

DOI: 10.19322/j.cnki.issn.1006-4710.2016.04.003

微型动压气体止推轴承表面凹槽织构的参数优化

刘 成¹, 吕延军¹, 张永芳², 杨莎莎¹, 刘万万¹

(1. 西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048;

2. 西安理工大学 印刷包装与数字媒体学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 在推力盘表面织构加工出轴对称分布的抛物线凹槽, 以改善微型动压气体止推轴承的润滑性能。为了获得最大的轴承承载力, 针对试凑法耗时费力的特点, 提出了基于粒子群多目标搜索和序列二次规划的混合优化方法, 并结合 CFD, 对抛物线凹槽织构的参数进行了 Pareto 优化。在此基础上分析了轴承收敛比、宽径比、气膜出口高度、速度对 Pareto 优化解集的影响, 研究了出口未织构率、相对凹槽深度、织构面积率和凹槽织构的数量等对轴承压力分布和承载力的影响。结果表明: 承载力是宽径比和织构面积率的增函数; 优化后的抛物线凹槽织构能够大幅提高轴承的承载力, 尤其是在小收敛比范围内; 出口未织构率和织构面积率对轴承的压力分布有较大影响; 存在最优的凹槽织构数量使得轴承的承载力最大。

关键词: 气体动压止推轴承; 表面织构; 粒子群算法; 多目标优化

中图分类号: TH133.3

文献标志码: A

文章编号: 1006-4710(2016)04-0392-07

Parameter optimization of groove surface texture in micro aerodynamic thrust bearings

LIU Cheng¹, LÜ Yanjun¹, ZHANG Yongfang², YANG Shasha¹, LIU Wanwan¹

(1. School of Mechanical and Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China; 2. School of Printing, Packaging Engineering and Digital Media Technology, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: The axisymmetrical parabolic grooves are designed on the surface of thrust pad to improve the lubrication performance of micro aerodynamic thrust bearings. In order to maximize the load-carrying capacity, a hybrid optimization method is developed based on the multi-objective particle swarm search algorithm and sequential quadratic programming. In addition, the hybrid optimization method coupled with CFD code is used to implement geometry parametric optimization of parabolic grooves in micro aerodynamic thrust bearings. The influences of convergence ratio, width-to-diameter ratio, outlet height of gas film and velocity of rotor on the Pareto front are investigated. The relative depth, area ratio, untextured outlet length and the number of grooves on the pressure distribution and load-carrying capacity are also analyzed. Results show that the load-carrying capacity is an increasing function of width-to-diameter ratio and area ratio of groove. The load-carrying capacity is improved for the bearing with optimal parameters, with the improvement being more significant under the condition of small convergence ratio; the untextured outlet length and relative depth have a great influence on pressure distribution of the thrust bearing; there exists the optimal number of the grooves with the maximum load-carrying capacity.

Key words: micro aerodynamic thrust bearing; surface texture; particle swarm optimization (PSO) algorithm; multi-objective optimization

气体动压润滑以其摩擦磨损小、噪声低、无污染等特点, 在记录存储系统、微机电系统(MEMS)、陀

螺仪等高新技术领域得到了越来越广泛的应用^[1-4]。近年来, 随着表面织构技术的发展, 可在摩擦副表面

收稿日期: 2016-01-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51505375); 陕西省自然科学基金资助项目(2014JM2-5082); 陕西省教育厅科学研究计划资助项目(15JS068, 15JK1549)

作者简介: 刘成, 男, 博士生, 研究方向为机电系统运动稳定性及故障诊断。E-mail: liucheng123995@163.com

通讯作者: 吕延军, 男, 教授, 博导, 研究方向为机电系统运动稳定性及主动控制。E-mail: yanjunlu@xaut.edu.cn

织构加工出微米或纳米尺度的凹坑/凹槽,为改善摩擦副表面的润滑性能提供了一条可行的途径^[5-7]。由于凹坑/凹槽织构的尺寸、形状和排布形式等对摩擦副的润滑性能影响较大,因此,如何选择合适的凹坑/凹槽尺寸、形状和排布形式等引起了国内外学者的广泛关注。

一些学者在不可压缩流体动压润滑轴承表面进行了凹坑/凹槽织构加工,并对其润滑性能展开了相关研究^[8-12],通过分析织构尺寸、形状和排布形式等对轴承承载力和摩擦力的影响,获得了最佳的织构参数、排布形式等。还有一些学者针对可压缩气体动压润滑轴承的凹坑/凹槽织构也展开了相关研究^[13-15],以进一步提高轴承的润滑性能。但这些研究中,最优的织构尺寸、形状、分布形式等通过试凑

法获得。试凑法能够在局部范围内找到相对较好的参数值,但是耗时长、准确度不高。

针对应用在微机电系统(MEMS)中的可压缩微气体动压止推轴承,在其表面进行了抛物线微凹槽织构加工。为了迅速、高效地获得全局最优的织构参数和分布形式等,运用粒子群多目标搜索算法和序列二次规划算法,并结合CFD技术,以最大化轴承承载力为目标,对微型动压气体止推轴承进行了抛物线凹槽织构优化,并分析了轴承运行条件、结构参数及织构参数等对压力分布和承载力的影响。

1 几何模型

图1给出了具有抛物线凹槽织构的微型动压气体止推轴承的结构示意图。

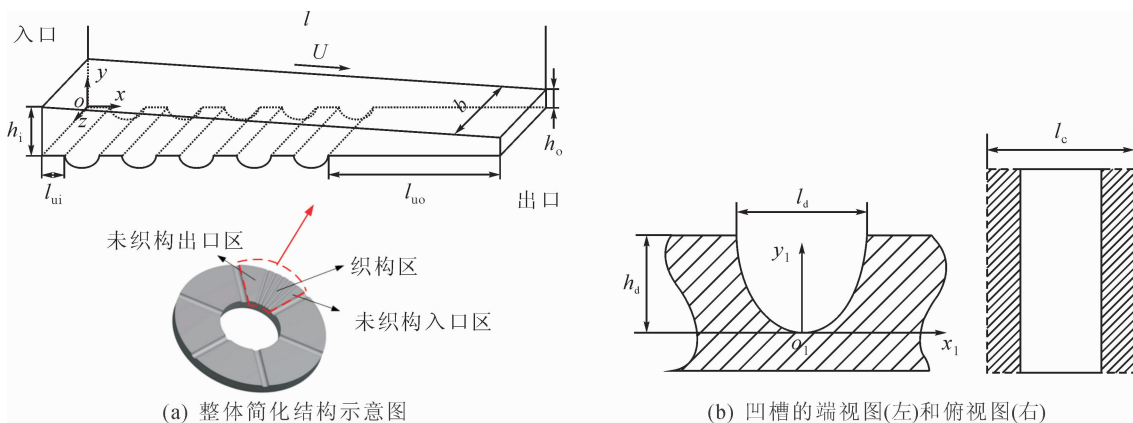


图1 凹槽织构动压气体止推轴承的结构示意图
Fig.1 Schematic diagram of micro aerodynamic thrust bearing with parabolic grooves

对于微型动压气体止推轴承而言,其扇形块均匀分布在推力盘的圆周方向上,且各扇形块的工况条件相同,因此仅需对其中的一个扇形区域进行分析。同时,当推力盘的内外径之比大于0.7时,扇形块可用一个等效的矩形区域近似替代^[16],矩形等效区域的长度 l 与宽度 b 的表达式为:

$$\begin{cases} l = \frac{r+R}{2}\theta \\ b = R - r \end{cases} \quad (1)$$

式中, R 为扇形块的外圆半径, r 为扇形块的内圆半径, θ 为扇形块的弧度。

基于上述处理,扇形块与转子之间的润滑计算域可近似表示为一梯形体,如图1(a)所示。图1(a)中,梯形体计算域的上壁面为轴颈端面,运动速度为 U ;下壁面为静止的推力盘扇形块端面,对其部分区域进行了抛物线凹槽织构加工,凹槽织构的分布区域可由未织构入口区域的长度 l_w 和未织构出口区域的长度 l_o 确定。图1(b)给出了抛物线凹槽织构

的结构示意图,其中 l_d 为凹槽织构的宽度, h_d 为凹槽织构的最大深度。为便于分析,认为抛物线凹槽织构位于一矩形单元中, l_c 为每个矩形单元的长度。 $o_1x_1y_1$ 为抛物线凹槽的局部坐标,原点 o_1 位于凹槽的底部中心。

在气体流动过程中,因梯形计算域的楔形效应和抛物线凹槽的局部动压效应而形成动压力,平衡外部负载。计算域中的气膜厚度分布决定了轴承的动压润滑性能,考虑推力盘表面的部分抛物线凹槽织构,在 x 方向上任意一点处的计算域形状函数 h (气膜厚度)可以表示为:

$$h = \begin{cases} h(x) + h_p & x \in \Omega \\ h(x) & x \notin \Omega \end{cases} \quad (2)$$

式中, Ω 为织构区域, $h(x)$ 为无抛物线凹槽织构时的气膜厚度, h_p 为抛物线微凹槽织构区域的气膜厚度,且有:

$$h(x) = \frac{h_i - h_o}{l}x + h_i \quad (3)$$

$$h_p = \frac{4h_d}{l_d^2} x_1^2 \quad (4)$$

式中, h_i 为计算域入口处的气膜厚度, h_o 为计算域出口处的气膜厚度。

2 理论模型

2.1 控制方程

对于气体润滑, 通常采用可压缩的 Reynolds 方程进行润滑性能分析, 但对于具有表面织构的摩擦副而言, Qiu Mingfeng 等^[17]指出 Navier-Stokes 方程具有更高的压力求解精度。

针对上面的几何模型, 在充分润滑状态下, 基于稳态、层流、等温的可压缩气体动量方程(即 Navier-Stokes 方程)为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = \\ \quad \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial u}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial u}{\partial z}) - \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = \\ \quad \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial v}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial v}{\partial z}) - \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = \\ \quad \frac{\partial}{\partial x}(\mu \frac{\partial w}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu \frac{\partial w}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\mu \frac{\partial w}{\partial z}) - \frac{\partial p}{\partial z} \end{array} \right. \quad (5)$$

式中, p 为气膜压力, ρ 为气体密度, u, v, w 分别为速度矢量在 x, y, z 方向上的分量, μ 为气体的动力黏度, t 为时间。

气体在计算域的流动还应满足连续性方程, 其表达式为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

通过求解动量方程(5)和连续性方程(6)可以得到气膜的压力分布情况, 将气膜压力 p 在计算域上积分就可以得到具有抛物线凹槽织构的气体动压推力轴承的有量纲承载力 W_0 。为便于分析, 定义无量纲气膜压力 P 和无量纲承载力 W 为:

$$P = \frac{p h_o^2}{U \mu l} \quad (7)$$

$$W = \frac{W_0 h_o^2}{U \mu b l^2} \quad (8)$$

2.2 气膜压力和承载力计算

运用 CFD 技术对具有抛物线凹槽织构的微型动压气体止推轴承进行压力场和承载性能数值计算。针对如图 1(a)所示的计算域, 因其关于 $z=b/2$

对称, 为节约计算资源, 取 1/2 计算域进行分析。

针对具有抛物线凹槽织构的气体动压止推轴承计算域的网格划分, 为了保证 CFD 计算准确度, 需要对抛物线凹槽织构的近壁面处进行网格加密处理, 且抛物线凹槽织构在 y 方向上应保证至少 5 层网格, 相邻网格节点在 x 方向上的距离不大于 $0.05l_d$ 。在满足上述要求的情况下, 生成了近 600 000 个质量良好的六面体网格。当网格数增加 20% 时, 网格无关性检查表明轴承承载力的相对误差小于 1%, 因此所划分的网格能够满足承载力的计算精度要求。

运用 Fluent 软件对上述模型及其网格文件进行 CFD 仿真, 采用 SIMPLE 方法和二阶迎风格式对控制方程进行离散和求解。分析时假设计算域的上下壁面无滑移现象, 上壁面为运动面, 下壁面为静止面。计算域的入口和出口开放, 分别为气体流入与流出边界, 其边界压力值均等于大气压。截面 $z=b/2$ 为对称边界条件。当气体进出口流量差的绝对值小于 10^{-8} , x, y, z 方向上的速度变化小于 10^{-5} 时认为动量方程和连续性方程收敛, 进而得到计算域中气体的压力分布和承载力。

3 模型优化

3.1 优化问题描述

计算域中的气膜厚度分布决定了轴承的动压润滑性能, 而气膜厚度分布受抛物线凹槽织构的结构参数(最大深度 h_d , 宽度 l_d , 数量 N , 相邻凹槽的间隔长度 l_c)、分布位置参数(未织构入口区域长度 l_{ui} , 未织构出口区域长度 l_{uo})以及计算域出入口处的气膜厚度 h_i 和 h_o 等影响。为了便于分析这些参数对轴承润滑性能的影响, 定义以下无量纲变量:

$$\kappa = \frac{h_i - h_o}{h_o}, \quad \xi = \frac{h_d}{h_o},$$

$$T = \frac{l_d}{l_c}, \quad s_i = \frac{l_{ui}}{l}, \quad s_o = \frac{l_{uo}}{l}$$

式中, κ 为计算域的收敛比, ξ 为抛物线凹槽织构的相对深度, T 为抛物线凹槽的织构面积率, s_o 为出口未织构率, s_i 为入口未织构率, 分析时取其值为 $s_i = 0.1$ 。

当 $b/l = 1, \kappa = 1, \xi = 0.2, s_o = 0.5, h_o = 0.03 \text{ mm}, N=5$ 时, 可得 T 与 W 的关系曲线(见图 2)。从图 2 可看出, 随着 T 的增加, W 也逐渐提高。因此为了合理降低优化计算量, 没有必要将 T 作为优化变量。另外, 为了保证轴承的强度, 相邻两抛物线凹槽织构间的台阶长度(l_c 与 l_d 的差)应不小于

凹槽长度 l_d 的 20%^[18], 因此优化中取 T 为定值, $T=0.83$ 。

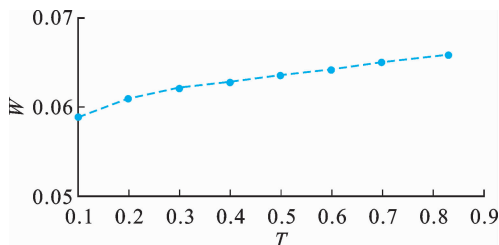


图 2 W 随 T 的变化曲线
Fig. 2 The W - T curve

因此, 本文的优化问题可以表述为: 在给定轴承宽径比 b/l 、抛物线凹槽织构数量 N 以及计算域出口处气膜厚度 h_0 。后, 寻求最优收敛比 κ 、相对凹槽深度 ξ 和出口未织构率 s_0 的组合, 以实现轴承无量纲承载力 W 的最大化和收敛比 κ 的最小化。值得注意的是: 收敛比 κ 既作为优化变量又作为优化目标, 其原因在于 κ 越小, 计算域的楔形效应越弱, 在给定工况下产生的动压力就越小, 轴承的承载力也就越小, 因此同时寻求无量纲承载力 W 的最大化和收敛比 κ 的最小化能够满足基于 Pareto 占优思想的多目标优化的基本要求, 从而可以通过一次多目标优化实现多个收敛比下的单目标寻优, 减少计算量。

优化时 κ 的范围给定为 $[0, 2]$, 其中 $\kappa=0$ 为轴承和轴颈端面平行时的情况。 s_0 的范围给定为 $[0, 0.9]$, ξ 的范围给定为 $[0, 2]$, 其中 $s_0=0.9$ 和 $\xi=0$ 为推力盘扇形块表面无抛物线凹槽时的情况。

3.2 优化方法

针对粒子群算法计算复杂度小、容易实现的特点, 考虑到优化过程中三维模型、网格文件需要不断调整更新, 且每次更新后都需要进行 CFD 求解, 计算资源的耗费极大, 因此从计算复杂度方面考虑, 采用基于 Pareto 思想的多目标粒子群算法, 并结合序列二次规划方法对微型动压气体止推轴承的抛物线凹槽织构进行优化。

图 3 给出了微型动压气体止推轴承抛物线凹槽织构的优化流程图。优化过程中, 不同收敛比 κ 、相对槽深 ξ 和出口未织构率 s_0 的组合构成了种群中具有不同位置和速度的粒子。不同位置的粒子通过参数化文件和软件接口进行三维建模、网格划分和 CFD 计算。粒子的无量纲承载力 W 和收敛比 κ 情况作为 Pareto 占优排序的依据, 得到个体最优粒子、种群最优粒子和 Pareto 解集, 其中个体最优粒子从具有最高 Pareto 排序的粒子中随机选择, 种群最优粒子从拥挤距离最大的粒子中选择, Pareto 解

集根据种群粒子间的支配关系进行更新。个体最优粒子和种群最优粒子的位置和速度作为下一代粒子的位置和速度更新的依据, 以不断逼近最优 Pareto 解, 即最优的 κ 、 ξ 和 s_0 。

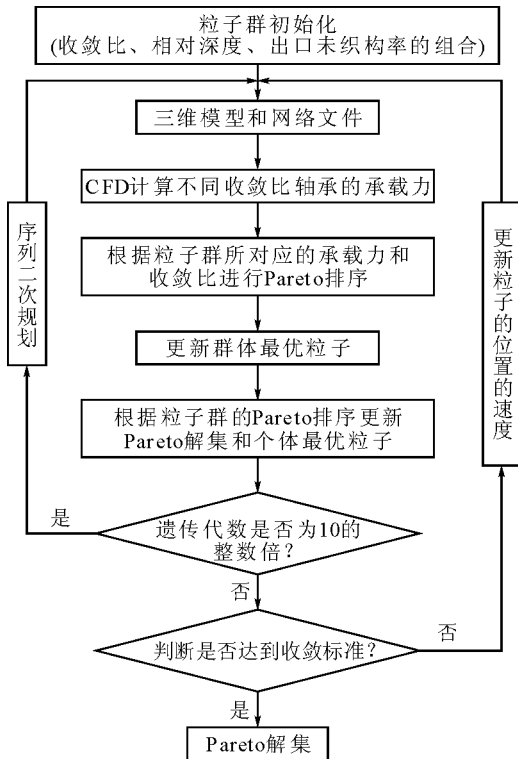


图 3 抛物线凹槽织构的参数优化流程

Fig. 3 Flow chart of parameter optimization of parabolic grooves

4 结果分析

4.1 优化结果分析

当宽径比 b/l 取不同值时, 图 4 给出了有无抛物线凹槽织构时轴承无量纲承载力 W 与收敛比 κ 的关系曲线 (Pareto 前沿)。

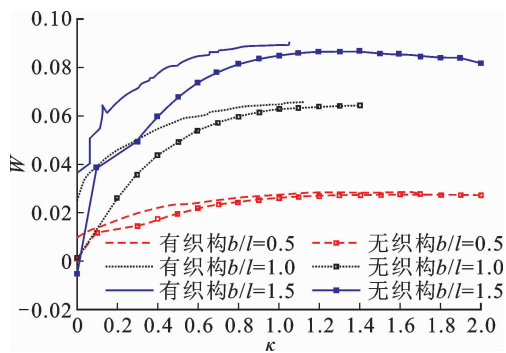


图 4 不同 b/l 条件下 W 与 κ 的关系曲线

Fig. 4 W - κ curves for different values of b/l

从图 4 可看出, 轴承的无量纲承载力 W 随着收敛比 κ 的增加而增加, 但当收敛比 κ 达到一定值后,

无量纲承载力 W 的变化趋于平缓。同没有抛物线凹槽结构的轴承相比,抛物线凹槽结构使得轴承的无量纲承载力得到了提高,尤其是在较小的收敛比 κ 时,无量纲承载力的改善更加显著,如当宽径比 $b/l=1$ 、收敛比 $\kappa=0.09$ 时,无量纲承载力提高了约 2.9 倍。另外,随着宽径比 b/l 的增加,抛物线凹槽结构在提高轴承无量纲承载力方面表现出更大的潜力,如收敛比 $\kappa=0.2$ 时,宽径比 $b/l=0.5$ 和 $b/l=1.5$ 的轴承无量纲承载力分别提高了 20% 和 55%。

当宽径比 $b/l=1$ 时,图 5 给出了不同出口气膜厚度 h_o 条件下凹槽结构轴承无量纲承载力 W 和收敛比 κ 的关系曲线(Pareto 前沿)。

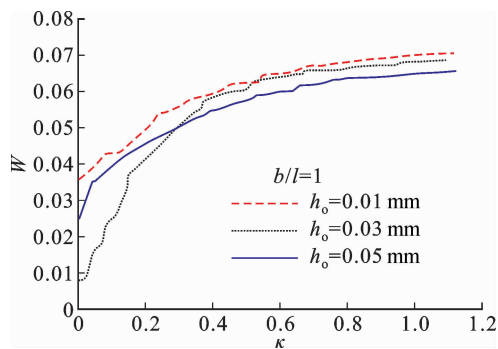


图 5 $b/l=1$ 时不同 h_o 条件下 W 与 κ 的关系曲线

Fig. 5 W - κ curves for different values of h_o when $b/l=1$

从图 5 可看出,当收敛比 κ 较大时(大于 0.3),随着计算域出口气膜厚度 h_o 的降低,轴承的无量纲承载力 W 越高,其原因在于计算域出口气膜厚度 h_o 的降低使得计算域的楔形效应增强,产生的动压力变大。但是当收敛比 κ 较小时(小于 0.3),较小计算域出口气膜厚度 h_o ($h_o=0.01\text{ mm}$ 和 0.03 mm) 则更加有利于轴承无量纲承载力 W 的提高。

当宽径比 $b/l=1$,图 6 给出了不同轴颈运动速度 U 条件下凹槽结构轴承无量纲承载力 W 和收敛比 κ 的关系曲线(Pareto 前沿)。

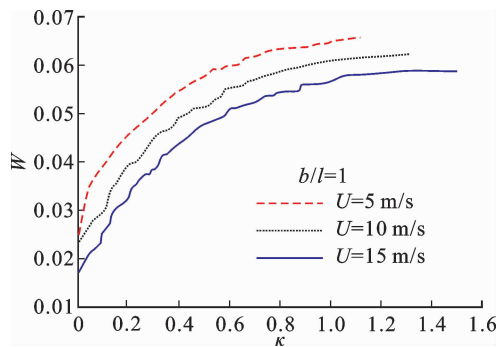


图 6 $b/l=1$ 时不同 U 条件下 W 与 κ 的关系曲线

Fig. 6 W - κ curves for different values of U when $b/l=1$

从图 6 可看出,随着轴颈运动速度 U 的增加,轴承的无量纲承载力 W 逐渐降低。应该说明的是,由于承载力无量纲化时将轴颈运动速度 U 引入到分母表达式中,因此出现轴颈速度 U 越大轴承无量纲承载力越小的情况。实际上,随着轴颈运动速度 U 的增加,轴承的有量纲承载力 W_o 也是逐渐增加的。

4.2 凹槽参数、分布位置对压力分布的影响

当宽径比 $b/l=1$ 时,图 7 给出了不同织构面积率 T 条件下计算域上壁面的压力云图。从图 7 可看出,随着织构面积率 T 的增加,计算域上壁面上最高压力区域的面积略有增加,低压区域的面积也稍有增长,但总体变化十分微小,从而解释了轴承无量纲承载力 W 随织构面积率 T 的增加而变化不大(见图 2)的原因。

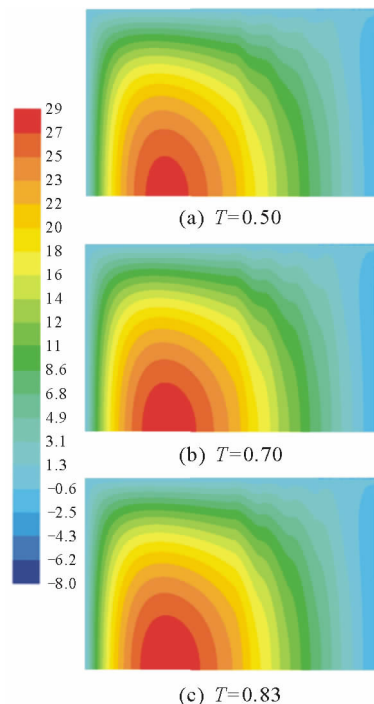


图 7 $b/l=1$ 时不同 T 条件下计算域上壁面的压力云图

Fig. 7 Color-coded contours of pressure on the upper wall for different values of T when $b/l=1$

图 8 给出了宽径比 $b/l=1$ 时,出口未织构率 s_o 在其最优值 $s_o=0.508$ (收敛比 $\kappa=1.2$ 时,图 4 中 Pareto 前沿上无量纲承载力最大处)附近变化时计算域上壁面的压力分布情况。从图 8 可看出,随着出口未织构率 s_o 的增加,最大压力值减少,压力分布趋于平滑,壁面上锯齿状的低压区域面积逐步减小或消失。形成这种趋势的原因可能是:未织构区域长度 l_{no} 的增加使得抛物线凹槽结构的长度 l_d 相应减少,从而使得因壁面运动导致的轴承侧边气体回流增加。

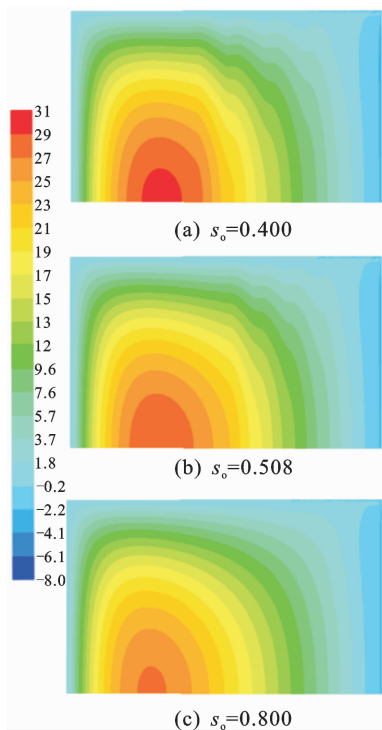


图 8 $b/l=1, \kappa=1.2$ 时不同 s_0 条件下计算域上壁面的压力云图

Fig. 8 Color-coded contours of pressure on the upper wall for different values of s_0 when $b/l=1$ and $\kappa=1.2$

当宽径比 $b/l=1$ 时,图 9 给出了抛物线凹槽织构的相对深度 ξ 在其最优值 $\xi=0.26$ (收敛比 $\kappa=1.2$ 时,图 4 中 Pareto 前沿上无量纲承载力最大处)附近变化时计算域上壁面的压力分布情况。

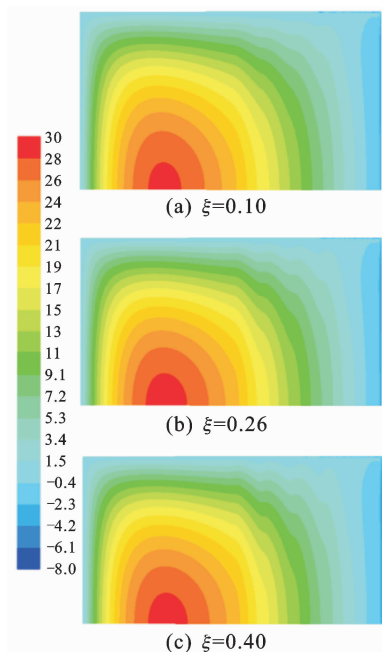


图 9 $b/l=1, \kappa=1.2$ 时不同 ξ 条件下计算域上壁面的压力云图

Fig. 9 Color-coded contours of pressure on the upper wall for different values of ξ when $b/l=1$ and $\kappa=1.2$

从图 9 可看出,当相对深度 ξ 增加时,计算域上壁面侧边锯齿状的低压区域面积呈现出逐步扩大的趋势。形成这种趋势的原因可能是:随着相对深度 ξ 的增加,凹槽收敛处的动压效应逐步增强,但是当凹槽相对深度 ξ 过大时,因壁面运动导致的气体回流效应也逐步加大,造成压力的下降。

4.3 抛物线凹槽织构数量对承载力的影响

在宽径比 $b/l=1$ 、收敛比 $\kappa=1.2$ 、凹槽相对深度 $\xi=0.26$ 、出口未织构率 $s_0=0.508$ 、织构面积率 $T=83\%$ 条件下,当抛物线凹槽织构数量 N 分别为 1、3、5、7、9 时,可求得轴承的无量纲承载力分别为 0.057、0.066、0.066、0.064、0.063。由此可知,随着抛物线凹槽织构数量 N 的增加,轴承的无量纲承载力呈现出先增加后减小的趋势。当凹槽织构数量 N 为 3 和 5 时,抛物线凹槽织构的引入能够最大程度地提高轴承的无量纲承载力。但是当凹槽织构数量 N 过少或过多时,抛物线凹槽织构对改善轴承无量纲承载力的作用十分有限,甚至会低于无抛物线凹槽织构时的轴承无量纲承载力(无凹槽织构的轴承无量纲承载力为 0.063)。如凹槽数量 N 为 1 时,进行抛物线凹槽织构加工后的轴承承载力降低了约 9.52%。

5 结 论

1) 一定条件下,抛物线凹槽织构能够有效改善微型动压气体止推轴承的承载力,尤其是在小收敛比范围内,抛物线凹槽织构在提升轴承承载力方面的作用更加显著。同时,随着计算域出口气膜厚度 h_0 和轴颈运动速度 U 的增加,微型抛物线凹槽织构动压气体止推轴承的无量纲承载力呈现出逐渐下降的趋势。

2) 当相对凹槽深度 ξ 增加时,扇形块侧边锯齿状的低压区域面积呈现出逐步扩大的趋势。当出口未织构率 s_0 增加时,扇形块的最大压力值减小,压力分布趋于平滑,锯齿状的低压区域面积逐步减小或消失。

3) 存在最优的抛物线凹槽织构数量 N ,使得轴承的承载力最大。

参考文献:

- [1] ZHANG Xiaoqing, WANG Xiaoli, LIU Ren, et al. Modeling and analysis of micro hybrid gas spiral grooved thrust bearing for microengine [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(12): 122508-1-8.
- [2] SAN ANDRÉS L, RYU K, DIEMER P. Prediction of

- gas thrust foil bearing performance for oil-free automotive turbochargers[J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 137(3): 032502-1-10.
- [3] ZHANG Yongfang, ZHANG Shuai, LIU Fuxi, et al. Motion analysis of a rotor supported by self-acting axial groove gas bearing system with double time delays[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 2014, 228(16): 2888-2899.
- [4] LOOSER A, KOLAR J W. An active magnetic damper concept for stabilization of gas bearings in high-speed permanent-magnet machines[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014, 61(6): 3089-3098.
- [5] VLADESCU S C, OLVER A V, PEGG I G, et al. The effects of surface texture in reciprocating contacts - An experimental study[J]. *Tribology International*, 2015, 82: 28-42.
- [6] XIONG Dangsheng, QIN Yongkun, LI Jianliang, et al. Tribological properties of PTFE/laser surface textured stainless steel under starved oil lubrication[J]. *Tribology International*, 2015, 82: 305-310.
- [7] KLIGERMAN Y, SHINKARENKO A. Analysis of friction in surface textured components of reciprocating mechanism[J]. *IMEchE Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2015, 229(4): 336-349.
- [8] BRIZMER V, KLIGERMAN Y. A laser surface textured journal bearing[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2012, 134(3): 031702-1-9.
- [9] GHERCA A R, MASPEYROT P, HAJJAM M, et al. Influence of texture geometry on the hydrodynamic performances of parallel bearings[J]. *Tribology Transactions*, 2013, 56(3): 321-332.
- [10] JI Jinghu, FU Yonghong, BI Qinsheng. Influence of geometric shapes on the hydrodynamic lubrication of a partially textured slider with micro-grooves[J]. *ASME Journal of Tribology*, 2014, 136(4): 041702-1-8.
- [11] MENG F M, ZHANG L, LIU Y, et al. Effect of compound dimple on tribological performances of journal bearing [J]. *Tribology International*, 2015, 91: 99-110.
- [12] LIANG Xingxin, LIU Zhenglin, WANG Huanjie, et al. Hydrodynamic lubrication of partial textured sliding journal bearing based on three dimensional CFD[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2016, 68(1): 106-115.
- [13] QIU Mingfeng, DELIC A, RAEYMAEKERS B. The effect of texture shape on the load-carrying capacity of gas-lubricated parallel slider bearings [J]. *Tribology Letters*, 2012, 48(3): 315-327.
- [14] YANG Guangwei, GE Weiping, DU Jianjun, et al. Numerical analysis of spiral grooved opposed-hemisphere gas bearings: A parametric study [J]. *IMEchE Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2016, 230(8): 930-943.
- [15] LIU Fuxi, LU Yanjun, ZHANG Qimeng, et al. Load performance of three-pad fixing pad aerodynamic journal bearings with parabolic grooves [J]. *Lubrication Science*, 2016, 28(4): 207-220.
- [16] ETSION I, KLIGERMAN Y, HALPERIN G. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces [J]. *Tribology Transactions*, 1999, 42(3): 511-516.
- [17] QIU Mingfeng, BAILEY B N, STOLL R, et al. The accuracy of the compressible Reynolds equation for predicting the local pressure in gas-lubricated textured parallel slider bearings [J]. *Tribology International*, 2014, 72: 83-89.
- [18] PAPADOPOULOS C I, EFSTATHIOU E E, NIKOLAKOPOULOS P G, et al. Geometry optimization of textured three-dimensional micro-thrust bearings [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2011, 133(4): 041702-1-14.

(责任编辑 王卫勋,王绪迪)