

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.12.002

平面静压真空气浮轴承二维分析 理论及其实验研究^{*}

李陆军^{1,2}, 朱 煜², 张 鸣², 胡金春²

(1. 中国水利水电科学研究院, 北京 100038; 2. 清华大学 精密仪器与机械学系, 北京 100084)

摘要:针对真空平面静压气浮轴承性能分析的二维问题,对带有均压槽的真空平面静压气浮轴承的供气量、气膜厚度和刚度进行了数值分析和实验研究,提出了一种适用于粘性流、过渡流和分子流的二维分析模型。首先,根据真空流导理论,推导出了气膜内气体在三种流动状态下各自的控制方程,建立了真空气浮轴承承载区域二维分析模型;其次,针对带有均压槽的真空气浮轴承,在不同供气压强条件下,对不同测点的压强值进行了试验研究,获得了气浮轴承的流量,并通过流量的对比验证了该模型的准确性;最后,采用数值模型,分析了实验过程中的气膜厚度和轴承的刚度。研究表明:当轴承承载力不变时,随着供气压强增大,轴承刚度呈现先增后减的特点。

关键词:真空气浮轴承;静压气浮轴承;二维模型;轴承刚度

中图分类号:TH133.35

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)12-1259-07

Two-dimension analytical theory and experiment of high-vacuum externally pressurized gas thrust bearings

LI Lu-jun^{1,2}, ZHU Yu², ZHANG Ming², HU Jin-chun²

(1. China Institute of Water Resources and Hydropower Research, Beijing 100038, China;

2. Department of Precision Instruments and Mechanology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Aiming to the problem of two-dimension analysis theory of the performance of the externally pressurized high-vacuum gas thrust bearings, the supply gas flow rate and the gas film depth and the stiffness of the externally pressurized high-vacuum gas thrust bearings with the pressure-equalizing groove were studied experimentally and numerically, and the two analysis model was built, which can be applied for three gas flow states, the viscous flow state, the molecule flow state and the intermediate flow state. Firstly, based on the principle of the vacuum flow conductance, the control equations of the two-dimension analysis model were derived for three flow states. Secondly, the experimental apparatus was built for the study of the externally pressurized high-vacuum gas thrust bearings with pressure-equalizing groove, and the flow rate of the gas bearing at different supply gas pressure conditions were obtained by measuring of the pressure of different points. Thirdly, the reliability of the two-dimension analytical model was validated by comparison of the flow rate between the analysis model and the experiment. At last, by using of the analytical model, the gas film thickness and the static stiffness of gas-bearings during the experiments were obtained at different supply pressure. The results indicate that as the load capacity keep constant the static stiffness increase firstly and then decrease with the increase of the supply pressure.

Key words: high-vacuum gas bearings; externally pressurized gas bearings; two-dimension analytical model; stiffness of gas-bearing

收稿日期:2018-03-20

基金项目:清华大学摩擦学国家重点实验室创新资助项目(SKLT08B04)

作者简介:李陆军(1981-),男,江西上饶人,博士,高级工程师,主要从事气浮轴承数值分析、冷却塔工艺等研究。E-mail:lilujun2008@126.com

0 引 言

平面静压气浮轴承是光刻机气浮工件台的重要组成部分,近十几年来受到了业界广泛的关注。根据光刻技术路线图,下一代光刻技术将采用极紫外光刻(EUVL)技术。由于 EUVL 技术只适用于高真空环境下,平面静压气浮轴承的工作环境是高真空。为了进行 EUVL 设计,需研究真空环境下平面静压气浮轴承的特性(为叙述方便,本文将高真空环境下的平面静压气浮轴承,称为真空平面静压气浮轴承)。

FUKUI 等^[1]实验研究了真空平面静压气浮轴承的性能,但由于实验装置没有密封系统,使得真空腔室内真空度较低,且轴承承载力非常小。为提高轴承的密封性能,多个专利中采用了多级抽气密封结构^[2-4]。带有多级抽气密封机构的真空气浮轴承,一方面利用高压气源向轴承充气使得轴承具有较高的承载力,而另一方面利用多个真空泵抽气使得真空腔内压强较低;气膜内气体流入真空腔室的过程中,由于真空泵不断抽气,压强不断降低,使得气体的流动状态由粘性流经过渡流向分子流转变。因此,在粘性流状态下成立的雷诺润滑方程不再适用,需建立新的研究模型。

目前,针对真空气浮轴承性能的研究,均是采用一维理论进行的。YOSHIMOTO 等^[5]针对径向静压真空气浮轴承,根据真空流导理论,建立了一维分析理论,分析了轴承的密封性能与结构尺寸的关系,研究结果表明:三级密封系统的密封性能与 O 形圈密封性能相当;KHIM 等^[6]针对具有多抽气系统的真空气浮滑块,利用一维分析模型分析了滑块水平速度、倾斜度对腔室内压强的影响,并实验研究了真空腔室制造材料的吸附效应和除气效应对腔室内压强的影响;SCHENK 等^[7]针对圆环形平面静压气浮轴承,建立了一维分析模型,分析了真空环境下小孔节流和多孔介质节流分别对轴承静态性能的影响,认为在真空环境下,轴承的承载力和刚度都明显减小,而采用两级抽气系统,腔室内真空度将提高两个量级。

真空平面静压气浮轴承分为承载区域、密封区域和抽气区域。如果仅有一个节流孔,且位于轴承中心,在轴承静止时承载区域的压强分布为一维,此时可应用一维分析模型分析轴承性能。但在工程应用中,为了提高轴承的承载力和刚度,通常在轴承承载区域加工均压槽,或者采用多孔节流。均压槽和多孔节流导致承载区域的压强分布为二维,所以需建立二维分析模型,分析承载区域的压强分布及轴承承载力、刚度和密封性能。

本文将先根据真空流导理论,利用质量守恒条件推导出气膜内气体在 3 种流动状态下各自的控制方程,建立真空气浮轴承承载区域二维分析模型,并利用商用软件 Comsol 的 PDE 模块对控制方程进行求解;然后研究带有均压槽的真空气浮轴承在不同供气压强条件下不同测点的压强值;最后通过与实验结果对比以验证该模型的准确性,并采用该模型分析实验过程中的气膜厚度和轴承的刚度。

1 承载区域二维分析理论

以某个微元控制体为研究目标,气膜内气体二维微元控制体如图 1 所示。

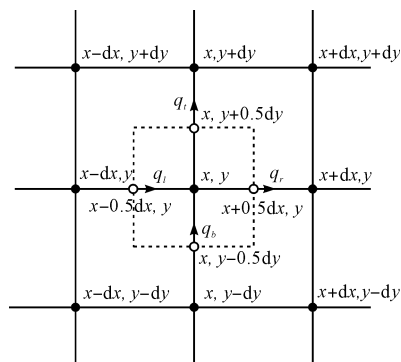


图 1 气膜内气体二维微元控制体

假设气膜内温度相同以及气膜内压强在气膜厚度方向没有变化。根据真空流导理论可知,由左边流入控制体的质量流速为:

$$q_l = -C_x(x-0.5dx, y) \frac{p(x, y) - p(x-0.5dx, y)}{R \cdot T} \quad (1)$$

式中: q_l —控制单元左边流入的气体流速, kg/s; C_x — x 方向的流导系数, m^3/s ; x —坐标位置, m; y —坐标位置, m; R —气体常数, $\text{J}/(\text{K} \cdot \text{kg})$; T —气体温度, K; p —压强, Pa。

由右边流出控制体的质量流速为:

$$q_r = -C_x(x+0.5dx, y) \frac{p(x+dx, y) - p(x, y)}{R \cdot T} \quad (2)$$

式中: q_r —控制单元右边流出的气体流速, kg/s。

由上边流入控制体的质量流速为:

$$q_t = -C_y(x, y+0.5dy) \frac{p(x, y+dy) - p(x, y)}{R \cdot T} \quad (3)$$

式中: q_t —控制单元上边流出的气体流速, kg/s; C_y — y 方向的流导系数, m^3/s 。

由下边流出控制体的质量流速为:

$$q_b = -C_y(x, y - 0.5dy) \frac{p(x, y) - p(x, y - 0.5dy)}{R \cdot T} \quad (4)$$

式中: q_b —控制单元下边流入的气体流速, kg/s。

微元控制体内气体质量为:

$$q_0 = \frac{p \cdot h \cdot dx \cdot dy}{R \cdot T} \quad (5)$$

式中: q_0 —微元控制体内气体质量, kg; h —气膜厚度, m。

由质量守恒可得:

$$q_l - q_r + q_b - q_t - \frac{dq_0}{dt} = 0 \quad (6)$$

式中: t —时间, s。

微元控制体的流导系数 C 和位置的关系为:

$$C_x(x, y) = C_x(x - dx, y) + \frac{\partial C_x(x - dx, y)}{\partial x} dx \quad (7)$$

$$C_y(x, y) = C_y(x, y - dy) + \frac{\partial C_y(x, y - dy)}{\partial y} dy \quad (8)$$

根据式(1~3), 可得:

$$q_x = R \cdot T \cdot (q_l - q_r) = \frac{\partial}{\partial x} \left[C_x(x, y) \cdot \frac{\partial p(x, y)}{\partial x} \right] dx^2 + \frac{1}{2} \frac{\partial C_x(x, y)}{\partial x} \frac{\partial^2 p(x, y)}{\partial x^2} dx^3 \quad (9)$$

式中: q_x — x 方向的流量, m^3/s 。

略去3阶小项后可得:

$$q_x = \frac{\partial}{\partial x} \left[C_x(x, y) \cdot \frac{\partial p(x, y)}{\partial x} \right] \cdot dx^2 \quad (10)$$

同理, 根据式(3, 4, 8), 可得:

$$q_y = R \cdot T \cdot (q_b - q_t) = \frac{\partial}{\partial y} \left[C_y(x, y) \cdot \frac{\partial p(x, y)}{\partial y} \right] dy^2 \quad (11)$$

式中: q_y — y 方向的流量, m^3/s 。

根据式(5) 可得:

$$R \cdot T \cdot \frac{dq_0}{dt} = \left[\frac{\partial(p \cdot h)}{\partial t} + u \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial x} + v \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial y} \right] dx dy \quad (12)$$

最后, 由式(6, 10~12) 可得:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(C_x \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx^2 + \frac{\partial}{\partial y} \left[C_y \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right] dy^2 = \left[\frac{\partial(p \cdot h)}{\partial t} + u \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial x} + v \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial y} \right] dx \cdot dy \quad (13)$$

式中: u —轴承 x 方向运动速度 0.5 倍, m/s; v —轴承 y 方向运动速度 0.5 倍, m/s。

因为上述推导过程中没有利用连续介质的假设,

式(13) 在粘性流、过渡流和分子流的状态下都成立。下一步是获得微元控制体在流导系数 C_x 和 C_y , 消除 dx^2 和 dy^2 , 从而获得类似雷诺方程的控制方程。

根据相关参考文献可知矩形管道的分子流导系数^[8]。在粘性层流区域, 矩形截面管道的流导系数 C_v 为:

$$C_v = \frac{a^3 \cdot b \cdot p}{12\eta \cdot L} \quad (14)$$

式中: C_v —粘性层流区域矩形管道的流导系数, m^3/s ; a —矩形截面的高, m; b —矩形截面的宽, m; L —管道长度, m; η —粘性系数, Pa·s; 其他符号同上。

对比微元控制体可知, $a = h, b = dy, L = dx$, 因此微元控制体在 x 方向的粘性流导为:

$$C_{x,v} = \frac{p \cdot h^3}{12\eta} \frac{dy}{dx} \quad (15)$$

式中: $C_{x,v}$ — x 向粘性流导系数, m^3/s 。

同理, 可获得 y 向粘性流导系数为:

$$C_{y,v} = \frac{p \cdot h^3}{12\eta} \frac{dx}{dy} \quad (16)$$

式中: $C_{y,v}$ — y 向粘性流导系数, m^3/s 。

在分子流区域, 矩形截面管道的流导系数 C_m 为:

$$C_m = \frac{8}{3\sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{2R_0 \cdot T}{M}} \frac{A^2}{B \cdot L} \quad (17)$$

式中: C_m —分子流区域矩形管道的流导系数, m^3/s ; A —截面的面积, m^2 ; B —截面的宽度, m^2 ; L —管道的长度, m; R_0 —气体常数, kJ/(K·kg); M —空气分子量。

对比微元控制体可知, $A = dy \cdot h, B = 2dy + 2h, L = dx$ 。由于 h 约为 10 $\mu m, dy \gg h, B = 2dy$ 。因此微元控制体处于分子流状态时, 其在 x 方向流导系数为:

$$C_{x,m} = \frac{8}{3} \sqrt{\frac{R_0 \cdot T}{2\pi \cdot M}} \cdot h^2 \cdot \frac{dy}{dx} \quad (18)$$

式中: $C_{x,m}$ — x 向分子流导系数, m^3/s 。

同理, 可得 y 向流导系数为:

$$C_{y,m} = \frac{8}{3} \sqrt{\frac{R_0 \cdot T}{2\pi \cdot M}} \cdot h^2 \cdot \frac{dx}{dy} \quad (19)$$

式中: $C_{y,m}$ — y 向分子流导系数, m^3/s 。

根据气膜内压强和气膜厚度的积 $p \cdot h$, 可判断出流导状态及对应的流导系数: $p \cdot h > 5 \times 10^{-1} \text{ cm} \cdot \text{Torr}$ 时为粘性流, $C = C_v$; $5 \times 10^{-3} \text{ cm} \cdot \text{Torr} < p \cdot h < 5 \times 10^{-1} \text{ cm} \cdot \text{Torr}$ 时为过渡流, $C = C_v + C_m$; $p \cdot h < 5 \times 10^{-3} \text{ cm} \cdot \text{Torr}$ 时为分子流, $C = C_m$ 。

因此, 将式(15, 16) 代入式(13), 可得粘性区域的二维方程:

$$\nabla \cdot \left[\left(\frac{p \cdot h^3}{12\eta} \right) \nabla p \right] = \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial t} + u \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial x} + v \frac{\partial(p \cdot h)}{\partial y} \quad (20)$$

同理,可得分子流区域的二维方程和过渡区域的二维方程:

$$\nabla \cdot \left(\frac{8}{3} \sqrt{\frac{R_0 T}{2\pi M}} h^2 \nabla p \right) = \frac{\partial(ph)}{\partial t} + u \frac{\partial(ph)}{\partial x} + v \frac{\partial(ph)}{\partial y} \quad (21)$$

$$\nabla \cdot \left[\left(\frac{p \cdot h^3}{12\eta} + \frac{8}{3} \sqrt{\frac{R_0 \cdot T}{2\pi \cdot M}} \cdot h^2 \right) \cdot \nabla p \right] = \frac{\partial(ph)}{\partial t} + u \frac{\partial(ph)}{\partial x} + v \frac{\partial(ph)}{\partial y} \quad (22)$$

由于微元控制体很小,可认为其流动状态是单一的,在计算过程,先判断流动状态,然后选择对应的控制方程进行求解,从而可以分析出真空气浮轴承承载区域二维压强分布。

由于后续模型试验中,轴承无水平运动, $U_1 = V_1 = 0$,并假定流动状态为定常,即 $\partial(ph)/\partial t = 0$ 。

2 节流孔出口处边界问题分析

本文以承载区域为研究对象,涉及两个边界,即第一道抽气边界 L_1 和节流孔出口处边界 L_2 。边界 L_1 处压强可由实验测出或者根据实验条件设为某个定值。边界 L_2 处需采用流量连续性边界条件。

由于节流孔出口处压强较大,气体流动状态处于粘性流区域,节流孔气体质量流速采用连续介质流体力学中的喷管流动理论公式,如下式所示^[9-10]:

当 $\frac{P_i}{P_s} < 0.528$ 时,有:

$$q = c_0 \cdot A_r \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \frac{1}{R \cdot T_s} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} P_s} \quad (23)$$

当 $\frac{P_i}{P_s} \geq 0.528$ 时,有:

$$q = c_0 \cdot A_r \cdot P_s \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{1}{R \cdot T_s} \sqrt{\left(\frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}} \quad (24)$$

式中: q —轴承气体流速,kg/s; P_i —节流孔出口处压强,Pa; P_s —为高压气源压强,Pa; c_0 —节流系数,取 0.8; γ —绝热系数,取 1.4; T_s —气源气体温度,K; T_i — L_2 上气体温度,K; A_r —流孔的喉部面积,m²。

由圆柱体的侧向流入轴承的气体流速如下式所示^[11-12]:

$$Q = - \frac{1}{R \cdot T_i} \int_{L_2} \left(\frac{P_0 \cdot h^3}{12\eta} \nabla \cdot p \right) dl \quad (25)$$

式中: Q —轴承气体流量,kg/s; P_0 — L_1 处压强,Pa。

由流量守恒可得下式:

$$Q = q \quad (26)$$

假定空气经过小孔节流为绝热过程,则下式成立:

$$\frac{P_i}{P_s} = \left(\frac{\rho_i}{\rho_s} \right)^\gamma = \left(\frac{T_i}{T_s} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (27)$$

$$P_i = \rho_i \cdot R \cdot T_i \quad (28)$$

$$P_s = \rho_s \cdot R \cdot T_s \quad (29)$$

式中: ρ_i —节流孔入口空气密度,kg/m³; ρ_s —气源空气密度,kg/m³。

最后,根据式(23 ~ 29) 求得节流孔出口处 L_2 的流量连续性边界条件如下式所示:

$$\text{当 } \frac{P_i}{P_s} \geq 0.528, - \int_{L_2} \left(\frac{P_0 \cdot h^3}{12\eta} \nabla \cdot P_0 \right) dl = c_0 \cdot A_r \cdot P_i \sqrt{\frac{2\gamma \cdot R \cdot T_s}{(\gamma-1)}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (30)$$

$$\text{当 } \frac{P_i}{P_s} < 0.528, - \int_{L_2} \left(\frac{P_0 h^3}{12\eta} \nabla \cdot P_0 \right) dl = \left(\frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot c_0 \cdot A_r \cdot P_s \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_s \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (31)$$

3 实验方法

平面静压真空气浮轴承实验平台由分子泵、机械泵、真空腔室和轴承组成,实物图如图 2 所示。

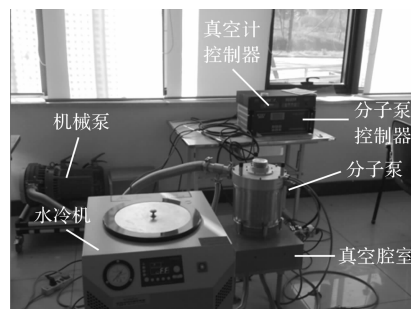


图 2 真空气浮轴承实验平台实物图

分子泵通过卡钳安装在真空腔室上部,对真空腔室抽气,维持真空腔室内的高真空环境。气浮轴承安装在真空腔室内,轴承底部加工出了 3 道抽气环,抽气环通过管道、波纹管与机械泵相连,从而减少气膜内气体泄漏至真空腔室的泄漏量。

真空腔的上盖(四周与上盖为一体)与其底部的连接,采用密封法兰连接,法兰凹槽内有密封橡胶条。在装配前,将密封脂涂抹在这些密封橡胶条上;装配后在连接缝隙处涂抹密封胶。实验采用了小孔节流,节流孔直径为 80 μm,为了防止节流孔堵塞,笔者在节流孔前安装了过滤器。同时,采用了永磁预载的方式,增大

了轴承的承载力。载荷为永磁的磁吸引力和轴承滑块自身重量,在装配前,利用弹簧秤测量了轴承的荷载(精度 0.01 kg)。轴承滑块重量为 36.3 N,永磁预载力为 50 N。

为了降低实验成本,该实验中仅采用的一个机械泵和一个分子泵。

实验仪器、波纹管 and 测点位置如图 3 所示。

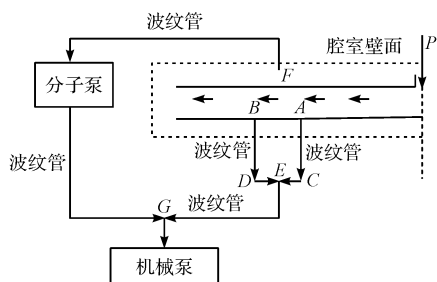


图 3 实验装置实际连接示意图

图 3 中, A 点位于第一道抽气环, B 点位于第二道抽气环, 通过波纹管与机械泵相连, BD、AC 和 EF 之间的波纹管均为 KF16 × 800 mm。同时, 机械泵和分子泵相连, 作为分子泵的前级泵。第三道抽气环出口被密封。

分子泵和机械泵的型号、抽气速率和极限压强等参数如表 1 所示。

表 1 真空泵性能参数

泵名称	型号	抽气速率 liter/s	极限压强 /Pa
机械泵	SVROLLVACSC30D	8.33	1
分子泵	FF-200/1300	1 300	6×10^{-6}

4 实验结果及理论分析

实验过程中, 轴承的承载力 F_0 保持不变, 为 86.3 N。采用电离规真空计(精度 0.001 Pa) 测量真空腔室内 F 点处压强, 采用电阻规真空计(精度 0.1 Pa) 测量 A、B、C、D、G 点压强。实验结果表明 B、C 和 D 这 3 点处压强几乎相等, 真空气浮轴承各点压强测试结果如图 4 所示。

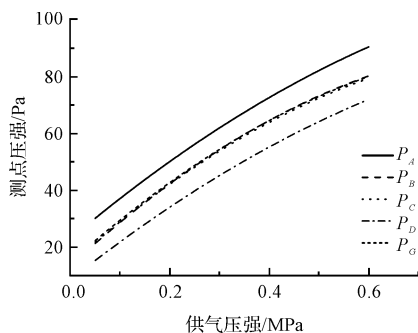


图 4 真空气浮轴承各点压强测试结果

可近似认为通过波纹管 AC 的气体质量流速等于

从节流孔流入轴承的气体质量流速。此外, 密封腔室内压强 P_F 压强保持在 1.6×10^{-2} Pa, 不随供气压强 P_s 变化。

波纹管 AC 的流量, 可以根据空气流动状态进行计算。当流动状态为粘性流时, 算法如下式所示:

$$Q_{AC} = \frac{\pi D^4}{128 \eta \cdot L} \frac{(P_A + P_C)}{2} (P_A - P_C) \quad (32)$$

式中: Q_{AC} —波纹管 AC 流量, $\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}$; D —波纹管直径, m; L —波纹管长度, m; P_A —测点 A 的压强, Pa; P_C —测点 C 的压强, Pa。

当流动状态为过渡流时, 算法如下式所示:

$$Q_{AC} = \frac{\pi D^4}{128 \eta L} \frac{(P_A + P_C)}{2} (P_A - P_C) + \frac{8}{3 \sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{2 R_0 \cdot T}{M}} \frac{\pi D^3}{16 L} (P_A - P_C) \quad (33)$$

当流动状态为分子流时, 算法如下式所示:

$$Q_{AC} = \frac{8}{3 \sqrt{\pi}} \sqrt{\frac{2 R_0 \cdot T}{M}} \frac{\pi D^3}{16 L} (P_A - P_C) \quad (34)$$

试验中 A 点和 C 点的压强范围为 15 Pa ~ 80 Pa, 波纹管半径为 0.4 m, 所以压强和半径的乘积约为 5 cm · Torr ~ 24 cm · Torr, 波纹管内部流动为粘性流; 由于最小值 5 cm · Torr 接近过渡区的下限值, 仍按照式 (33) 计算。

在低压下, 气体粘性系数按照下式计算:

$$\eta = \frac{T \cdot \eta_0}{\chi + T} \quad (35)$$

式中: χ —Sutherland 系数, 取 132 K; T —参考温度, 取 273 K; η_0 —参考粘性系数, 取 1.73×10^{-5} Ns/m²。

由于真空腔室完全密封, 实验过程中气膜厚度及轴承刚度无法测量, 为此笔者采用二维分析模型来分析轴承的气膜厚度和轴承刚度。在应用二维分析模型之前, 本研究通过比较实验测量的气体质量流速 Q_{exp} 和理论分析的气体质量流量 Q_{theory} , 验证分析模型的准确性。具体方法如下:

(1) 由于通过波纹管 AC 的气体质量流速等于从节流孔流入轴承的气体质量流速, $Q_{\text{exp}} = Q_{AC}$;

(2) 根据二维分析模型, 由 P_s 和 P_A 可获得气膜厚度 h 和承载力 F 的关系;

(3) 根据 $F-h$ 关系曲线, 获得与实际承载力 F_0 对应的真实气膜厚度 h_0 ;

(4) 由 h_0 求得 Q_{theory} ;

(5) 对比 Q_{theory} 和 Q_{exp} , 验证分析模型的准确性。

实验气浮轴承的在第一道抽气环的内径为 80 mm, 外径为 85 mm, 轴承的承载区域为直径为 80 mm 内圆,

节流孔的直径为 $80\ \mu\text{m}$; 为了提高轴承的承载力及刚度, 本研究在底板上表面加工出了均压槽, 深为 $20\ \mu\text{m}$, 宽为 $0.2\ \text{mm}$ 。

由于只需要分析承载区域压强分布, 研究模型可简化, 真空气浮轴承分析模型如图 5 所示。

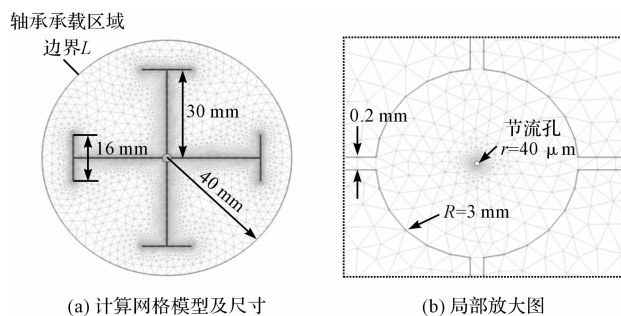


图 5 真空气浮轴承分析模型

当 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$ 时, 轴承承载区域边界 L_1 上压强等于 $P_A (= 36\ \text{Pa})$, 根据真空气浮二维分析理论, 可以获得某一个气膜厚度下承载区域内压强分布。例如, 当 $h = 6\ \mu\text{m}$ 、 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$ 时, 承载区域压强分布如图 6 所示。

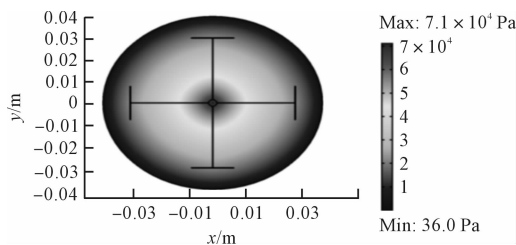


图 6 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$, $h = 6\ \mu\text{m}$ 时承载区域压强分布

通过积分可获得 F 。针对不同的气膜厚度进行计算, 可得 h 和 F 的关系, 如图 7 所示。

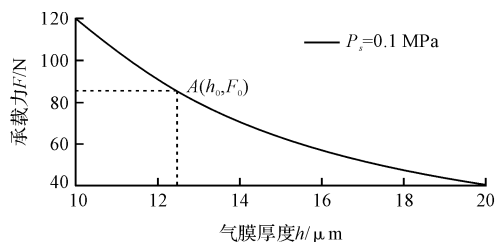


图 7 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$, $h = 6\ \mu\text{m}$ 时 F 与 h 关系

轴承实际承载力 $F_0 = 86.3\ \text{N}$, 对应的实际气膜厚度 $h_0 = 12.5\ \mu\text{m}$ 。所以 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$ 时, 实验中气膜厚度为 $12.5\ \mu\text{m}$ 。由 h 和 Q 的关系, $P_s = 0.1\ \text{MPa}$ 时理论分析的气体流速 $Q_{\text{theory}} = 0.033\ \text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{s}$; 由 h 和轴承静态刚度 K 的关系, 可知 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$ 时 $K = 11.2\ \text{N}/\mu\text{m}$ 。

根据上述方法可分析出不同供气压强与气膜厚度的关系曲线, 如图 8 所示。

由图 8 可知: 随着 P_s 增大, h_0 逐渐增大。

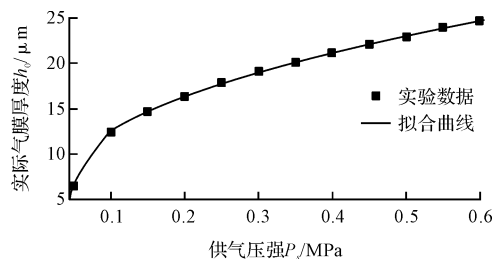


图 8 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$ 时 h_0 和 F 关系

依据数值模型可获得供气压强与轴承空气流量的关系, 如图 9 所示。

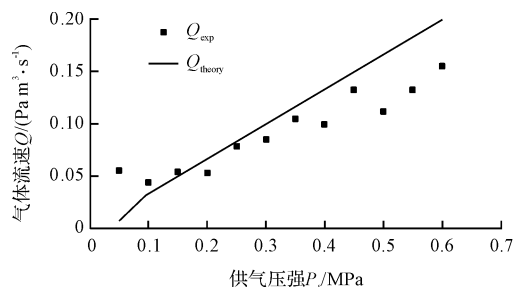


图 9 气体流速实验结果与理论结果对比

由图 9 可知: Q_{exp} 与 Q_{theory} 基本吻合, 这证明了二维分析模型的准确性。

当 $P_s > 0.35\ \text{MPa}$ 时 Q_{exp} 略小于 Q_{theory} , 原因可能有两种:

(1) 气源到节流孔实验装置存在泄漏, 导致实际供气压强小于气源压强, 使得实际流量变小;

(2) 当 P_s 增大时, 气膜厚度随着增大, 导致轴承刚度变小, 此时轴承可能会发生倾斜, 使得实际流量变小。

进一步依据数值模型分析结果, 可获得试验过程中供气压强与轴承刚度的关系, 如图 10 所示。

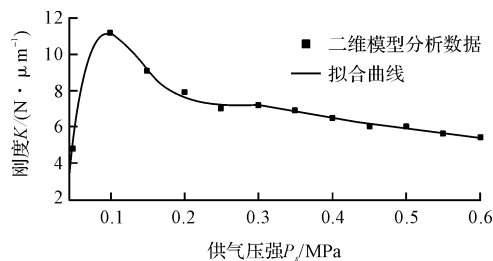


图 10 P_s 和 K 关系

在 $P_s = 0.1\ \text{MPa}$, 刚度最大, 约为 $11.2\ \text{N}/\mu\text{m}$; 而当 $P_s > 0.1\ \text{MPa}$ 时, 刚度随 P_s 增大而减小; 而当 $P_s < 0.1\ \text{MPa}$ 时, 轴承刚度随 P_s 增大而增大。其原因是: 当气膜厚度较大或较小时, 载荷随气膜厚度的变化率较小; 当气膜厚度在中间段时, 载荷随气膜厚度的变化率较大。所以刚度随气膜厚度增大, 先增后减。而气膜

厚度随供气压强增大而增大,所以刚度随供气压强增大,先增后减。

5 结束语

本文针对真空气浮轴承,展开了理论分析和实验研究。主要研究结果如下:

(1)利用真空流导理论,在质量守恒的条件下推导出真空气浮轴承承载区域的二维数值模型;由于该理论没有用到连续性假设,适用于任何流动状态;

(2)搭建了真空气浮轴承实验平台,进行了真空气浮轴承实验,结果表明:从节流孔流入轴承的气体几乎全部被第一道抽气系统抽走,但是由于实验装置存在泄漏,导致真空腔室内真空度在 10^{-2} Pa 级别,通过测量不同点的压强,分析出实验中气体质量流量,并与数值模型分析结果对比,验证了二维数值模型的可靠性;

(3)利用二维数值模型,分析了在载荷不变时气膜厚度、轴承刚度与供气压强的关系;分析结果表明:气膜厚度随供气压强增大而增大,轴承刚度随供气压强先增后减。

参考文献(References):

- [1] FUKUI S, KANEKO R. Experimental investigation of externally pressurized bearings under high Knudsen number conditions[J]. *Journal of Tribology*, 1988(110):144-147.
- [2] WASTON D C, NOVAK W T. Air bearing linear guide for use in a vacuum [P]. United States Patent: 6467960, 2002.
- [3] HIGUCHI A, KATO T, IWASKI K. Slide apparatus and its stage mechanism for use in vacuum [P]. United States Patent:6732610,2003.
- [4] SOGARD M R. Air bearing operable in a vacuum region [P]. United States Patent:6126169,2000.
- [5] YOSHIMOTO S, YOSHIDA Y, YAGI K. The seal system in aerostatic journal bearings for high vacuum chambers [J]. *Journal of Tribology*, 2004,126(2):310-315.
- [6] KHIM G, PARK C H, LEE H, et al. Analysis of additional leakage resulting from the feeding motion of a vacuum-compatible air bearing stage [J]. *Vacuum*, 2006,81(4):466-474.
- [7] SCHENK C, BUSCHMANN S, RISSE S. Comparison between flat aerostatic gas-bearing pads with orifice and porous feedings at high-vacuum condition [J]. *Precision Engineering*, 2008,32(4):319-328.
- [8] ROTH A. Vacuum technology [M]. Amsterdam:North-Holland Publishing Company, 1982.
- [9] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [10] 朱可. 浅谈静压轴承润滑系统的调试及保护条件[J]. 液压气动与密封,2017(9):55-58.
- [11] 王蕊,刘今凡,雷永婷. 环形多孔质节流器外径对气压轴承静态特性的影响[J]. 液压气动与密封,2016(12):30-32.
- [12] 迟长青. 气体动静压轴承的动力学及热力学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2008.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

李陆军,朱煜,张鸣,等. 平面静压真空气浮轴承二维分析理论及其实验研究[J]. 机电工程,2018,35(12):1259-1265.

LI Lu-jun, ZHU Yu, ZHANG Ming, et al. Two-dimension analytical theory and experiment of high-vacuum externally pressurized gas thrust bearings[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2018,35(12):1259-1265.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>