

DOI: 10.7511/jslx20230913004

表面织构对气体润滑承载的作用机理和性能影响研究

李钦¹, 谷俊峰^{*1}, 李征¹, 阮诗伦^{1,2}, 申长雨^{1,2}

(1. 大连理工大学 工程力学系, 大连 116024; 2. 大连理工大学 工业装备结构分析优化与 CAE 软件全国重点实验室, 大连 116024)

摘要: 气体润滑轴承由于其低摩擦、无污染、回转精度高等优点在超高速、精密仪器设备得到了日益广泛的应用, 但较低的承载力严重制约了其发展和应用。表面织构设计是提升气体润滑轴承承载能力的有效途径之一, 但其作用机理和影响规律尚不清晰。本文基于求解 N-S 方程分析了表面织构对于气体润滑承载的作用机理, 并研究了表面织构尺寸参数和底部形状对于承载力的影响规律。通过数值实验发现, 随着摩擦面的高速运动, 当气流流过矩形织构时, 由于惯性的存在, 在织构处会产生非对称涡流。合理的涡流大小与位置是提升承载力的关键, 且随着织构深度、壁面移动速度增加, 非对称涡流在气膜发散处从无到有, 再逐渐增大并向收敛处移动, 承载力则先增大后减小, 存在最佳设计尺寸。壁面移动速度越大、气膜厚度越小, 对应的最佳织构深度越小。同时, 对于织构底部形状的研究发现非对称三角形底部形状会获得更利于提升承载力的涡流, 且对于固定织构最大深度, 壁面移动速度越大, 最优三角形底部形状的顶点越向收敛处移动, 拓扑优化的形状也进一步验证了这一结果。本文的研究结果将为气体润滑性能提升与织构设计提供参考。

关键词: 表面织构; 尺寸优化; 非对称织构; 承载力; 气体润滑

中图分类号: O35 **文献标志码:** A **文章编号:** 1007-4708(2025)01-0001-07

1 引言

合理的表面结构设计已经证明可以改善摩擦、提升润滑性能而受到广泛关注, 但尚未形成明确的设计准则。常见的液体润滑中, 液体流过织构时, 由于膜厚的突然变化会产生气泡, 从而发生空化效应, 空化效应是液体润滑提升承载力的主要原因。随着近年超高速、精密仪器设备的广泛应用, 气体润滑应运而生, 同时很多学者使用织构设计以提升气体润滑的承载能力, 结果都表明使用织构设计的确可以达到提升承载力的目的^[1-4]。然而气体润滑不同于液体润滑, 由于其单相流流动, 在织构中并不会产生空化效应, 同时在高速运动时表现出可压缩性, 气体织构润滑提升承载的机理和影响规律尚不清晰。在之前的液体织构润滑研究中, 已有学者进行了低速情况下忽略空化效应的织构提升承载机理的研究, 其主要影响因素为液体的惯性^[5-7]。

本文意在研究高速情况下气体轴承织构的承载力提升机理, 以及织构对于承载力提升的影响规律。除此之外, 部分学者针对织构非对称底部形状进行了研究, 但仅局限于固定工况下织构的正反非对称之间的区别^[8,9]; 本文在此基础上, 引入非对称程度概念, 分析了不同工况下正反非对称程度的影响因素, 并通过拓扑优化给出最优底部形状。

2 表面织构的二维单胞计算模型

气体润滑问题中的气膜厚度都很小, 其雷诺数很小, 基本依靠粘性力驱动, 因此往往忽略惯性力作用同时忽略气膜厚度方向上的压力变化。而织构提升承载的机制研究则不能忽略膜厚方向的压力变化和惯性力, 本文基于 N-S 方程对表面织构二维单胞问题进行理论建模, 为了便于分析和计算, 对方程进行简化, 作出以下假设。

(1) 忽略体积力作用。

收稿日期: 2023-09-13; 修改稿收到日期: 2024-03-25.

基金项目: 国家重点研发计划(2022YFB2503503); 河南重大科技专项(221100240400)资助项目.

作者简介: 谷俊峰^{*} (1981-), 男, 博士, 副研究员 (E-mail: jfgu@dlut.edu.cn).

引用本文: 李钦, 谷俊峰, 李征, 等. 表面织构对气体润滑承载的作用机理和性能影响研究[J]. 计算力学学报, 2025, 42(1): 1-7.

LI Qin, GU Jun-feng, LI Zheng, et al. Study on the influence of performance and the mechanism of surface texture on gas lubricated loading[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2025, 42(1): 1-7.

(2) 润滑气体为弱可压缩模型,即在马赫数低于0.3 Ma时近似为不可压缩流体,高于0.3 Ma时为可压缩流体。

(3) 不考虑瞬态变化过程,只考虑稳态情况。

(4) 沿 z 平面对称分布,即可将三维模型简化为二维模型。

(5) 雷诺数远小于临界值,即使存在织构扰动仍然只需考虑层流模型。

(6) 壁面移动无滑移效应。

(7) 气体为理想状态气体。

简化后的 N-S 方程分量形式为

$$\begin{cases} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{连续性方程: } \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

$$\text{气体状态方程: } p = \rho R T \quad (3)$$

式中 ρ 为气体密度, u, v 为 x, y 向的流速, p 为气膜压力, η 为气体粘度。

由于单个微织构占用的面积相对于整个轴承的摩擦副表面来说很小,所以在单胞计算中忽略曲率的影响,织构的上表面简化为平面。轴承的转速转换为织构上壁面的移动速度,下壁面静止,且均无滑移效应。织构入口处与出口处为周期性边界条件,出入口处的压力为环境压力,默认为0 Pa,以模拟流动过程中的微织构阵列。

图1为织构单胞模型, L 为单胞长度, u 为上壁面移动速度, h_0 为上下壁面间隙, h 为织构深度, w 为织构宽度。气体进入织构的位置称为气膜发散处,气体流出织构的位置成为气膜收敛处。



图1 矩形底部织构单胞

Fig. 1 Rectangular bottom texture unit cell

承载力是本文的重点指标,其表达式为

$$W = \int p \, dL \quad (4)$$

式中 W 为上壁面承载力, p 为相对压力。

3 N-S 解与 Stokes 解对比

对于本文问题,Stokes 方程与 N-S 方程的区别在于式(1)的左侧为0,即不考虑惯性项。

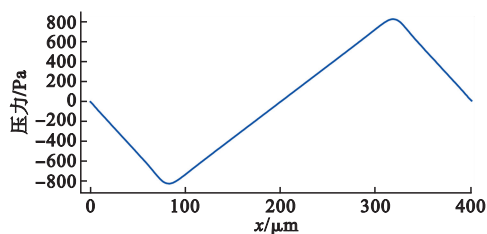
没有特殊说明,默认上壁面移动速度 $u = 252 \text{ m/s}$ (轴承直径 50 mm, 转速 10^5 rpm); 默认织构单胞长度为 $L = 400 \text{ }\mu\text{m}$, 膜厚 $h_0 = 20 \text{ }\mu\text{m}$, 深度

$h = 20 \text{ }\mu\text{m}$, 宽度 $w = 250 \text{ }\mu\text{m}$ 。

3.1 上壁面压力分布

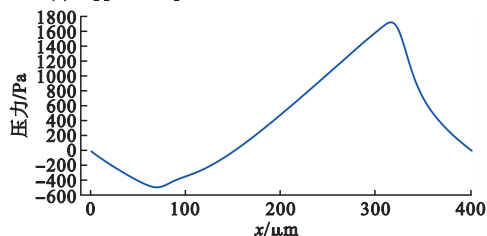
由于织构的存在,气膜发生了突变,当气体流过织构时,气膜先发散后收敛。上壁面压力随着气体流动从环境压力逐渐减小,直至气膜发散处减小到最小值,后不断增大,直至气膜收敛处增大到最大值,再不断减小到环境压力。

对于 Stokes 解,从图2(a)可以看到上壁面的压力呈反对称分布,其积分接近于0。而对于 N-S 解,由于考虑了气体惯性,从图2(b)可以看到上壁面的正压力积分大于负压力积分,从而起到了提升承载的效果。因此,气体惯性是提升织构承载的主要原因。同时,增大正压积分,减小负压积分是设计织构提升承载的本质问题。



(a) Stokes解上壁面压力分布

(a) Upper wall pressure distribution of Stokes solution



(b) N-S解上壁面压力分布

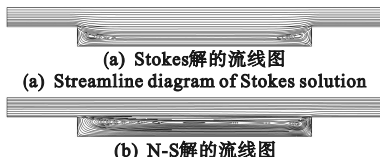
(b) Upper wall pressure distribution of N-S solution

图2 Stokes解和N-S解上壁面压力分布

Fig. 2 Upper wall pressure distribution of Stokes solution and N-S solution

3.2 织构流线与承载力关系

流线可以定性反映出流体的流动特性,进而分析流线与上壁面承载力数值之间的关系。从图3(a)的流线可以看到,对于 Stokes 解,涡流中心在两个气膜突变处对称分布,织构内流线总体呈对称形状,这也解释了上壁面压力是反对称分布的原因。而对于图3(b)的N-S解流线图,由于考虑了气体



(a) Stokes解的流线图

(a) Streamline diagram of Stokes solution

(b) N-S解的流线图

(b) Streamline diagram of N-S solution

图3 Stokes解和N-S解的流线图

Fig. 3 Streamline diagram of Stokes solution and N-S solution

惯性, 涡流中心仅在一个气膜突变处产生, 总体流线非对称分布。因此, 非对称涡流是织构能够提升气体润滑承载的主要原因, 而非对称涡流正是气体惯性的体现, 究其本质是气体惯性的影响。

4 上壁面移动速度、织构参数对承载力的影响

在以往的液体润滑织构研究中, 当上壁面移动速度增大时、或改变织构尺寸时会出现不同程度的空化现象, 空化程度的大小直接影响了上壁面承载力, 也证实了空化现象是织构提升液体承载的主要原因。而在气体润滑中, 由于不会产生空化现象, 壁面移动速度与织构尺寸对承载力的影响规律尚不明确。因此, 本文针对不同工况与不同尺寸织构, 结合流线与上壁面压力分布曲线, 观察二者的对应关系, 探究其对上壁面承载力的影响。

4.1 上壁面移动速度的影响

图 4 给出了承载力随着壁面移动速度变化的曲线, 可以看出, 对于固定几何参数的织构, 随着壁面移动速度增大, 承载力会呈现先增大后减小的趋势。

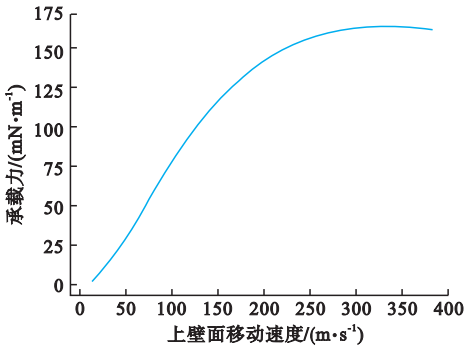


图 4 壁面移动速度与上壁面承载力关系
Fig. 4 Relationship between wall moving speed and upper wall bearing capacity

为了进一步阐释其原因, 图 5 给出了织构处的压力分布曲线, 图 6 给出了不同壁面移动速度下的流线。从图 6(a) 的流线可以看到, 流线轨迹最初呈对称形状, 此时气体惯性影响较小, 近似于 Stokes 解。随着壁面移动速度的增加, 如图 6(b) 和图 6(c) 所示, 两个气膜突变处压差增大, 气膜发散处的涡流逐渐增大, 收敛处涡流逐渐减小, 涡流中心逐渐聚集在发散处, 此时承载力急剧增加。

而随着壁面移速继续增大, 两个气膜突变处的压差虽然仍在增加, 但负压区间范围明显增加, 涡流中心渐渐从发散处向收敛处移动, 此时承载力增加速度减缓, 并达到最大值。此时继续增加壁面移速, 将导致涡流达到气膜收敛处, 且涡流中心体积

增大, 此时承载力呈现下降趋势。

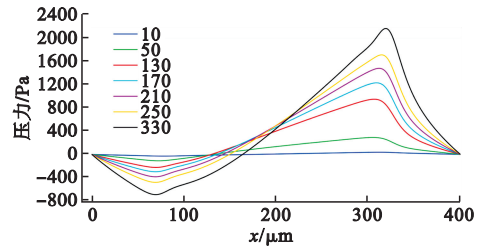


图 5 不同壁面移动速度上壁面压力分布
Fig. 5 Wall pressure distribution at different wall velocities

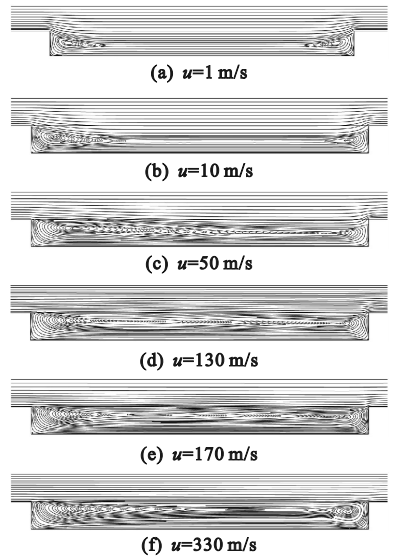


图 6 不同壁面移动速度流线
Fig. 6 Streamline of different wall moving speeds

4.2 织构深度、宽度对承载力的影响

对于固定壁面移速与织构宽度, 随着织构深度的增加, 承载力会呈现先增大后减小的趋势, 如图 7 所示。而从图 8 的流线可以看到, 随着织构深度增加, 涡流最先在气膜发散处产生, 随后涡流体积逐渐增大, 此时两个气膜突变处的压差变大, 承载力快速增加。

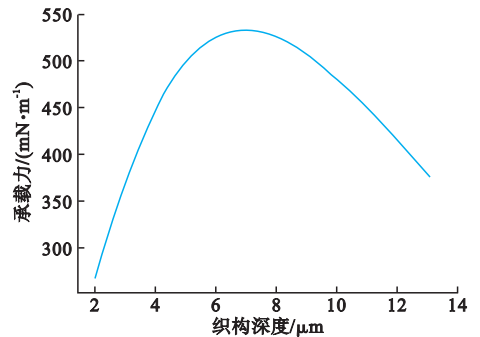


图 7 织构深度与上壁面承载力关系
Fig. 7 Relationship between texture depth and upper wall bearing capacity

随着深度继续增加, 涡流继续增大直到充满整个织构, 惯性产生的涡流旋转分散了惯性对壁面的

法向力,此时两个气膜突变处压差减小,承载力逐渐减小,而后将出现涡流中心向气膜收敛处移动。若织构深度过大将出现多个涡流,织构内流动变得不稳定,对承载提升很不利。因此对于固定工况与宽度,其织构存在最佳深度。

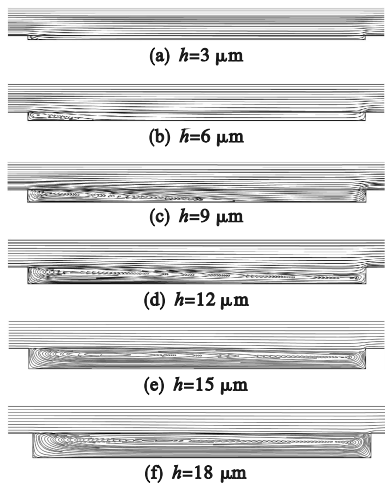


图8 不同织构深度流线图

Fig. 8 Streamline diagram of different texture depths

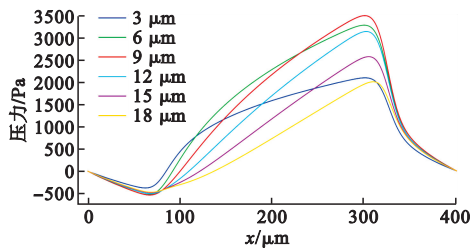


图9 不同织构深度上壁面压力分布

Fig. 9 Wall pressure distribution at different texture depths

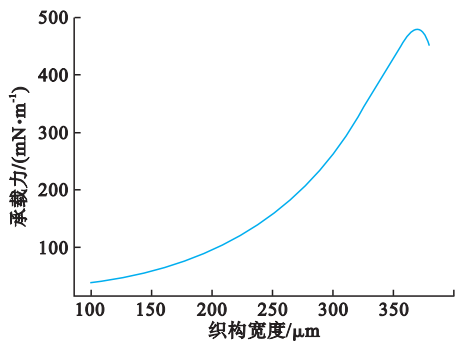


图10 织构宽度与上壁面承载力关系

Fig. 10 Relationship between texture width and upper wall bearing capacity

对于固定壁面移速与织构深度,随着织构宽度增加,承载力仍会呈现先增大后减小的趋势,如图10所示。从图11可以看出,最初的宽度很小时,涡流中心处在气膜收敛处,随着宽度增加,大涡流中心逐渐向气膜发散处移动,涡流在织构内获得更合理的分布,此时承载力快速增加。但当宽度继续增加,涡流体积进一步加大,承载力反而下降。从图12压力分布曲线可以看到,超过最佳深度后负

压力积分开始增加速度大于正压力积分。因此,对于某一固定工况与深度,织构存在最佳宽度。

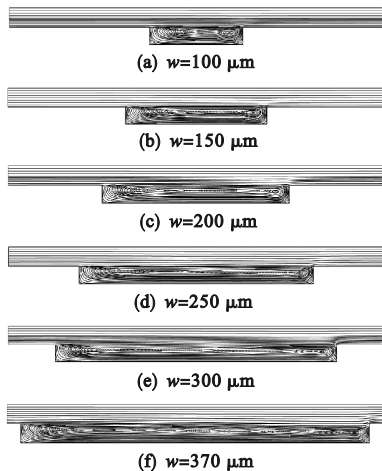


图11 不同织构宽度流线图

Fig. 11 Streamline diagram of different texture width

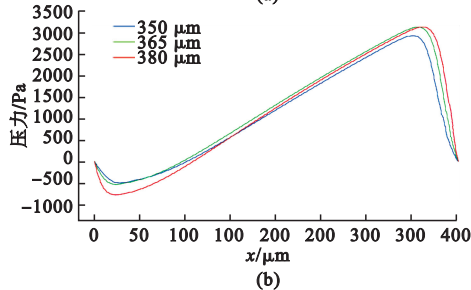
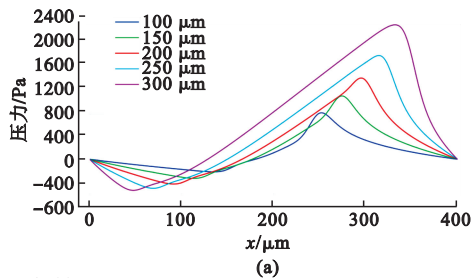


图12 不同织构宽度上壁面压力分布

Fig. 12 Pressure distribution on walls of different texture widths

4.3 分析与结论

根据以上计算结果,发现非对称涡流是提升承载力的关键。涡流增大承载力也增大,但涡流过大反而会导致承载力下降。这是因为涡流取决于气体惯性的大小,而惯性又是织构提升气体润滑承载的关键,当涡流过小代表着惯性很小,不利于提升承载。但惯性不是越大越好,惯性过大会导致涡流体积过大甚至有多多个涡流,这使得织构内的大部分气体运动动能变为旋转能量,使承载能力减小。故在设计织构尺寸或形状时,既要保证非对称涡流的存在,又要保证涡流大小不能过大。此外计算结果表明,涡流越向气膜发散区靠近,承载力越得到提升。这说明合理的涡流位置分布也是提升承载的

关键,故本文通过设计织构底部形状来改善涡流分布。

5 底部形状设计

5.1 非对称底部形状

上壁面移动速度与气膜突变程度是影响涡流产生的主要原因,气膜突变程度受到气膜发散和收敛的角度、距离影响。传统的设计采用矩形、椭圆形、等腰三角形等对称底部形状,其气膜突变程度较为固定。本文以最简单的几何形状,即三角形底部作为研究对象,给出固定的最大深度,通过平移顶点的位置改变气膜突变程度以及非对称程度,以获得更好的涡流位置和大小,从而得到最佳非对称程度,优化变量为非对称程度 K 。本文以三角形织构顶点相对于对称中线的偏移比来表示非对称程度 K ,其中 w 为织构宽度,offset 为三角形顶点至织构中心处的距离:

$$K = \frac{2 * \text{offset}}{w} \quad (5)$$

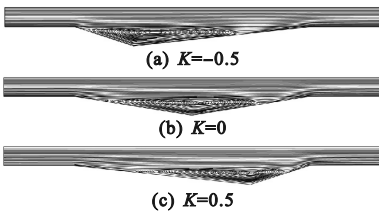


图 13 不同织构底部非对称程度流线
Fig. 13 Streamline with different asymmetric degree at the bottom of texture

图 13 结果显示,对于固定的最大深度,即固定三角形高,当上壁面移动速度越大时,气膜发散角度越小,顶点越向气膜收敛处移动,越趋近于正向非对称;对于固定壁面移动速度,最大深度越大,越趋近于正向非对称。这是因为以上的条件变化都使得涡流更容易出现,正向非对称能更好地分布涡流的分布与大小。此次研究默认出入口压差为 0,若增加压差仍会出现趋向正向非对称的结果。图 14~图 16 给出了不同条件下对最佳非对称程度与最佳发散角的影响。

5.2 底部形状拓扑优化

以最大化上壁面承载力为目标函数,使用拓扑优化,计算得到织构中每一处的最优深度,即得到织构的最优底部形状。

图 17 中蓝色所示为设计域大小, $w=250 \mu\text{m}$, $h=25 \mu\text{m}$,目标函数仍为上壁面承载力,使用密度法对其进行优化。优化结果显示,其形状近似于三

角形,并为正向非对称。从流线图可以看到,拓扑优化的结果保留了一定的涡流,同时保证了涡流不会过大,并尽量分布在气膜发散处。其结果可为后续织构优化与研究提供一定的参考。

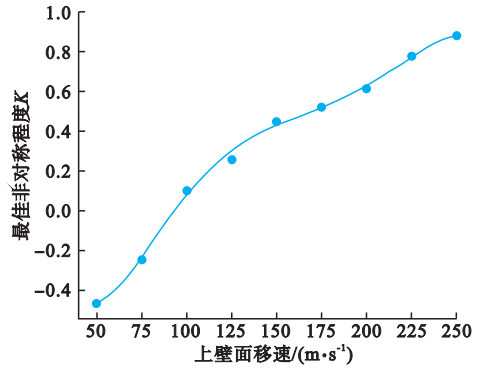


图 14 上壁面移速对最佳非对称程度的影响
Fig. 14 Influence of the upper wall velocity on the optimal degree of asymmetry

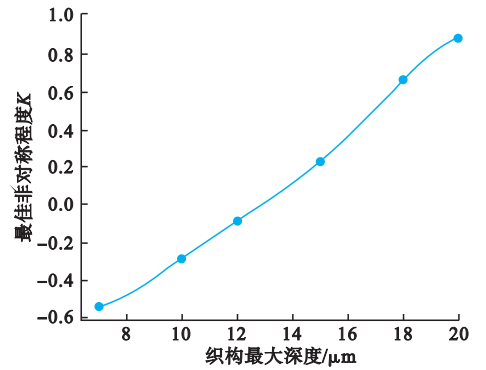


图 15 织构最大深度对最佳非对称程度的影响
Fig. 15 Influence of the maximum depth of texture on the optimal degree of asymmetry

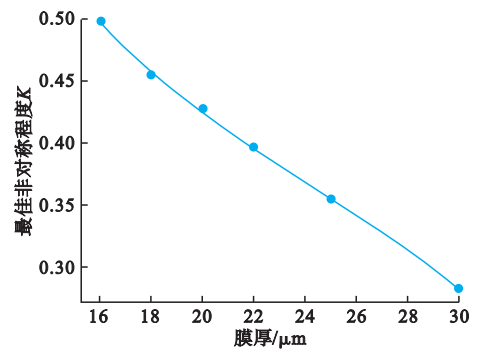


图 16 膜厚对最佳非对称程度的影响
Fig. 16 Influence of film thickness on the optimal degree of asymmetry



图 17 织构底部形状拓扑优化设计域
Fig. 17 Topology optimization design domain of texture bottom shape

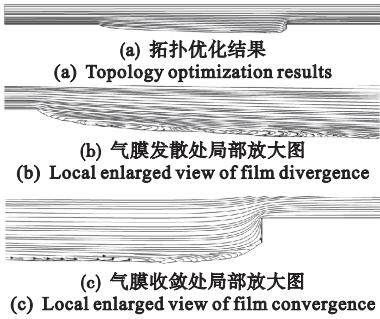


图 18 拓扑优化结果,气膜发散处局部放大图及气膜收敛处局部放大图

Fig. 18 Topology optimization results, local enlarged view of film divergence and local enlarged view of film convergence

6 结 论

(1)通过分析上壁面压力分布与流线规律,确认了惯性项作用产生的法向力是织构提升气体承载的主要原因,涡流的大小以及分布也体现了惯性的大小。而不适宜的织构设计不但不会提升气膜承载,反而会减小承载,因此织构存在最优尺寸与底部形状,使得涡流有最优的大小与分布。

(2)对于相同的上壁面移速,涡流首先出现在气膜发散处,织构深度越大,膜厚突变越剧烈,产生的涡流就越大。若深度过大,会导致涡流体积过大,涡流旋转能量分散了对法向的承载,使得承载力提升下降,存在最佳深度;而随着宽度增加会使得涡流在织构内获得不同的位置分布,同样存在最佳宽度。对于固定织构尺寸,上壁面移速越大承载力越大,但移速过大会导致织构内部流动不稳定,涡流向气膜收敛处移动,使承载力下降。同时,宽度增加会使得涡流在织构内获得不同的位置分布。

(3)对于织构尺寸的影响因素,受壁面移速、进出口压差和膜厚影响。壁面移速越大织构最佳深度越小,最佳宽度几乎不受影响;进出口压差越大最佳深度越小,最佳宽度几乎不受影响;膜厚越大最佳深度越大,最佳宽度越小。

(4)对于织构的非对称程度,对于涡流越容易出现的环境条件,非对称越趋于正向非对称,且拓扑优化的结果符合非对称研究的结果。

参考文献(References):

- [1] Hingawe N D, Bhore S P. Optimal design of surface texture in meso scale air journal bearing[J]. *Surface Topography Metrology and Properties*, 2021, **9**(3):04001.
- [2] Qiu M F, Delic A, Raeymaekers B. The effect of texture shape on the load-carrying capacity of gaslubricated parallel slider bearings[J]. *Tribology Letters*, 2012, **48**(3):315-327.
- [3] Qiu M F, Minson B R, Raeymaekers B. The effect of texture shape on the friction coefficient and stiffness of gas-lubricated parallel slider bearings[J]. *Tribology International*, 2013, **67**:278-288.
- [4] Zhang X Y, Liu C P, Zhao B. An optimization research on groove textures of a journal bearing using particle swarm optimization algorithm[J]. *Mechanics & Industry*, 2021, **22**:1.
- [5] 马晨波,朱 华,孙见君.基于 CFD 分析的表面织构润滑计算适用方程研究[J]. *机械工程学报*, 2011, **47**(15):95-100, 106. (MA Chen-bo, ZHU Hua, SUN Jian-jun. Applicable equation study of lubrication calculation of surface texture based on CFD analysis[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, **47**(15):95-100, 106. (in Chinese)).
- [6] 王 霄,孟小霞,刘东雷,等.基于 N-S 方程的微造型表面动压润滑性能的分析研究[J]. *润滑与密封*, 2007, **32**(3):38-42. (WANG Xiao, MENG Xiao-xia, LIU Dong-lei, et al. Research on hydrodynamic lubrication of textured surfaces based on navier-stokes equation[J]. *Lubrication Engineering*, 2007, **32**(3):38-42. (in Chinese))
- [7] Sahlin F, Glavatskih S B, Almqvist T, et al. Two-dimensional CFD-analysis of micro-patterned surfaces in hydrodynamic lubrication[J]. *Journal of Tribology*, 2005, **127**(1):96-102.
- [8] 张 瑜,陈国定,王 琳,等.空化与惯性效应耦合作用下的非对称表面微织构滑块承载力分析[J]. *西北工业大学学报*, 2017, **35**(6):1026-1032. (ZHANG Yu, CHEN Guo-ding, WANG Lin, et al. Analysis of bearing load-carrying capacity with asymmetric surface textures under coupling effects of cavitation and inertia effect[J]. *Journal of Northwestern Polytechnical University*, 2017, **35**(6):1026-1032. (in Chinese))
- [9] 朱春霞,王德全,杨晓楠,等.非对称表面织构表征及动压润滑效应分析[J]. *表面技术*, 2022, **51**(3):66-75. (ZHU Chun-xia, WANG De-quan, YANG Xiaonan, et al. Characterization of asymmetric surface texture and analysis of hydrodynamic lubrication effect [J]. *Surface Technology*, 2022, **51**(3):66-75. (in Chinese))
- [10] 余焕然,曾良才,周仁斌.不同织构参数对液流冲击力的影响规律[J]. *机床与液压*, 2022, **50**(4):110-114. (YU Huan-ran, ZENG Liang-cai, ZHOU Ren-bin. Effect law of different texture parameters on the impact force of liquid flow[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2022, **50**(4):110-114. (in Chinese))

- [11] 路慧彪,曹淑华,唐 平.入口压力对织构表面承载力的影响[J].机床与液压,2018,46(5):111-113,154. (LU Hui-biao, CAO Shu-hua, TANG Ping. Influence of supply pressure on carrying capacity of texture surface[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2018, 46(5):111-113,154. (in Chinese))
- [12] 刘 瞰.静压气体润滑[M].哈尔滨工业大学出版社,1990. (LIU Tun. *Aerostatic Gas Lubrication* [M]. Harbin Institute of Technology Press, 1990. (in Chinese))
- [13] Qiu M F, Bailey B, Stoll R, et al. The validity of the compressible Reynolds equation for gas lubricated textured parallel slider bearings [A]. ASME/STLE 2012 International Joint Tribology Conference [C], 2012.
- [14] Han J, Fang L, Sun J, et al. Hydrodynamic lubrication of microdimple textured surface using three-dimensional CFD[J]. *Tribology Transactions*, 2010, 53(6): 860-870.
- [15] Tang D X, Yin L, Xiao B, et al. Numerical analysis on mixed lubrication performance of journal-thrust coupled microgroove bearings with different bottom shapes [J]. *Journal of Central South University*, 2022, 29(4):1197-1212.
- [16] Shi X, Ni T. Effects of groove textures on fully lubricated sliding with cavitation [J]. *Tribology International*, 2011, 44(12):2022-2028.
- [17] 唐 晟,赵耀华,刁彦华,等.基于BOBYQA算法的微小通道热沉优化设计[J].北京工业大学学报,2018,44(6):940-947. (TANG Sheng, ZHAO Yao-hua, DIAO Yan-hua, et al. Optimal design on micro/mini-channel heat sink by BOBYQA algorithm [J]. *Journal of Beijing University of Technology*, 2018, 44(6):940-947. (in Chinese))

Study on the influence of performance and the mechanism of surface texture on gas lubricated loading

LI Qin¹, GU Jun-feng^{*1}, LI Zheng¹, RUAN Shi-lun^{1,2}, SHEN Chang-yu^{1,2}

(1. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. State Key Laboratory of Structural Analysis, Optimization and CAE Software for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Gas lubricated bearings have been increasingly widely used in ultra-high speed and precision instruments and equipment due to their advantages of low friction, no pollution, and high rotational accuracy. However, their low bearing capacity seriously restricts their development and application. One of the effective ways to improve the load-bearing capacity of gas lubricated bearings is through surface texture design, but its mechanism and influence law are still unclear. This article analyzes the mechanism of surface texture on gas lubricated bearings based on solving the N-S equation, and studies the influence of surface texture size parameters and bottom shape on bearing capacity. Through numerical experiments, it is found that with the high-speed motion of the friction surface, when gas flows through a rectangular texture, asymmetric eddy current will be generated at the texture due to the presence of inertia. Reasonable eddy current size and position are key to improving bearing capacity, and as the texture depth and wall movement speed increase, asymmetric eddy currents start from scratch at the divergence of the air film, gradually increase and move towards the convergence point. The bearing capacity first increases and then decreases, and there is an optimal design size. The higher the wall movement speed and the smaller the gas film thickness, the smaller the corresponding optimal texture depth. Additionally, research on the shape of the bottom of the texture has found that an asymmetric triangular bottom shape can obtain eddy currents that are more conducive to improving bearing capacity. For a fixed maximum depth of the texture, the higher the wall movement speed, the more the vertex of the optimal triangular bottom shape moves towards the convergence point. The topology optimized shape further confirms this result. The research results of this article will provide reference for improving gas lubrication performance and texture design for bearings.

Key words: surface texture; size optimization; asymmetric texture; bearing capacity; gas lubrication