热模型

当轴承温度达到平衡之后，由气膜传向推力盘的热量，一部分通过推力盘的背面扩散出去；一部分向半径小的方向传导，并传到旋转轴上，最终扩散到外界；还有一部分从推力盘外径的圆柱面通过热对流方式扩散出去。由于推力盘的厚度相对较小，因此可将推力盘温度情况简化为沿径向分布的一维温度模型^[16]。各节点温度可由下面平衡方程求得：

$$k_{a2} A_e \frac{\partial T}{\partial z} + k_d A_{c1} \frac{T_d(i+1) - T_d(i)}{\Delta r} - \frac{T_d(i) - T_0}{R_b} - k_d A_{c2} \frac{T_d(i) - T_d(i-1)}{\Delta r} = 0 \quad (14)$$

式中： k_{a2} 为气膜在靠近推力盘位置的导热系数； k_d 为推力盘导热系数； A_e 为气膜与推力盘的接触面积； A_{c1} ，

A_{c2} 分别为节点*i*处和节点*i*+1处的横向截面面积; T_d 为推力盘温度; R_b 为沿推力盘背面传热热阻。

2 热特性分析

2.1 温度边界条件及计算流程

气体箔片推力轴承的气膜上层与推力盘直接接触,下层与顶箔直接接触,且气膜前端温度与楔形入口温度相等,因此能量方程计算的边界条件为

$$\begin{cases} T(0,r,z)=T_{in} \\ T(\theta,r,h)=T_d \\ T(\theta,r,0)=T_l \end{cases} \quad (15)$$

式中: T_{in} 为楔形入口温度,其值可由下式求得:

$$T_{in} = \frac{Q_{rec}T_{rec} + Q_{suc}T_{suc}}{Q_{rec} + Q_{suc}} \quad (16)$$

上式中: Q_{rec} 、 T_{rec} 为循环气体的流量和温度; Q_{suc} 、 T_{suc} 为楔形入口位置吸入气体的流量和温度。

根据叠片式气体箔片推力轴承的非等温气体 Reynolds方程及其能量方程,并结合式(15)中的温度边界条件,利用matlab可求出推力轴承的气膜温度分布情况,计算流程如图4所示:

- (1)输入轴承结构尺寸和工作条件等初始参数;

(2)求解Reynolds方程和箔片变形方程,得到轴承气膜压力分布;

(3)求解能量方程,得到轴承气膜温度分布;

(4)判断推力盘热量是否平衡;

(5)根据轴承温度分布重新计算气体黏度,并代入Reynolds方程中计算气膜压力分布;

(6)Reynolds方程和能量方程不断循环迭代,直到满足收敛精度条件;

(7)得到气膜压力和温度分布。

2.2 轴承温度分布

根据表2所列的气体箔片推力轴承参数,可预测出在特定工况下轴承的气膜压力和温度分布情况。

当工作转速为50 000 r/min,轴承载荷为200 N,环境温度为20 ℃,大气压力为101.3 kPa时,气膜压力的分布情况与箔片变形如图5和图6所示。

由图5~6可见,每瓣上的气膜压力与箔片变形会出现两个峰值。这是因为每瓣弹性支承箔片在周向上刚度先降后升,导致箔片变形量在中部更大,两端较小,并且双峰现象在低转速、小载荷情况下不会出现,在高速、高载荷工况下更为明显。另外,从图5中可看出气膜压力在周向上具有周期分布规律,所以在无特殊说明情况下,后续分析结果都是指单瓣的预测结果。

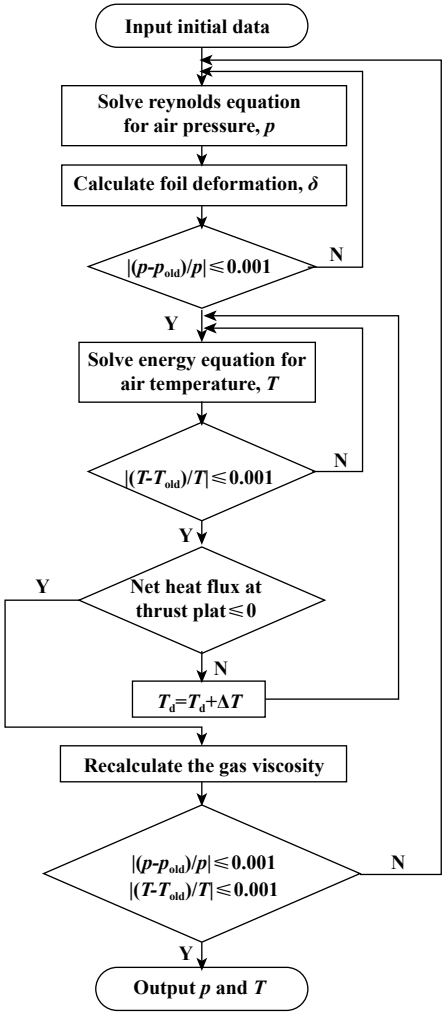


Fig. 4 Flow chart of computational scheme
图 4 温度计算流程图

表 2 气体箔片推力轴承主要参数
Table 2 Main parameters of the gas foil thrust bearing

Parameters	Specification	Unit
Pad number	10	
Inner diameter of bearing, R_i	25.4	mm
Outer diameter of bearing, R_o	50.8	mm
Top foil thickness, t_T	0.15	mm
Bump foil 1 thickness, t_1	0.2	mm
Bump foil 2 thickness, t_2	0.35	mm
Bump foil 3 thickness, t_3	0.4	mm
Young's modulus of foil structure	214 000	N/mm ²
Thermal conduction coefficient of foil	16.9	W/(m·K)
Thermal conduction coefficient of housing	16.2	W/(m·K)

图7表示的是在半径方向上3层气膜的温度情况,分别为靠近轴承外半径气膜层、气膜径向中间层、靠近轴承内半径气膜层,由图7可知,在半径较小的气膜层上温差越小,并且随着半径增大,气膜层上的高温区更为集中,且向周向末端和顶箔侧移动。图8表示的

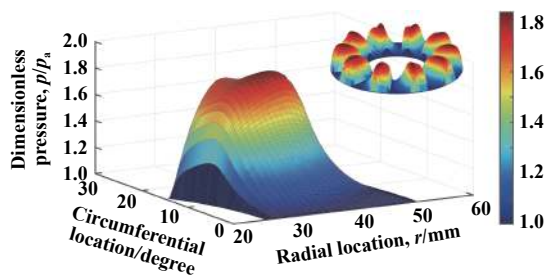


Fig. 5 Gas film pressure distribution

图5 气膜压力分布图

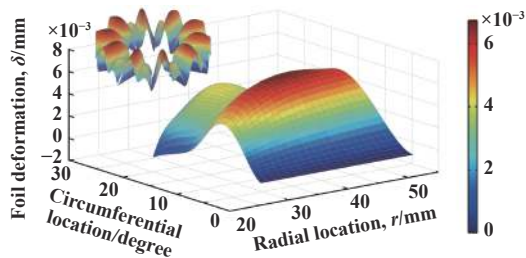
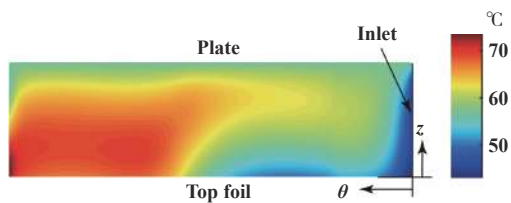
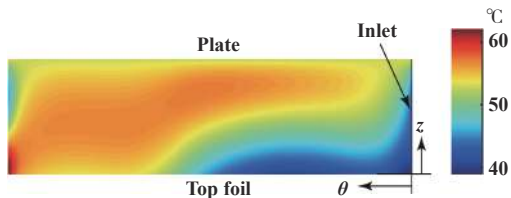


Fig. 6 Top foil deformation distribution

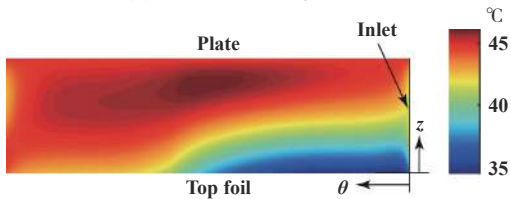
图6 箔片变形分布



(a) Outer radius of the bearing



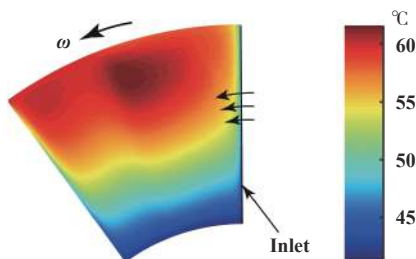
(b) Intermediate layer



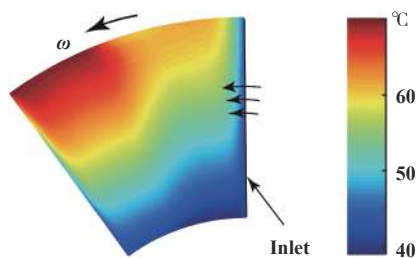
(c) Inner radius of the bearing

Fig. 7 Gas film temperature distribution in the radial direction

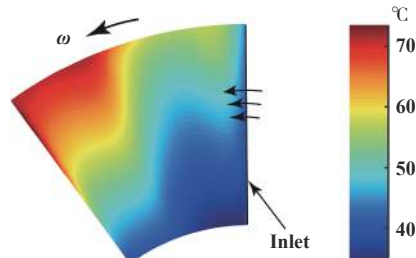
图7 径向三层气膜温度分布



(a) Close to the thrust disk



(b) Intermediate layer



(c) Close to the top foil

Fig. 8 Gas film temperature distribution in the film thickness direction

图8 膜厚方向3层气膜温度分布

增大趋势, 由于随着半径的增大, 气体线速度上升, 气膜剪切产热效果更明显. 另外, 沿着推力盘旋转方向, 靠近顶箔气膜层的温度升高现象明显, 而靠近推力盘气膜层的温升没有太大变化. 图9表示的是在圆周方向上3层气膜的温度情况, 分别是靠近周向末端气膜层、气膜周向中间层、靠近进气端气膜层, 从图9中可以看出, 沿着推力盘旋转方向, 气膜高温区向顶箔侧和半径更大处移动.

2.3 温度特性的参数化分析

为充分研究叠片式气体箔片推力轴承的温度特性, 将分析工作转速、轴承负载和冷却气流等多方面要素对叠片式气体箔片推力轴承温度分布的影响.

当载荷为200 N时, 推力盘温度分布情况与转动速度之间的关系如图10所示. 由图10可知推力盘温度在径向上先增加后减小, 最高温度靠近轴承外半径. 这是由于随着半径的增大, 气体线速度上升, 气膜剪切产热效果更明显导致气膜温度上升, 但在推力盘外

是在气膜厚度方向3层气膜的温度情况, 分别为靠近推力盘气膜层、气膜厚度中间层、靠近顶箔气膜层, 由图8可知, 虽然气膜厚度较小, 但沿膜厚方向仍存在一定温差. 由图8可见沿半径增大方向, 气膜温度整体呈

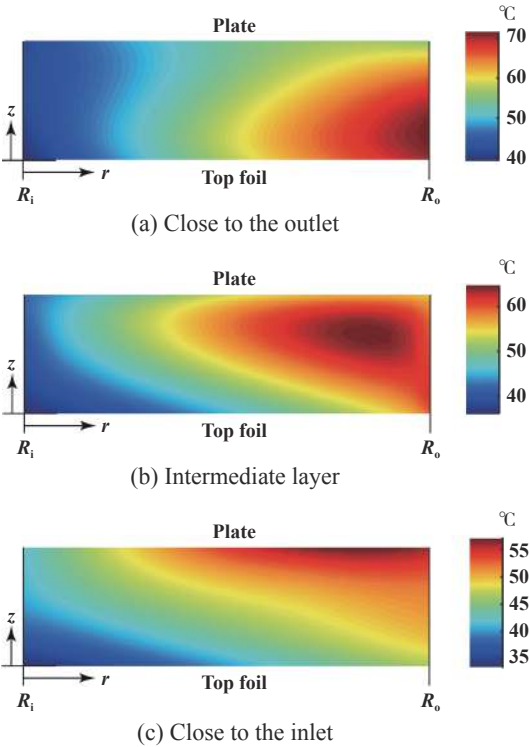


Fig. 9 Gas film temperature distribution in the circumferential direction
图9 周向3层气膜温度分布

半径处, 部分热量从推力盘外径的圆柱面通过热对流方式扩散出去, 所以气膜温度会有所下降. 随着转速的增加, 推力盘温度不断升高, 且沿着半径增大方向不同转速之间的温度差值也会增大.

图11表示的是轴承温度与轴承载荷之间的关系, 转速为50 000 r/min, 其中取顶箔平均温度、气膜最高温度和推力盘平均温度作为分析参数. 从图中可以明显看出3个温度随着载荷的增大几乎呈线性递增; 当轴承载荷增大时, 气膜最高温度与其他两个温度的差值也在不断增大; 另外可以发现, 在低载荷时, 顶箔温

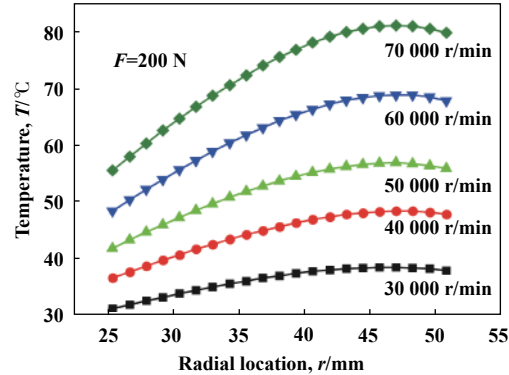


Fig. 10 Temperature distribution of thrust plate with respect to rotational speed
图10 推力盘温度分布与转速的关系

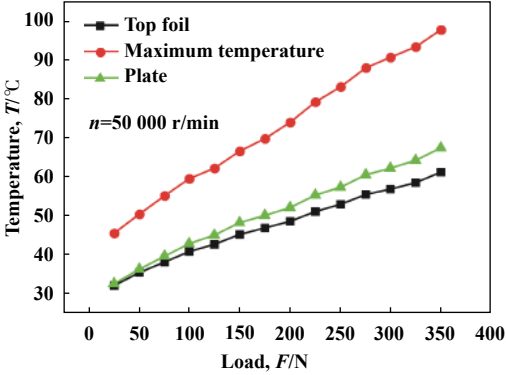


Fig. 11 Bearing temperature with respect to static load
图11 轴承温度与载荷的关系

度与推力盘温度几乎相等, 当载荷增加时, 推力盘温度大于顶箔温度, 且载荷越大, 差值越大.

图12表示的是转速对轴承温度的影响, 载荷为200 N, 从图12中可以看出, 随着转速从30 000r/min增加到70 000 r/min, 气膜的剪切产热效果加剧, 各轴承元件温度都迅速上升, 且增速都略有增大; 顶箔与推力盘温度相差不大, 且随转速增加, 两个温度的差值几乎不变, 而这两个参数与气膜最高温度的差值则不断增加; 当转速从30 000 r/min上升到60 000 r/min时, 轴承最高温度上升了1倍左右, 可见转速对轴承温度的影响十分显著. 因此, 在对轴承进行设计的过程中, 应认真核算额定载荷与转速下的轴承温度, 避免因载荷过大或转速过高而引起过高的轴承温升, 进而损坏顶箔表面涂层, 导致轴承热失效. 此外, 从图7~9的分析中可知, 高温区域主要集中在轴承外半径靠近顶箔一侧, 因此可在顶箔上使用耐高温的固体自润滑涂层, 如聚四氟乙烯、二硫化钼和PS304, 可承受250 $^{\circ}\text{C}$ 高温, 最高可达800 $^{\circ}\text{C}$.

图13表示轴承温度随箔片内冷却气流量的变化

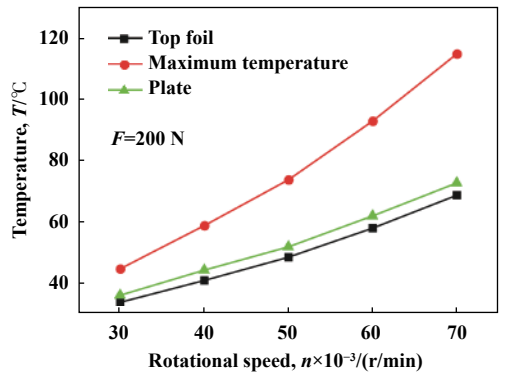


Fig. 12 Bearing temperature with respect to rotational speed
图12 轴承温度与转速的关系

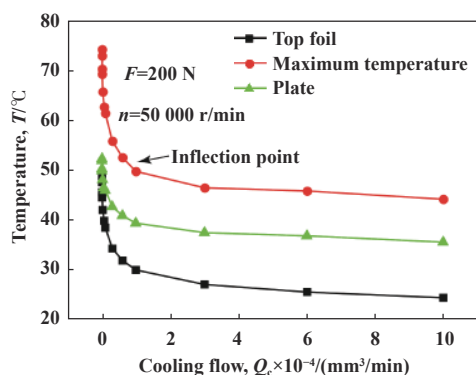


Fig. 13 Bearing temperature with respect to cooling flow

图 13 轴承温度与冷却气流量的关系

情况, 转速为 50 000 r/min, 载荷为 200 N. 计算结果表明, 在箔片结构中通入冷却气流能够大量带走气膜产生的热量, 显著降低轴承温度. 当冷却气体流量从 0 增大到 20 000 mm^3/min 时, 随着通入气体流量的逐渐增大轴承温度迅速下降, 当再进一步增大冷却气体流量时轴承温度逐渐趋于稳定, 即当冷却流量增加到一定大小时, 再增加流量将对轴承几乎没有进一步的冷却效果, 这是由于随着冷却流量的不断增加, 气流对轴承的冷却已达到饱和状态. 可见, 在工程应用中可通过在箔片结构中通入冷却气流的方法对叠片式气体箔片推力轴承进行温度控制, 并可通过计算确定最佳冷却气流量的范围, 如图 13 中曲线拐点位置处, 即可对轴承进行有效的降温处理, 又能避免造成不必要的能量损耗.

3 结论

为了研究叠片式气体箔片推力轴承的温度特性, 提出了相应的整套热特性模型, 包括气膜能量方程、各轴承元件的传热模型和稳定状态下的非等温可压缩气体 Reynolds 方程, 并运用数值仿真模拟的方法求出推力轴承气膜温度分布情况. 通过详细分析轴承温度分布特点及主要参数对轴承温度的影响, 获得如下结论:

a. 沿轴承半径增大方向, 气膜温度整体呈增大趋势; 沿着推力盘旋转方向, 靠近顶箔气膜层的温度升高现象明显, 而靠近推力盘气膜层的温升变化不大; 气膜高温区分布在较大半径、靠近周向末端、且接近顶箔侧的位置.

b. 当轴承载荷增大时, 各轴承元件温度呈线性增加; 且在低载荷时, 推力盘温度与顶箔温度接近, 增大载荷时, 推力盘温度大于顶箔温度, 且差值在增大.

c. 随着推力盘转速的增加, 各轴承元件的温度逐渐增加, 增速都略有增大; 且推力盘与顶箔的温差几乎与转速无关.

d. 往气体箔片推力轴承的箔片内通入冷却气流可以明显起到降温效果, 随着通入的冷却气流流量增加时, 各轴承元件温度先迅速下降, 后逐渐趋于平缓.

参考文献

- [1] Shu Xingjun, Xu Gang, Zhen Yueqing, et al. Engineering experimental investigation on the performance of large load capacity air foil bearing[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(4): 125–131 (in Chinese) [舒行军, 徐刚, 郑越青, 等. 大承载波箔型空气动压轴承性能的工程试验研究[J]. 润滑与密封, 2017, 42(4): 125–131]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2017.04.024.
- [2] Xu Gang, Shu Xingjun, Zhen Yueqing, et al. Engineering application experimental investigation of air foil journal bearing[J]. Bearing, 2017(3): 31–35 (in Chinese) [徐刚, 舒行军, 郑越青, 等. 气体动压箔片径向轴承工程应用试验研究[J]. 轴承, 2017(3): 31–35].
- [3] Emerson T P. Application of foil air bearing turbomachinery in aircraft environmental control systems[J]. Control Systems, 1978, 100(11): 111–111.
- [4] Walton J F, Hesmat H. Application of foil bearings to turbomachinery including vertical operation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME, 2002, 124(4): 1032–1041. doi: 10.1115/1.1392986.
- [5] Wang Wei, Li Xiaojiang, Zeng Qiang, et al. Stability analysis for fully hydrodynamic gas-lubricated protuberant foil bearing in high speed turbomachinery[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(8): 84–89 (in Chinese) [王伟, 李晓疆, 曾强, 等. 高速透平机械全金属鼓泡箔片动压气体轴承稳定性研究[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(8): 84–89].
- [6] Childs D W. Discussion: “Advancements in the performance of aerodynamic foil journal bearings: high speed and load capability” (Heshmat, H., 1994, ASME J. Tribol., 116, pp. 287–294)[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(2): 294–294.
- [7] Heshmat H. Advancements in the performance of aerodynamic foil journal bearings: high speed and load capability[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(2): 287–294. doi: 10.1115/1.2927211.
- [8] Dellacorte C. A new foil air bearing test rig for use to 700 °C and 70,000 rpm[J]. Tribology Transactions, 1998, 41(3): 335–340. doi: 10.1080/10402009808983756.
- [9] Dellacorte C, Fellenstein J A, Benoy P A. Evaluation of advanced solid lubricant coatings for foil air bearings operating at 25° and 500 °C[J]. Tribology Transactions, 1999, 42(2): 338–342. doi: 10.1080/10402009908982226.
- [10] Salehi M, Swanson E, Heshmat H. Thermal features of compliant foil bearings - theory and experiments[J]. Journal of Tribology-

- Transactions of the Asme, 2001, 123(3): 566–571. doi: [10.1115/1.1308038](#).
- [11] Peng Z C, Khonsari M M. A Thermohydrodynamic analysis of foil journal bearings[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(3): 534–541. doi: [10.1115/1.2197526](#).
- [12] Feng K, Kaneko S. Thermohydrodynamic study of multiwound foil bearing using lobatto point quadrature[J]. Journal of Tribology, 2009, 131(2): 021702–021702. doi: [10.1115/1.3070579](#).
- [13] Feng K, Kaneko S. A Thermohydrodynamic sparse mesh model of bump-type foil bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(2): 022501–022501. doi: [10.1115/1.4007728](#).
- [14] Kim T H, San Andrés L. Thermohydrodynamic model predictions and performance measurements of bump-type foil bearing for oil-free turboshaft engines in rotorcraft propulsion systems[J]. Journal of Tribology, 2009, 132(1): 011701–011701-11.
- [15] Lee D, Kim D. Thermohydrodynamic analyses of bump air foil bearings with detailed thermal model of foil structures and rotor[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021704–021704-12. doi: [10.1115/1.4001014](#).
- [16] Lee D, Kim D. Three-dimensional thermohydrodynamic analyses of rayleigh step air foil thrust bearing with radially arranged bump foils[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(3): 432–448. doi: [10.1080/10402004.2011.556314](#).
- [17] Lee D, Kim D, Sadashiva R P. Transient thermal behavior of preloaded three-pad foil bearings: modeling and experiments[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(2): 021703–021703-11. doi: [10.1115/1.4003561](#).
- [18] Liu Liangjun. Theoretical considerations of hydrodynamic and thermal characteristics of gas foil thrust bearings[D]. Changsha: Hu Nan University. 2015(in Chinese) [刘良军. 弹性箔片气体动压推力轴承的静动态特性和热特性研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.].
- [19] Feng Kai, Deng Zhihong, Zhao Xueyuan, et al. Test on static and temperature characteristics of gas foil bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1394–1399 (in Chinese) [冯凯, 邓志洪, 赵雪源, 等. 箔片气体轴承静态特性和温度特性试验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1394–1399].
- [20] Heshmat H, Walowit J A, Pinkus O. Analysis of gas-lubricated foil journal bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(4): 647–655. doi: [10.1115/1.3254697](#).
- [21] Khonsari M M, Jang J Y, Fillon M. On the generalization of thermohydrodynamic analyses for journal bearings[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(3): 571–579. doi: [10.1115/1.2831576](#).
- [22] Dowson D, Hudson J D, Hunter B, et al. Paper 3: An experimental investigation of the thermal equilibrium of steadily loaded journal bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 1966, 181(2): 70–80. doi: [10.1243/PIME_CONF_1966_181_034_02](#).