

采用试验设计方法的第三代 CO₂ 气体箔轴承箔片 几何参数敏感性分析

李卓聪, 李志刚, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 针对 CO₂ 气体箔轴承多场耦合静、动态特性数值评估方法缺失、参数影响规律尚不明确的问题,开展了第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承箔片几何参数敏感性分析研究。基于全三维非定常共轭传热方法,构建了气体箔轴承气膜对转子和顶箔的对流换热数学模型,通过耦合求解 Reynolds 方程,三维能量方程和转子、轴承结构三维导热方程,建立了第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静、动态特性多场耦合数值预测方法;利用空气箔轴承极限承载能力、动态刚度和阻尼系数试验数据,完成了数值方法的有效性验证;基于中心组合设计方法,开展了波箔高度、波箔半长、波箔厚度和顶箔厚度等箔片几何参数敏感性分析研究。采用所建立的数值预测方法求解 25 种箔片几何参数组合下第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承在高温(315 ℃)、高压(2.0 MPa)环境下的静、动态特性,获得以静态载荷、直接刚度和能量耗散系数为响应的主效应图。计算结果表明:静态载荷和直接刚度随波箔高度增大和波箔半长减小而增大;当偏心率 ϵ 为 0.5 时,静态载荷和直接刚度随波箔厚度先增大后减小,并在波箔厚度分别为 30% 水平和 20% 水平时取得最大值;在重载($\epsilon=0.8$)工况下,波箔厚度对静态载荷和直接刚度影响最大,影响幅度分别为 35.1% 和 76.4%;箔片几何参数对两类性能指标的调控规律呈反向耦合特征,因此应以直接刚度和能量耗散系数为响应开展多目标优化,获取使轴承综合动态性能最优的箔片几何参数。该研究结果可为第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承性能分析和结构设计提供参考。

关键词: CO₂ 气体箔轴承;静态特性;动态特性;多场耦合数值预测方法

中图分类号: TH133.3;TH117.2 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202607015 **文章编号:** 0253-987X(2026)07-0159-14

Sensitivity Analysis of Foil Geometrical Parameters for the Third-Generation CO₂ Gas Foil Bearings Based on Design of Experiments Method

LI Zhuocong, LI Zhigang, LI Jun

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the lack of multiphysics coupled numerical evaluation methods and the unclear influence law of parameters on the static and dynamic characteristics of CO₂ gas foil bearings (GFBs), a sensitivity analysis was conducted on the foil geometrical parameters of the third-generation bump-type CO₂ GFBs. Based on a full three-dimensional (3D) unsteady conjugate heat transfer (CHT) method, a mathematical model for the convective heat transfer between the GFB gas film and the shaft and top foil was developed. Through the coupled solution of the Reynolds equation,

the 3D energy equation, and the 3D structural heat conduction equations for the shaft and bearing, a multiphysics coupled numerical prediction method for the static and dynamic characteristics of the third-generation bump-type CO₂ GFBs was developed. The numerical method is validated against experimental data for the load-carrying capacity (LCC), dynamic stiffness, and damping coefficients of air-lubricated GFBs. Subsequently, a sensitivity analysis on foil geometrical parameters—including the bump foil's height, half-length, and thickness, as well as the top foil's thickness—was performed using the central composite design (CCD) method. The static and dynamic characteristics under high-temperature and high-pressure conditions (315 °C, 2.0 Pa) were calculated for 25 foil geometrical parameter combinations. Main effect diagrams were obtained with static load, direct stiffness, and the energy dissipation factor as responses. The calculation results indicate that the static load and direct stiffness increase as the bump foil's height increases and the bump foil's half-length decreases. At an eccentricity ratio of $\epsilon=0.5$, the static load and direct stiffness initially increase and then decrease with increasing bump foil thickness, peaking at thickness levels of 30% and 20%, respectively. Under heavy-load conditions ($\epsilon=0.8$), both static load and direct stiffness are most sensitive to the bump foil's thickness, with influence magnitudes of 35.1% and 76.4%, respectively. Since the regulation laws of foil geometrical parameters on two kinds of performance indicators exhibit inverse coupling characteristics, multi-objective optimization with direct stiffness and the energy dissipation factor as responses should be implemented to obtain foil geometrical parameters that make the overall dynamic performance of GFBs optimal. The findings serve as a reference for the performance analysis and structural design of the third-generation bump-type CO₂ GFBs.

Keywords: third-generation bump-type CO₂ GFB; static characteristics; dynamic characteristics; multiphysics coupled numerical prediction method

超临界二氧化碳(sCO₂)布雷顿循环具有能量密度高、循环效率高、结构紧凑的优势,因此被广泛应用于动力机械领域。sCO₂ 旋转机械要求轴承具有在高温、高压环境下长期稳定运行的能力,因此传统的油润滑轴承不再适用。同时,润滑油泄漏对循环系统的污染以及复杂的供油系统也成为油润滑轴承应用于 sCO₂ 旋转机械中的阻碍。由于具有优异承载能力、耐高温高压、长寿命和无污染的特性,波箔型气体箔轴承(GFB)成为 sCO₂ 旋转机械的优选支撑方案之一。

波箔型气体箔轴承主要由顶箔、波箔和轴承座组成。Dellacorte 等^[1] 将其分为三代:第一代气体箔轴承具有完整的顶箔结构,波箔在轴向和周向上具有均匀的形状,刚度全域均布;第二代轴承的波箔由轴向不等刚度的波箔带组成,优化了气膜分布,从而提高了轴承承载能力;Heshmat^[2] 在第二代轴承结构的基础上提出了第三代气体箔轴承结构,其波箔在轴向和周向上均由不等刚度的波箔带组成,大幅提升了轴承承载能力。

研究者在常温常压环境下(20~35 °C, 101 kPa)

针对气体箔轴承静、动态特性的预测方法开展了大量研究。李昊等^[3-4] 基于等温雷诺(Reynolds)方程和波箔均匀刚度模型研究了箔片安装位置和波箔成形工艺对气体箔轴承静、动态特性的影响。Feng 等^[5-6] 提出波箔连杆-弹簧(link-spring)力学模型用于计算气体箔轴承静、动态特性,并研究了轴承间隙和箔片摩擦系数对静、动态特性的影响规律。研究者指出,波箔 link-spring 模型能够考虑轴承结构之间的相互作用力和摩擦力,兼顾计算准确性和计算效率。Bi 等^[7] 采用偏导数法求解等温瞬态 Reynolds 方程,获得了 CO₂ 刚性气体轴承的动态特性,并研究了偏心率、长径比和扰动频率对动态特性的影响。Han 等^[8] 同样采用偏导数法求解了 CO₂ 气体箔轴承的动态特性,并研究了轴承结构损失系数的影响。Gu 等^[9] 提出了一种基于耦合求解等温 Reynolds 方程和箔片动力学方程的气体箔轴承动态特性计算方法,该方法的优势在于可根据实际应用需求轻松替换不同的箔片结构模型。

为准确预测气膜产热对轴承静、动态特性的影响,研究者们引入能量方程,并提出了 Reynolds 方

程和能量方程耦合求解的气体箔轴承静、动态特性预测方法。Feng 等^[10]采用有限差分法求解 Reynolds 方程和能量方程,获得了气体箔轴承温度分布。该方法将箔片结构视为固定热阻,忽略了周向和轴向上的温度梯度,认为气膜产热仅沿径向传递。San Andrés 和 Kim^[11]采用 bulk flow 方法将三维能量方程简化为二维控制方程(周向和轴向),并采用对流换热系数的经验关联式计算气膜与顶箔和转子之间的热传递。Rieken 等^[12-13]针对气体箔片推力轴承结构提出了详细的流-固-热耦合计算模型,并认为轴承结构间存在接触热阻,热量主要通过粗糙表面的微小气体腔室传导。Michel 和 Liebich^[14]基于 Reynolds-Colburn 比拟获得气膜-转子和气膜-顶箔界面处的对流换热系数,耦合求解 Reynolds 方程和能量方程,获得了气体箔轴承静态特性。Kim 等^[15]提出了气体箔轴承三维流-固-热耦合分析方法,在不考虑轴承结构热变形的情况下求解了轴承的动态刚度和阻尼系数。Gad 和 Kaneko^[16]采用 Couette 近似方法计算轴承温度分布,在不考虑热变形和离心膨胀的情况下采用小扰动法求解第二代气体箔片推力轴承的动态特性。

箔片结构是气体箔轴承的关键部件,箔片几何参数设计对轴承静、动态特性至关重要。学者们针对箔片几何参数开展了单变量影响规律研究。Ku 和 Heshmat^[17]提出了一种考虑摩擦力和相互作用力的波箔有限元模型,在给定压力分布下研究波箔半长、高度和厚度对波箔结构刚度的影响,结果表明,波箔半长增大导致结构刚度降低,而波箔高度和厚度增大导致波箔结构刚度增大。Feng 和 Kaneko^[18]采用 link-spring 模型计算了不同最小气膜厚度下的气体箔轴承静态载荷,同时研究了波箔拱形数、长度比(波箔连接段长度与半长之比)、波箔厚度、波箔高度和波箔弹性模量对轴承载荷的影响规律。结果表明,气体箔轴承承载能力随拱形数、长度比和弹性模量增大而增大。同时,研究者还指出,波箔拱形数和长度比不能无限增大,否则在加工过程中拱形端部容易发生断裂。许浩杰等^[19]基于等温可压缩 Reynolds 方程和箔片变形模型提出了气体箔片推力轴承静态特性计算方法,研究了波箔厚度、波箔半长、波箔半径和顶箔厚度对轴承性能的影响,结果表明,轴承载荷和摩擦力矩随波箔和顶箔厚度的增大而增大,随波箔半长和半径的增大而减小。邵聪鹏等^[20]考虑顶箔挠度在周向和轴向上发生耦合变化,建立了气体箔轴承静态特性计算模型,并研

究了箔片几何参数对轴承性能的影响。

综上所述,目前基于耦合求解 Reynolds 方程和能量方程的气体箔轴承静、动态特性计算方法主要存在两方面不足:①忽略箔片周向与轴向上的温度梯度;②采用经验关联式计算气膜对转子和顶箔的对流换热系数,或直接采用气膜径向温度梯度计算气膜传热。这两方面不足导致气体箔轴承静、动态特性预测方法的精度偏低。目前针对气体箔轴承箔片几何参数的影响研究主要存在以下不足:①基于等温 Reynolds 方程研究箔片几何参数的影响,未考虑气膜产热对轴承性能的影响,且针对箔片几何参数对气体箔轴承动态特性影响的研究较少;②在其他几何参数固定的情况下研究单变量的影响规律,鲜有系统分析箔片几何参数对气体箔轴承静、动态特性的耦合影响;③目前的研究主要集中于空气箔轴承,针对第三代 CO₂ 气体箔轴承的研究较少。

本文通过耦合求解 Reynolds 方程、三维能量方程和转子、轴承结构三维导热方程,建立了第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静、动态特性多场耦合数值预测方法。基于全三维非定常共轭传热方法发展了气膜对转子和顶箔的对流换热系数数学模型,提高了静、动态特性预测方法的准确性。通过与实验数据对比,验证了本文数值预测方法的准确性。同时,基于中心组合设计方法开展波箔高度、波箔半长、波箔厚度和顶箔厚度等箔片几何参数敏感性分析研究。分析了高温、高压(315 °C, 2.0 MPa)环境下箔片几何参数对第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静、动态特性的影响规律,为第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承设计提供了参考。

1 计算模型与数值方法

1.1 几何结构和运行工况

第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承结构如图 1 所示,其中顶箔为整周结构,波箔在周向和轴向上各分为 3 段。

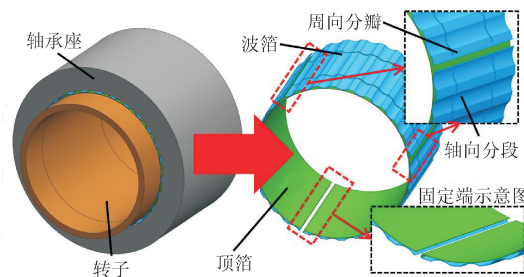


图 1 第三代 CO₂ 气体箔轴承结构示意图

Fig. 1 Sketch of the third-generation CO₂ GFB

表1给出了轴承几何参数和运行工况,这些参数主要来源于 Kim 的研究^[21]和美国 Sandia 国家实验室的 sCO₂ 布雷顿循环实验台^[22]。此外,转子、箔片和轴承座材料分别为 Inconel X718、Inconel X750 和 X5CrNi18-10。

表1 第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承几何参数和运行工况

Table 1 Geometrical parameters and operating conditions for the third-generation bump-type CO₂ GFB

参数	数值
转子内半径/mm	15.87
转子外半径/mm	17.45
轴承间隙/ μm	40
轴承长度/mm	28.6
转子伸出端长度/mm	8
波箔节距/mm	4.1
轴承座外半径/mm	24.096
偏心率	0.2, 0.5, 0.8
环境压力/MPa	2.0
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	315
转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	75 000

1.2 第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静态特性多场耦合数值预测方法

非等温 Reynolds 方程和三维能量方程如下式

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{K_{\theta} \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{K_z \mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\omega \partial(\rho h)}{2 \partial \theta} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{v_r}{R} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_{\theta}}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} + \frac{v_z}{R} \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial T}{\partial t} \right) = \\ \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k^*}{R} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{k^*}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k^*}{R} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + \\ T \beta \left(\frac{v_z}{R} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{v_{\theta}}{R} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\partial p}{\partial t} \right) + \mu^* \left[\left(\frac{\partial v_z}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_{\theta}}{\partial r} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2)$$

式中: p 为气膜压力; T 为气膜温度; ρ 和 μ 分别为 CO₂ 密度和动力黏度; k^* 和 μ^* 分别为考虑湍流的等效导热系数和等效黏度; R 为转子半径; ω 为转动角速度; θ 、 z 和 r 分别为周向角、轴向距离和径向距离; v_{θ} 、 v_z 和 v_r 分别为沿周向、轴向和径向的气流速度; β 为体积膨胀系数; K_{θ} 和 K_z 分别为周向和轴向湍流系数; h 为气膜厚度,其表达式如下

$$h = c + e \cos \theta + u - S_c + \delta_H - \delta_t - \delta_b - \delta_s \quad (3)$$

其中, c 为轴承间隙, e 为偏心率, u 为箔片压力变形, δ_s 、 δ_t 、 δ_b 和 δ_H 分别为转子、顶箔、波箔和轴承座热变形, S_c 为转子离心膨胀。

针对箔片压力变形,本文采用波箔 link-spring

模型^[5]计算波箔刚度,为考虑顶箔局部下陷对气膜厚度的影响,采用二维厚板模型^[23]计算顶箔刚度。

在求解 Reynolds 方程和三维能量方程时,由于 CO₂ 物性与温度和压力存在高度非线性关系,需考虑 CO₂ 真实气体效应。因此本文基于物性数据库 REFPROP,编写了 CO₂ 物性表格查找程序,获得了对应局部压力、温度下的精确 CO₂ 物性参数。

图2给出了气膜产热向转子和轴承结构的传递路径,热量经过顶箔、波箔和轴承座,最终离开轴承,同时轴承结构还与冷却通道内的流体进行对流换热。图2中 σ_{tb} 和 σ_{bh} 分别为顶箔与波箔间的接触热阻以及波箔与轴承座间的接触热阻。

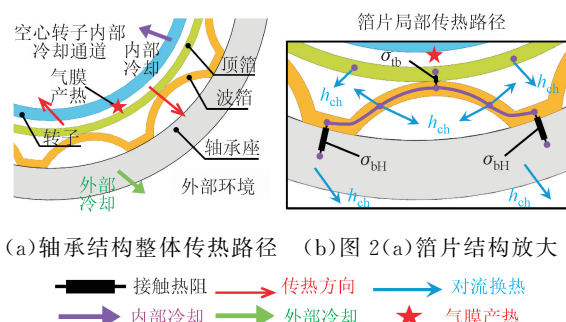


图2 气膜产热向转子和轴承结构的热量传递路径示意图

Fig. 2 Heat flow path from gas film to shaft and to top foil

顶箔、波箔和轴承座的三维导热方程如下

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(-k_t t_t \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial R^2} \left(-k_t t_t \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \dot{q}_t + \dot{q}_b + \dot{q}_{ch} \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_b}{R} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + r^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{k_b}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k_b}{R} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial r^2} \left(\frac{k_H}{R} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_H}{R} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k_H r}{R} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (6)$$

式中: $\dot{q}_t$ 、 $\dot{q}_b$ 和 $\dot{q}_{ch}$ 分别为气膜向顶箔传递的热流密度、顶箔向波箔传递的热流密度以及顶箔与冷却通道对流换热的热流密度; t_t 为顶箔厚度; k_t 、 k_b 和 k_H 分别为顶箔、波箔和轴承座的导热系数。顶箔与波箔、波箔与轴承座之间存在接触,热量从接触区域向外传递,文献[24-25]给出了接触热阻的计算方法。轴承结构与冷却通道内的流体进行对流换热,文献[26]给出了对流换热系数 h_{ch} 的表达式为

$$h_{ch} = 0.5(2.257 +$$

$$(0.382 + 0.57)(GrPr)^{0.25})k/\sqrt{A_j} \quad (7)$$

式中: Gr 和 Pr 分别为通道内气体的 Gr 数和 Pr 数; A_j 为对流换热面积, j 为顶箔、波箔和轴承座的不同位置。

由于转子高速旋转,转子温度沿周向均匀分布,因此转子导热方程简化为二维导热问题,表达式如下

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_s r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (8)$$

式中: k_s 为转子导热系数。

转子各表面均为对流换热边界条件,对流换热系数计算方法由文献[27-28]给出。

图3给出了第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静态特性计算流程。首先求解 Reynolds 方程获得气膜压力分布,基于顶箔二维厚板模型和波箔 link-spring 模型求解箔片变形。然后联立求解气膜三维能量方

程、转子和轴承结构的三维导热方程,获得轴承温度场。最后根据气膜压力和温度场更新 CO₂ 物性和气膜厚度,重新求解 Reynolds 方程,完成一次迭代循环。当气膜压力和温度的相对误差小于 10^{-4} 时,认为计算达到收敛,静态载荷的表达式为

$$\begin{cases} F_{x_1} = - \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} (p - p_a) \cos \theta d\theta dz \\ F_{y_1} = - \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} (p - p_a) \sin \theta d\theta dz \end{cases} \quad (9)$$

式中: p_a 为环境压力。

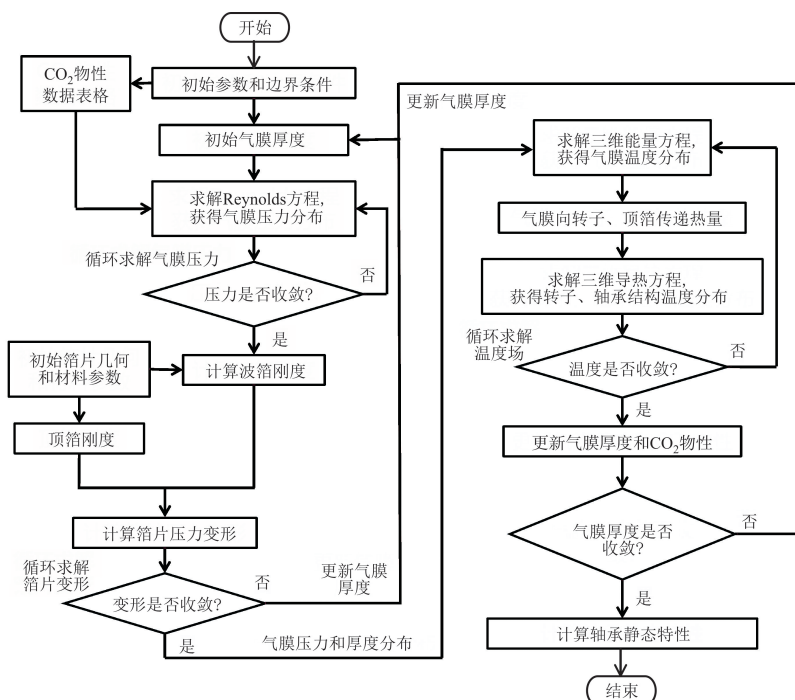


图3 第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静态特性的计算流程图

Fig. 3 Flowchart of calculating the static characteristics of the third-generation bump-type CO₂ GFB

1.3 第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承动态特性多场耦合数值预测方法

图4给出了动态特性计算过程中采用的坐标系, φ 为偏位角。其中坐标系 $O_1X_1Y_1$ 以转子稳态平衡位置为中心, 偏心方向和垂直偏心方向为坐标轴, 绝对坐标系 O_1XY 以载荷方向和垂直载荷方向为坐标轴。

第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承的动态特性可采用小扰动法求解。基于小扰动位移理论^[29], 转子在稳态平衡位置附近扰动, 气膜压力可表示为稳态项和扰动项的叠加, 表达式如下

$$p = p_0 + p_{x_1} \Delta x_1 + p_{\dot{x}_1} \Delta \dot{x}_1 + p_{y_1} \Delta y_1 + p_{\dot{y}_1} \Delta \dot{y}_1 \quad (10)$$

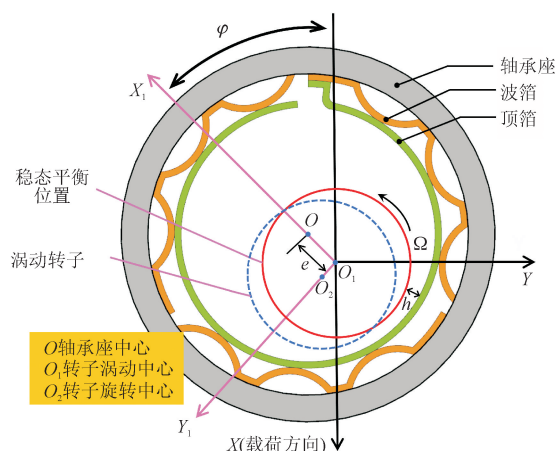


图4 轴承坐标系示意图

Fig. 4 Coordinate systems in the GFB

式中: p_0 为气膜压力稳态项; Δx_1 、 Δy_1 、 $\dot{\Delta x}_1$ 和 $\dot{\Delta y}_1$ 分别为 $O_1 X_1$ 和 $O_1 Y_1$ 方向上的扰动位移和扰动速度; p_{x_1} 、 p_{y_1} 、 $p_{\dot{x}_1}$ 和 $p_{\dot{y}_1}$ 分别为两个方向上的扰动项系数。

同理,气膜厚度、温度、箔片压力变形以及 CO_2 物性(密度、黏度、导热系数和比定压热容)也可以表示为稳态项和扰动项的叠加, CO_2 物性扰动项与压力和温度的扰动项成正比,比例系数为 CO_2 物性对压力和温度的偏导数^[7]。

联立式(1)、(2)以及(10),得到扰动气膜压力和温度的控制方程,图5给出了第三代波箔型 CO_2 气体箔轴承动态特性计算流程。首先根据初始条件求解稳态控制方程,获得稳态平衡位置的压力、温度场和气膜厚度分布。随后求解扰动控制方程获得扰动气膜压力和扰动温度分布,更新扰动气膜厚度和 CO_2 物性扰动项。最后重新求解扰动控制方程,完成迭代循环。当扰动压力和温度的相对误差小于 10^{-5} 时,计算达到收敛,轴承的动态刚度和阻尼系数计算式如下

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} p_{x_1} \cos \theta \begin{bmatrix} p_{x_1} \cos \theta & p_{y_1} \cos \theta \\ p_{x_1} \sin \theta & p_{y_1} \sin \theta \end{bmatrix} d\theta dz \\ \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} = \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^{2\pi} p_{\dot{x}_1} \cos \theta \begin{bmatrix} p_{\dot{x}_1} \cos \theta & p_{\dot{y}_1} \cos \theta \\ p_{\dot{x}_1} \sin \theta & p_{\dot{y}_1} \sin \theta \end{bmatrix} d\theta dz \end{cases} \quad (11)$$

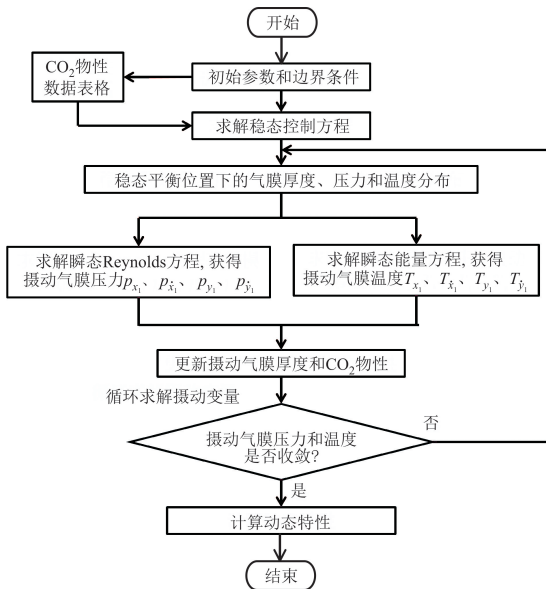


图5 第三代波箔型 CO_2 气体箔轴承动态特性的计算流程图
Fig. 5 Flowchart of calculating the dynamic characteristics of the third-generation bump-type CO_2 GFB

考虑到动态刚度和阻尼系数与坐标系选取有关,为统一坐标系,采用正交变换矩阵将坐标系

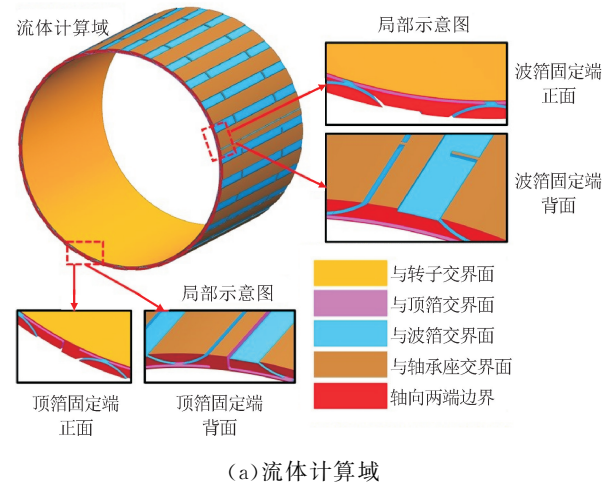
$O_1 X_1 Y_1$ 下得到的刚度和阻尼转换到绝对坐标系 $O_1 XY$ 下。正交变换矩阵 T 和绝对坐标系 $O_1 XY$ 下的刚度阻尼定义如下

$$T = \begin{bmatrix} \cos(\pi - \varphi) & \sin(\pi - \varphi) \\ -\sin(\pi - \varphi) & \cos(\pi - \varphi) \end{bmatrix} \quad (12)$$

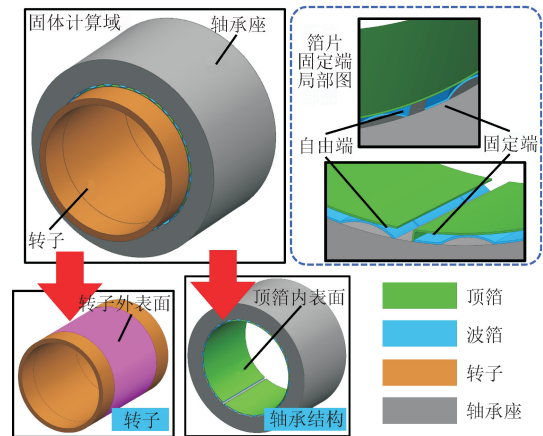
$$\begin{cases} K = TK_{\text{before}}T^T \\ C = TC_{\text{before}}T^T \end{cases} \quad (13)$$

1.4 基于共轭传热的气膜对流换热系数数值计算方法

气膜产热以热对流形式向转子和顶箔传递,本节采用非定常共轭传热方法数值计算气膜对转子和顶箔的对流换热系数。将图1所示的第三代 CO_2 气体箔轴承结构划分为流体和固体计算域,如图6所示。流体计算域包括气膜、箔片固定端处的腔室以及冷却通道,固体计算域包括转子、顶箔、波箔和轴承座。



(a) 流体计算域



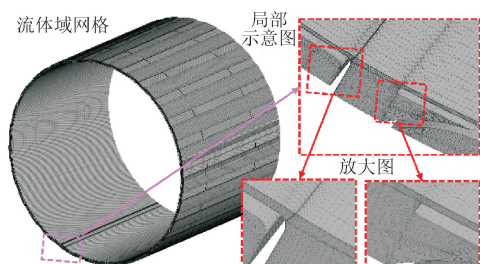
(b) 固体计算域

图6 第三代波箔型 CO_2 气体箔轴承计算域示意图
Fig. 6 Computational model of the third-generation bump-type CO_2 GFB

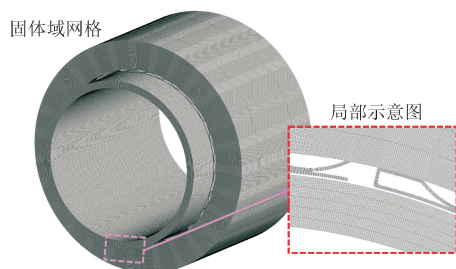
图 7 给出了流体域和固体域的计算网格,采用 ANSYS ICEM 进行结构化网格划分,对流体域壁面附近的网格进行加密以满足湍流模型 Y^+ 的需求。表 2 给出了网格无关性验证结果,其中努塞尔数 Nu 定义如下

$$Nu = \frac{h_g c}{k} \quad (14)$$

式中: h_g 为气膜向转子或顶箔的对流换热系数。



(a) 流体计算域



(b) 固体计算域

图 7 第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承数值计算域网格示意图

Fig. 7 Schematic diagrams of computational mesh of the third-generation bump-type CO₂ GFB

表 2 网格无关性验证

Table 2 Grid independence test

流体域网格数/万	固体域网格数/万	转子 Nu 峰值
535.1	139.4	161.83
642.2	167.2	185.47
770.6	200.7	201.02
924.7	240.8	210.55
1 109.64	289.0	210.31
1 331.57	346.8	210.54

从表 2 可知,流体域、固体域网格数分别达到 924.7 万、240.8 万时,计算网格能够满足对流换热系数预测的精度要求。

采用商业软件 ANSYS CFX 进行第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承非定常共轭传热数值计算,得到气膜对转子和顶箔的对流换热系数,表 3 列出了详

细的非定常数值计算方法。对于流体域,气膜轴端面设置为固定温度、压力的开口边界条件,气膜与转子的交界面设置为固定转速的无滑移壁面;对于固体域,将固体域与外界环境之间的交界面设置为对流换热边界条件;对于流体域和固体域重合表面,设置为流-固耦合交界面以允许热量交换。

表 3 非定常数值计算方法

Table 3 Transient numerical calculation method

计算方法	属性
求解方法	非定常共轭传热
流体域传热模型	总能模型(Total Energy)
离散格式	高精度格式
湍流模型	SST $k-\omega$
固体域传热模型	热能模型(Thermal Energy)
接触热阻模型	薄材料模型(Thin Material)

本节计算了不同偏心率(ϵ 为 0.1~0.9)和不同转速(n 为 65 000~85 000 r/min)下第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承气膜对转子和顶箔的对流换热系数,并以 Nu 形式给出。

依据文献[30]提出的 Nu 表达式形式,使用下式对 Nu 进行拟合

$$Nu = [A(\epsilon)\dot{h}^{B(\epsilon)} + C(\epsilon)]Re_h^{1/2}Pr^{1/3} \quad (15)$$

式中: $Pr = c_p \mu / k$ 为普朗特数; Re_h 为局部雷诺数。系数 A 、 B 和 C 可拟合为偏心率 ϵ 的函数。

拟合曲线与数值计算出的 Nu 吻合良好,相对误差不超过 8.6%,拟合结果如图 8 所示。

1.5 箔片几何参数敏感性分析方法

为合理安排试验,用尽量少的试验次数获得箔片几何参数对第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静、动态特性的影响,本文基于中心组合设计方法开展箔片几何参数敏感性分析。

目前针对箔片几何参数取值范围的研究主要集中在空气箔轴承,对 CO₂ 气体箔轴承的研究较少,文献[31-32]指出,顶箔厚度在 0.1~0.2 mm 可以保证顶箔成形后获得较好的性能;过高的波箔高度容易导致弯折部分拉伸严重;过小的波箔半长可能导致加工过程中拱形端部断裂。因此,本文根据现有的空气箔轴承箔片几何参数取值范围,并考虑到 CO₂ 高压环境下对箔片刚度的要求更高,确定了第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承箔片几何参数的取值范围。表 4 列出了 4 因素(波箔高度、波箔半长、波箔厚度 t_b 和顶箔厚度)5 水平编码表。

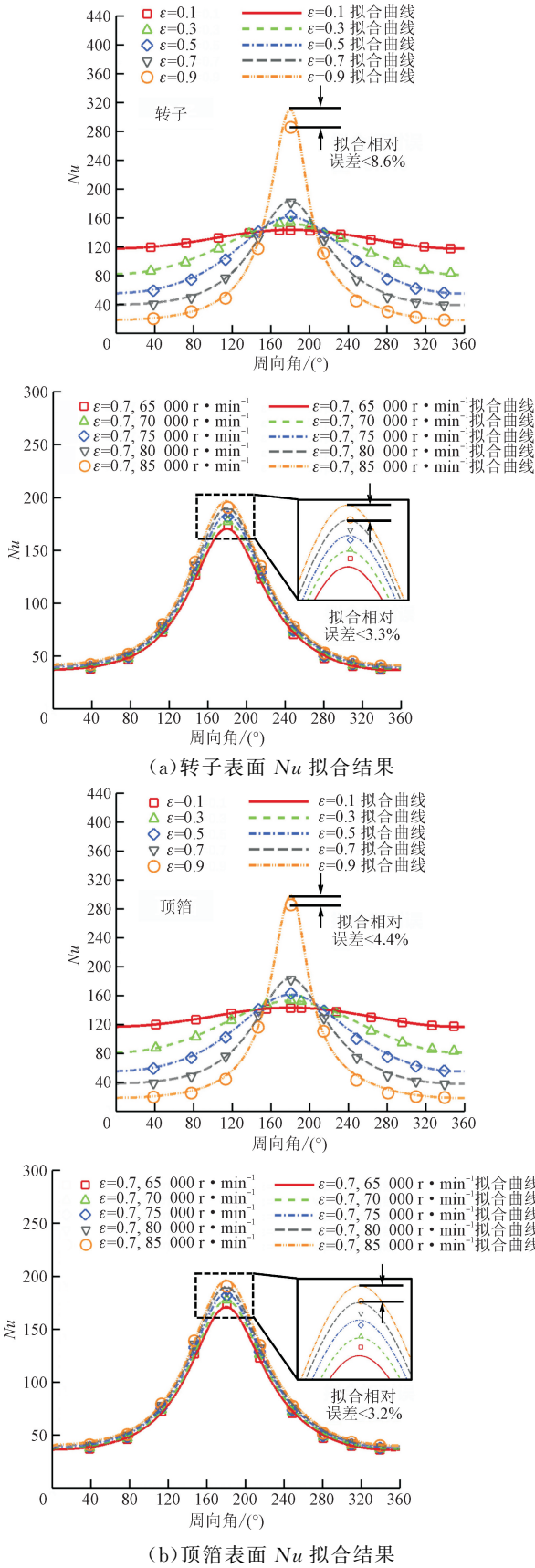


图 8 转子和顶箔表面 Nu 拟合结果

Fig. 8 Fitting curves of Nusselt number of the shaft and top foil

表 4 4 因素 5 水平编码表

Table 4 Four-factor and five-level coding table

水平数	波箔高度/ mm	波箔半长/ mm	波箔厚度/ mm	顶箔厚度/ mm
1	0.40	1.3	0.10	0.10
2	0.47	1.4	0.14	0.14
3	0.54	1.5	0.18	0.18
4	0.61	1.6	0.22	0.22
5	0.68	1.7	0.26	0.26

1.6 数值方法验证

为验证本文提出的气体箔轴承静、动态特性多场耦合数值预测方法的准确性,首先选取 Bruckner 和 Puleo^[33] 针对空气箔轴承极限承载能力的实验数据进行数值方法验证,如图 9 所示。图 9 中载荷系数 α_F 代表轴承极限承载能力,其定义如下

$$\alpha_F = F / [(LD)(Dn)] \quad (16)$$

式中: F 为轴承极限载荷; D 和 L 分别为轴承直径和长度; n 为转速。

根据文献[5],在偏心率 $\epsilon = 1.0$ 时计算轴承的静态载荷,认为该载荷为轴承的极限承载能力。对比结果表明:数值预测结果与实验数据趋势一致,且高温(500 °C)工况下数值预测结果与实验数据吻合度更高,从而验证了本文数值预测方法的准确性。

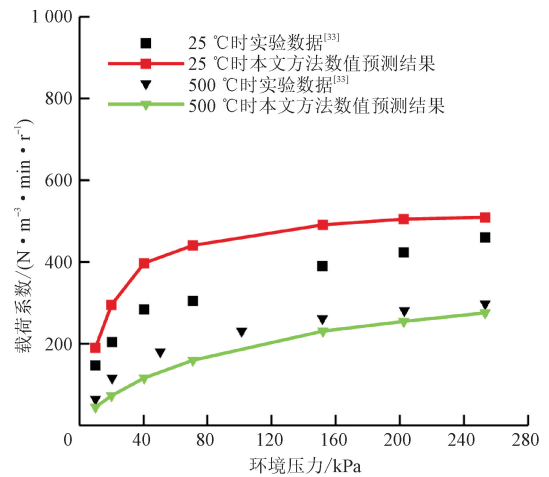


图 9 不同环境温度、压力下本文方法计算结果与文献[33]实验结果的比较

Fig. 9 Comparison between the numerical results of the present method and the experimental results from Ref. [33] under different ambient temperatures and pressures

选取不同扰动频率下的空气箔轴承动态特性实验数据^[34]和 Hoffmann 等^[35]的计算结果进行数值

方法验证,如图 10 所示。对比结果表明:两种方法计算得到的直接刚度 K_{yy} 与实验数据吻合良好,本文计算的直接刚度 K_{xx} 略低于实验数据。文献[35]指出,实验轴承存在未知的制造误差,这类误差会引起轴承间隙变化,进而增强楔形效应,最终导致直接刚度增大,因此实验测得的直接刚度 K_{xx} 高于数值

预测值。关于直接阻尼,本文计算得到的直接阻尼 C_{xx} 与实验数据吻合更好,在较高扰动频率(大于 350 Hz)下的两种方法计算得到直接阻尼 C_{yy} 均与实验数据吻合良好。此外,本方法计算得到的交叉刚度和交叉阻尼与实验数据的吻合度优于 Hoffmann 等[35]的计算结果。

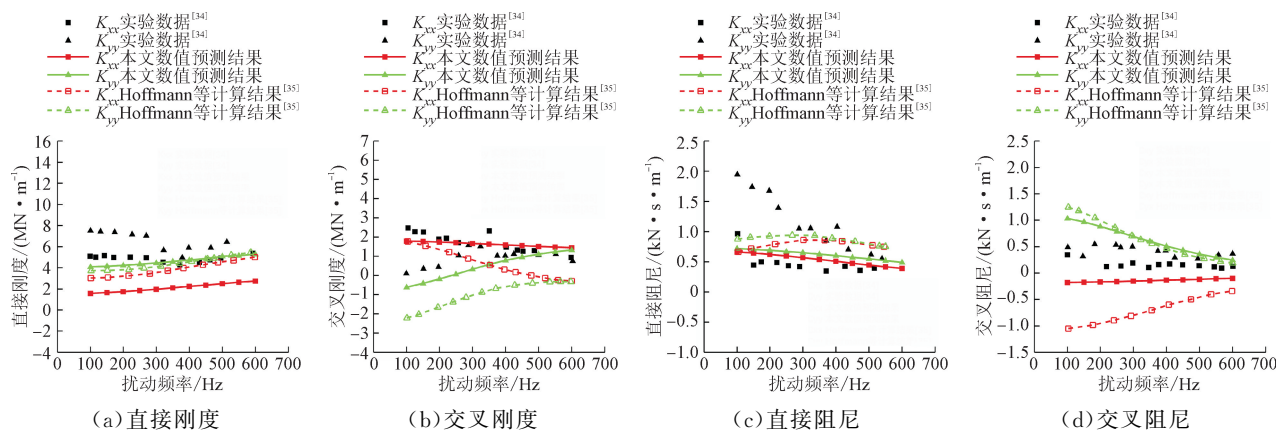


图 10 空气箔轴承动态特性随扰动频率的变化

Fig. 10 Dynamic characteristics versus frequency for air-lubricated GFB

2 结果与讨论

2.1 静态特性对箔片几何参数敏感性分析

采用 1.2 节建立的轴承静态特性数值预测方法,获得了上述 25 种第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承结构在不同偏心率($\epsilon=0.2, 0.5, 0.8$)下的静态特性。

图 11 给出了以静态载荷为响应的主效应图,横轴低水平代表箔片几何参数最小值,高水平代表箔片几何参数最大值。从图 11 中可以看出,在所有载荷工况下,轴承静态载荷随波箔高度增大而增大,随波箔半长增大而减小。因此在保证加工可行性的前提下,应增大波箔高度并减小波箔半长,以提升静态载荷。

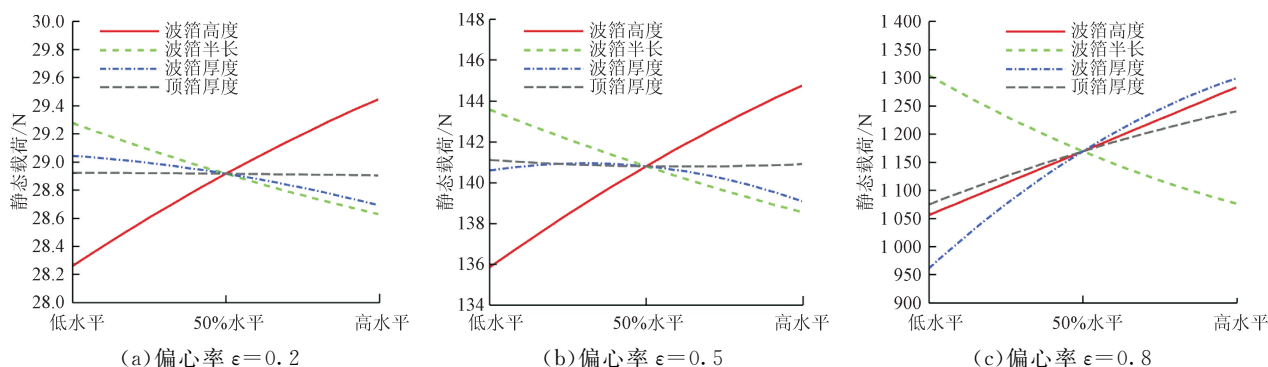


图 11 静态载荷主效应图

Fig. 11 Main effect diagram of static load

顶箔厚度和波箔厚度在不同载荷(偏心率)工况下对静态载荷的影响不同。在轻载($\epsilon < 0.5$)工况下静态载荷几乎不随顶箔厚度改变,在整个因子水平范围内静态载荷变化幅度小于 0.2%;而在重载($\epsilon = 0.8$)工况下静态载荷对顶箔厚度的敏感性迅速增加,顶箔厚度的增大使静态载荷增大 15.4%。就波

箔厚度而言,当 $\epsilon = 0.2$ 时,静态载荷随波箔厚度增大而略微减小;当 $\epsilon = 0.5$ 时,静态载荷随波箔厚度先增大后减小,且在 30% 水平时轴承载荷最大;而当 $\epsilon = 0.8$ 时,静态载荷随波箔厚度逐渐增大,因此在重载工况下应增大顶箔和波箔厚度以保证轴承具有足够的静态载荷。

为分析波箔厚度对静态载荷的影响,图 12 以 $\epsilon = 0.2$ 和 $\epsilon = 0.8$ 为例,给出了不同波箔厚度下的无量纲结构变形、气膜厚度和气膜压力分布,其中结构变形包括箔片压力变形、转子和轴承结构热变形以及转子离心膨胀。由于两个偏心率下气膜压力峰值差距明显,为增强图片可读性,采用不同纵坐标轴绘制气膜压力分布。从图 12 中可以看出,结构变形

为负数,使气膜厚度减小。当偏心率为 0.2 时,结构变形的绝对值随波箔厚度增大而减小,导致气膜厚度增大,动压效应减弱,气膜压力降低,因此静态载荷减小。在偏心率较高($\epsilon = 0.8$)时,随波箔厚度增大,结构变形绝对值明显增大,导致气膜厚度降低,气膜压力显著增大,此时静态载荷随波箔厚度的增大而增大。

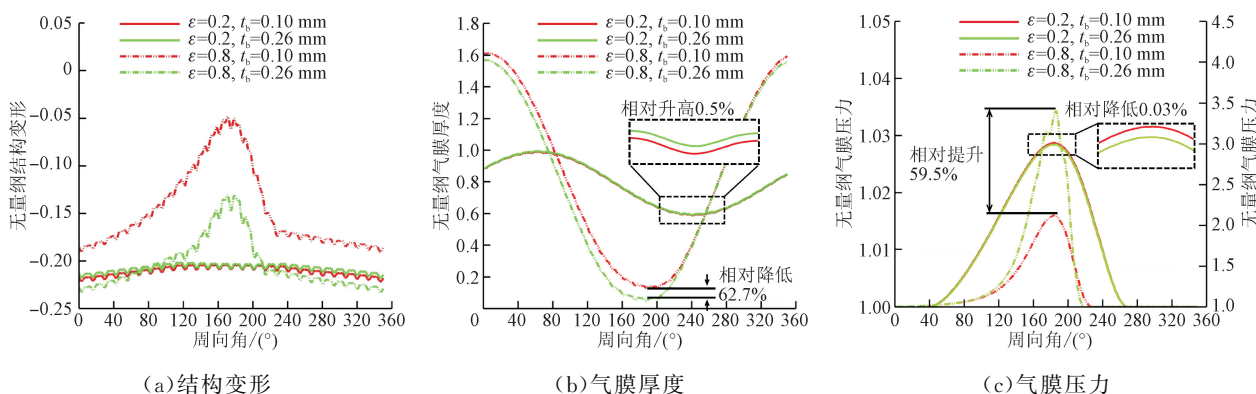


图 12 不同波箔厚度下的无量纲结构变形、气膜厚度和气膜压力分布

Fig. 12 Dimensionless structural deformation, film thickness, and pressure distributions for different bump foil thicknesses

从图 11 还可以看出,不同工况下静态载荷对箔片几何参数的敏感性不同。在轻载($\epsilon < 0.5$)工况下,对静态载荷影响较大的参数依次为波箔高度、波箔半长和波箔厚度,以 $\epsilon = 0.5$ 工况为例,在整个因子水平范围内静态载荷变化幅度分别为 6.6%、3.5%和 1.3%;而在重载($\epsilon = 0.8$)工况下,4 个箔片几何参数(波箔高度、波箔半长、波箔厚度和顶箔厚度)均对静态载荷产生显著影响,在整个因子水平范围内静态载荷变化幅度分别为 21.5%、17.5%、35.1%和 15.4%。

2.2 动态特性对箔片几何参数敏感性分析

采用 1.3 节建立的轴承动态特性数值预测方法,获得了上述 25 种第三代波箔型 CO_2 气体箔轴承结构在不同偏心率($\epsilon = 0.2, 0.5, 0.8$)下的动态特性,计算采用的扰动频率与转动频率相同。以直接刚度(K_{xx} 和 K_{yy})和能量耗散系数 ψ 为响应评估轴承的动态特性,其中 ψ 按下式计算

$$\psi = \omega(C_{xx} + C_{yy}) / (K_{xx} + K_{yy}) \quad (17)$$

式中: ψ 为正代表转子-轴承系统具有恢复到稳定状态的能力, ψ 越大系统越容易恢复到稳定状态; C_{xx} 和 C_{yy} 为轴承直接阻尼。

图 13 给出了以直接刚度和能量耗散系数为响

应的主效应图。在所有工况下,波箔高度增大和波箔半长减小会使轴承的直接刚度增大。直接刚度对顶箔厚度和波箔厚度的敏感性随载荷(偏心率)改变。当 $\epsilon = 0.2$ 时,直接刚度 K_{xx} 和 K_{yy} 均随波箔厚度增大而略微减小;当 $\epsilon = 0.5$ 时,直接刚度 K_{xx} 随波箔厚度先增大后减小,且在波箔厚度为 20% 水平时取得最大值;而当 $\epsilon = 0.8$ 时,直接刚度随波箔厚度显著增大。顶箔厚度在轻载($\epsilon < 0.5$)工况下对直接刚度的影响很小,在重载($\epsilon = 0.8$)工况下顶箔厚度的增大导致直接刚度迅速增大。箔片几何参数对静态载荷和直接刚度的影响规律相同,这表明静态载荷和直接刚度具有很强的关联性。当轴承处于重载(高偏心率)工况时,气膜厚度变化更剧烈,此时气膜抵抗位移扰动的能力更强,因此直接刚度也更大。

在轻载($\epsilon < 0.5$)工况下,对直接刚度影响较大的参数依次为波箔高度、波箔半长和波箔厚度,以 $\epsilon = 0.5$ 工况为例,在整个因子水平范围内载荷方向的直接刚度 K_{xx} 变化幅度分别为 10.7%、5.7%和 2.4%。在重载($\epsilon = 0.8$)工况下,4 个箔片几何参数(波箔高度、波箔半长、波箔厚度和顶箔厚度)均对直接刚度产生显著影响,在整个因子水平范围内 K_{xx} 变化幅度分别为 28.3%、25.7%、76.4%和 28.2%。

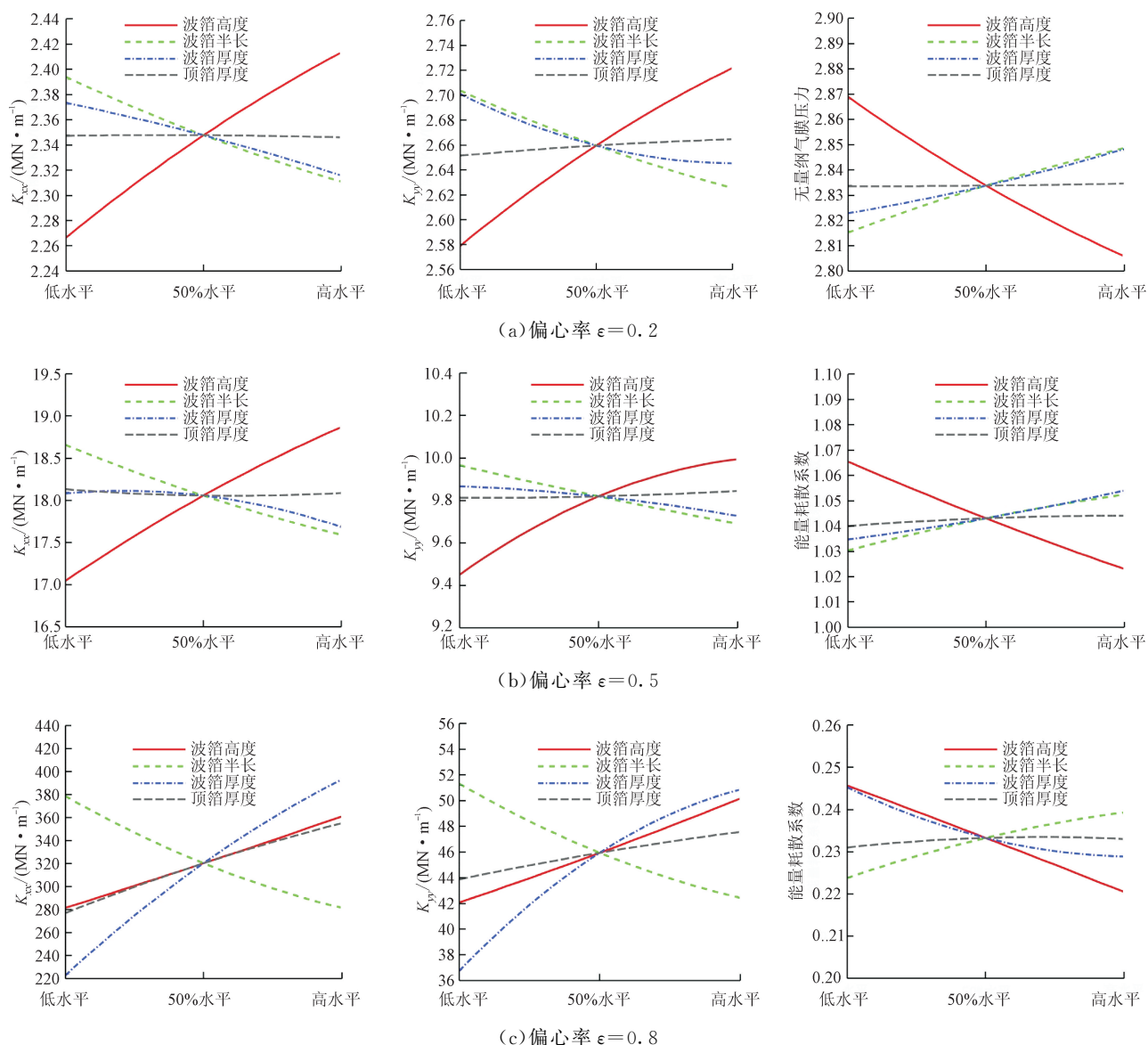


图 13 直接刚度和能量耗散系数主效应

Fig. 13 Main effect diagram of direct stiffness and energy dissipation factor

能量耗散系数 ϕ 随偏心率的增大(即载荷增大)而减小,表明轴承在重载工况下恢复到稳定状态的能力减弱。在所有工况下, ϕ 随波箔高度减小和波箔半长增大而增大,以重载($\epsilon = 0.8$) 工况为例,能量耗散系数的变化幅度分别为 10.2% 和 8.5%。在轻载($\epsilon < 0.5$) 工况下 ϕ 随波箔厚度呈线性增大,但在重载($\epsilon = 0.8$) 工况下 ϕ 随波箔厚度逐渐减小。此外,顶箔厚度在所有工况下均对 ϕ 的影响较小,在整个因子水平范围内 ϕ 变化幅度不超过 1.0%。就第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承动态特性而言,箔片几何参数对两类性能指标的调控规律呈反向耦合特征,表明在设计第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承时,应以轴承直接刚度和能量耗散系数为响应进行多目

标参数优化,实现轴承动态特性的最优箔片几何参数设计。

3 结 论

本文基于全三维非定常共轭传热方法,发展了气体箔轴承气膜对转子和顶箔的对流换热数学模型,通过耦合求解 Reynolds 方程、三维能量方程和转子、轴承结构三维导热方程,建立了第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静、动态特性多场耦合数值预测方法。采用空气箔轴承的极限承载能力、动态刚度和阻尼系数实验数据验证了本文数值方法的准确性。基于中心组合设计方法开展箔片几何参数(波箔高度、波箔半长、波箔厚度和顶箔厚度)敏感性分析研

究,获得了高温高压(315℃, 2.0 MPa)环境下箔片几何参数对第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承静、动态特性的影响规律,主要结论如下。

(1)静态载荷随波箔高度增大而增大,随波箔半长增大而减小,因此在保证加工可行性的前提下,应增大波箔高度并减小波箔半长,以提升静态载荷。当 $\epsilon=0.5$ 时,静态载荷随波箔厚度先增大后减小,在 30% 水平时静态载荷最大。在重载($\epsilon=0.8$)工况下,顶箔和波箔厚度的增大分别使静态载荷增大 15.4% 和 35.1%,因此应增大顶箔和波箔厚度以保证轴承具有足够的静态载荷。

(2)不同工况下静态载荷对箔片几何参数的敏感性不同。在轻载($\epsilon<0.5$)工况下,对静态载荷影响较大的参数依次为波箔高度、波箔半长和波箔厚度,以 $\epsilon=0.5$ 工况为例,在整个因子水平范围内静态载荷变化幅度分别为 6.6%、3.5% 和 1.3%;而在重载($\epsilon=0.8$)工况下,4 个箔片几何参数对静态载荷的影响均显著提升,静态载荷变化幅度分别为 21.5%、17.5%、35.1% 和 15.4%。

(3)轴承直接刚度随波箔高度增大和波箔半长减小而增大。当 $\epsilon=0.5$ 时,载荷方向的直接刚度 K_{xx} 随波箔厚度先增大后减小,在波箔厚度为 20% 水平时取得最大值。在轻载($\epsilon<0.5$)工况下,顶箔和波箔厚度对直接刚度的影响较小, K_{xx} 变化幅度不超过 2.4%。在重载($\epsilon=0.8$)工况下,直接刚度随顶箔和波箔厚度的增大而显著增大,在整个因子水平范围内 K_{xx} 变化幅度分别为 28.2% 和 76.4%。

(4)能量耗散系数随偏心率的增大(即载荷增大)而减小,表明轴承在重载工况下恢复到稳定状态的能力减弱。在所有工况下,能量耗散系数随波箔高度减小和波箔半长增大而增大,以重载($\epsilon=0.8$)工况为例,能量耗散系数的变化幅度分别为 10.2% 和 8.5%。在轻载($\epsilon<0.5$)工况下能量耗散系数随波箔厚度呈线性增大,而在重载($\epsilon=0.8$)工况下随波箔厚度逐渐减小。顶箔厚度对能量耗散系数的影响较小,能量耗散系数变化幅度不超过 1.0%。箔片几何参数对轴承直接刚度和能量耗散系数的影响规律相反,表明在设计第三代波箔型 CO₂ 气体箔轴承时,应以直接刚度和能量耗散系数为响应进行多目标参数优化,实现轴承动态特性的最优箔片几何参数设计。

参考文献:

[1] Dellacorte C, Valco M J. Load capacity estimation of

foil air journal bearings for oil-free turbomachinery applications [J]. Tribology Transactions, 2000, 43(4): 795-801.

[2] Mohawk Innovative Technology, Inc.. High load capacity compliant foil hydrodynamic journal bearing: 5902049 [P]. 1999-05-11.

[3] 李昊, 耿海鹏, 孙岩桦, 等. 箔片安装位置对气体轴承性能影响的仿真分析 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(3): 81-87.

Li Hao, Geng Haipeng, Sun Yanhua, et al. Simulation analysis for influence of installation position on gas bearing performances [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(3): 81-87.

[4] 李昊, 耿海鹏, 孙岩桦, 等. 拱箔成型工艺对箔片轴承性能影响的仿真分析 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(4): 9-14.

Li Hao, Geng Haipeng, Sun Yanhua, et al. Simulation analysis for influence of bump forming process on gas bearing performances [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(4): 9-14.

[5] Feng Kai, Kaneko S. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell model [J]. Journal of Tribology, 2010, 132(2): 021706.

[6] Feng Kai, Kaneko S. Prediction of dynamic coefficients of bump-type foil bearings with bumps considered as link-spring structures [J]. Tribology Online, 2011, 6(1): 10-18.

[7] Bi Chunxiao, Han Dongjiang, Yang Jinfu. The frequency perturbation method for predicting dynamic coefficients of supercritical carbon dioxide lubricated bearings [J]. Tribology International, 2020, 146: 106256.

[8] Han Dongjiang, Bi Chunxiao. The partial derivative method for dynamic stiffness and damping coefficients of supercritical CO₂ foil bearings [J]. Lubricants, 2022, 10(11): 307.

[9] Gu Yongpeng, Ren Gexue, Zhou Ming. A novel method for calculating the dynamic force coefficients of gas foil bearings and its application in the rotordynamic analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 515: 116466.

[10] Feng Kai, 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.

[11] San Andrés S L, Kim T H. Thermohydrodynamic analysis of bump type gas foil bearings: a model anchored to test data [J]. Journal of Engineering for

- Gas Turbines and Power, 2010, 132(4): 042504.
- [12] Rieken M, Mahner M, Schweizer B. Thermal optimization of air foil thrust bearings using different foil materials [J]. Journal of Turbomachinery, 2020, 142(10): 101003.
- [13] Mahner M, Bauer M, Schweizer B. Numerical analyses and experimental investigations on the fully-coupled thermo-elasto-gasdynamics behavior of air foil journal bearings [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 149: 107221.
- [14] Michel H, Liebich R. Challenges in validating a thermo-hydrodynamic gas foil bearing model [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2021, 143(4): 041029.
- [15] Kim D, Ki J, Kim Y, et al. Extended three-dimensional thermo-hydrodynamic model of radial foil bearing: case studies on thermal behaviors and dynamic characteristics in gas turbine simulator [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(5): 052501.
- [16] Gad A M, Kaneko S. Fluid flow and thermal features of gas foil thrust bearings at moderate operating temperatures [C]//Proceedings of the 9th IFTOMM international conference on rotor dynamics. Cham: Springer International Publishing, 2015: 1223-1233.
- [17] Ku C P R, Heshmat H. Compliant foil bearing structural stiffness analysis; part I theoretical model including strip and variable bump foil geometry [J]. Journal of Tribology, 1992, 114(2): 394-400.
- [18] Feng Kai, Kaneko S. Parametric studies on static performance and nonlinear instability of bump-type foil bearings [J]. Journal of System Design and Dynamics, 2010, 4(6): 871-883.
- [19] 许浩杰, 高磊, 安琦. 波箔型气体箔片推力轴承润滑性能的数值研究 [J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2021, 47(1): 101-109.
- Xu Haojie, Gao Lei, An Qi. Numerical study on the lubrication performance of bump-type gas foil thrust bearing [J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2021, 47(1): 101-109.
- [20] 邵聪鹏, 许浩杰, 李双敏, 等. 考虑平箔综合弹性变形的空气箔片轴承性能 [J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2025, 51(1): 119-128.
- Shao Congpeng, Xu Haojie, Li Shuangmin, et al. Performance of air foil bearings with considering comprehensive elastic deformation of flat foil [J]. Journal of East China University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2025, 51(1): 119-128.
- [21] Kim D. Design space of foil bearings for closed-loop supercritical CO₂ power cycles based on three-dimensional thermohydrodynamic analyses [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(3): 032504.
- [22] Walker M S, Kruizenga A M, Weck K P F, et al. Progress in overcoming materials challenges with supercritical CO₂ recompression closed Brayton Cycles: SAND-2016-8126 [R]. USA: Sandia, 2016.
- [23] Xu Fangcheng, Liu Zhansheng, Zhang Guanghui, et al. Effects of shear stiffness in top foil structure on gas foil bearing performance based on thick plate theory [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2013, 227(7): 761-776.
- [24] Lehn A, Mahner M, Schweizer B. A contribution to the thermal modeling of bump type air foil bearings: analysis of the thermal resistance of bump foils [J]. Journal of Tribology, 2017, 139(6): 061702.
- [25] Timoshenko S, Goodier J N. Theory of elasticity [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1951.
- [26] Yovanovich M M, Jafarpur K. Bounds on laminar natural convection from isothermal disks and finite plates of arbitrary shape for all orientations and Prandtl numbers [C]//ASME Winter Annual Meeting. New York, USA: ASME, 1993: 93.
- [27] Seghir-ouali S, Saury D, Harmand S, et al. Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(12): 1166-1178.
- [28] Mills A F. Heat transfer [M]. Upper Saddle River NJ, USA: Prentice Hall, 1999.
- [29] Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis [M]. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- [30] Aksoy S. Coupled thermo-elastohydrodynamic analysis of a bump-type compliant foil journal bearing [D]. Istanbul: Sabanci University, 2014.
- [31] 王法义. 空气箔片轴承设计、制造及其静态和动态特性实验研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [32] Dellacorte C, Radil K C, Bruckner R J, et al. Design, fabrication, and performance of open source generation I and II compliant hydrodynamic gas foil bearings [J]. Tribology Transactions, 2008, 51(3): 254-264.
- [33] Bruckner R J, Puleo B J. Compliant foil journal bearing performance at alternate pressures and temperatures [C]//ASME Turbo Expo2008; Power for Land,

- Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2008: 587-594.
- [34] Rudloff L, Arghir M, Bonneau O, et al. Experimental analyses of a first generation foil bearing: startup torque and dynamic coefficients [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(9): 092501.
- [35] Hoffmann R, Munz O, Pronobis T, et al. A valid method of gas foil bearing parameter estimation: a model anchored on experimental data [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(24): 4510-4527.

(编辑 武红江)