

文章编号:1000-8055(2019)04-0787-09

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2019.04.007

一种关于静压气体轴承节流孔系数的计算方法

张建波, 焦春晓, 邹冬林, 塔娜, 饶柱石
(上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 基于层流边界层方程的分离变量算法和雷诺方程的解析算法, 提出了一种关于单节流孔静压气体止推轴承的节流孔系数的计算方法。该方法通过比较层流边界层方程计算获得的气体轴承的质量流量和雷诺方程计算获得的质量流量计算获得了节流孔系数。将计算获得的节流孔系数和节流孔系数为常数 0.8 代入单节流孔气体止推轴承的雷诺方程中, 计算获得的承载力与分离变量算法求解层流边界层方程获得的承载力进行对比, 可以发现, 相对于采用节流孔系数为 0.8 来说, 采用该计算的节流孔系数求解雷诺方程的承载力与分离变量算法求解获得的承载力结果精度最大提高了 8%。从而验证了该计算节流孔系数方法的正确性。

关键词: 静压气体止推轴承; 节流孔系数; 雷诺方程; 分离变量算法(MSV); 层流边界层方程
中图分类号: V231.96; TH133.37 **文献标志码:** A

A calculation method for solution of discharge coefficients in aerostatic bearing

ZHANG Jianbo, JIAO Chunxiao, ZOU Donglin, TA Na, RAO Zhushi
(School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: A calculation method combining the method of separation of variables (MSV) for laminar boundary-layer equations and the analytical solution of Reynolds equation was proposed to study the discharge coefficients of aerostatic bearings. The discharge coefficients were obtained by comparing the mass flow rate obtained by the laminar boundary-layer equations and by Reynolds equation. The bearing capacity from solution of Reynolds equation with the discharge coefficient at the constant 0.8 and laminar boundary-layer equations solved by MSV was studied comparatively. Results showed that the maximum precision of the bearing capacity obtained by the Reynolds equation with the discharge coefficient in this calculation was increased 8% than the bearing capacity from the Reynolds equation with discharge coefficient of 0.8, comparing with the results calculated by MSV. It means that the discharge coefficient is suitable and valid for solution of Reynolds equation.

Key words: aerostatic thrust bearing; discharge coefficient; Reynolds equation; method of separation of variables (MSV); laminar boundary-layer equation

收稿日期:2018-08-15

基金项目:国家自然科学基金(11802175)

作者简介:张建波(1990-),男,博士生,主要研究方向为静压气体轴承-转子系统的非线性振动。

通讯作者:饶柱石(1962-),男,教授、博士生导师,博士,主要研究方向为结构振动及其辐射噪声的智能控制、模态分析与参数识别、生物力学与仿生学、转子动力学等。E-mail:zsrao@sjtu.edu.cn

引用格式:张建波,焦春晓,邹冬林,等.一种关于静压气体轴承节流孔系数的计算方法[J].航空动力学报,2019,34(4):787-795.
ZHANG Jianbo, JIAO Chunxiao, ZOU Donglin, et al. A calculation method for solution of discharge coefficients in aerostatic bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(4): 787-795.

气体润滑轴承是 20 世纪 50 年代末迅速发展起来的高速滑动轴承。它具有低摩擦损耗、噪声低、转速高、精密度高、寿命长、结构简单等一系列优点,所以在高转速、高支承精度、低摩擦损耗以及极限工况支承领域具有较大优势,其被广泛应用于微型燃气轮机、高速膨胀制冷机、高速空气牙钻等高速微型动力领域,超高精密电主轴、超精密机床主轴等精密加工领域,车辆动力、民用及航空航天等辅助动力领域^[1-6]。但是由于气体轴承润滑介质自身黏度过小,从而导致了气体轴承的承载力低;气体的可压缩性,导致了气体轴承的刚度小等缺点,为了提高气体轴承的承载力,一般采用外界供气的方式,也即静压气体轴承,来提高其承载能力^[7]。

一般来说,采用有限差分法求解静压气体轴承的雷诺方程时,流经节流孔的质量流量通常采用理想拉法尔喷管的质量流量和节流孔系数的乘积。因而如何确定节流系数是准确计算的关键,在计算静压气体轴承的特性时,节流系数一般取为常数 0.8^[8],但是实际上节流系数是随着轴承的参数等变化的,取为常数对静压气体轴承特性的计算会产生误差。而研究节流系数的关键在于研究气体流经节流孔进入轴承间隙时的流场情况,而在节流孔附近,气体轴承会产生压力损失现象。Mori 等^[9-10]针对环形单孔节流止推气体轴承研究了静压气体轴承的压力损失现象,并说明了激波的存在导致了压力损失现象的产生。但是 Yoshimoto 等^[11]采用 CFD 研究了压力损失现象,得出了在压力损失区域时并没有出现激波,气体的重新层流化是产生的压力损失现象的原因。对于上述相左的论调,Eleshaky^[12]通过 CFD 软件,求解了全湍流模型的 Navier-Stokes (N-S) 方程,得出了:在压力损失区域即出现了激波,又有气体重新层流化的现象。Miyatake、Nishio 等^[13-14]通过实验和 CFD 研究了小孔直径小于 0.05 mm 的静压止推轴承,获得了该小径下的静压止推轴承拥有更大的阻尼和刚度系数。并且通过对比 CFD 和有限差分法的计算的体积流量,获得了节流孔数。Belforte 等^[4]通过大量实验研究了单孔止推轴承的压力损失现象以及节流孔系数。最终拟合了节流系数的经验公式。之后,Belforte 等^[15]通过 Fluent 软件,采用 3 种计算模型——层流模型、一方程 Spalart-Allmaras 湍流模型和 $k-\epsilon$ 湍流模型,计算了之前轴承的压力分布。验证了 CFD 计算模型的正确性。尽管 Bel-

forte 通过大量实验获得的节流孔数计算的经验公式,但是该节流孔系数可能不适合有限差分法求解相关雷诺方程。对此,针对单节流孔气体止推轴承,Chang 等^[16-17]通过比较 CFD 计算的承载力和雷诺方程计算的承载力,研究了节流孔系数的确定方法。研究表明,膜厚和节流孔直径影响节流孔系数的大小,而外界供气压力和供气孔外部结构对节流孔系数没有明显影响。在计算静压气体轴承的可压缩性雷诺方程中,节流孔处,需要满足质量流量平衡条件,也即流入节流孔的质量流量等于流出节流孔的质量流量。所以节流系数需要通过比较质量流量来获得,因此 Chang 等计算的节流系数可能也不适合雷诺方程的求解。

综上所述,前面提及的节流孔系数可能均不适合雷诺方程的求解。本文采用分离变量算法^[18](MSV)求解单节流孔圆盘气体止推轴承的层流边界层方程,获得了气体轴承的压力分布和实际的质量流量(\dot{m}_{s_o});采用雷诺方程获得的质量流量为 \dot{m}_{s_r} 。最后通过对比 \dot{m}_{s_r} 和 \dot{m}_{s_o} 获得了适合于雷诺方程求解的节流孔系数 C_d ,并且结合该节流孔系数求解雷诺方程获得的承载力与分离变量算法获得的承载力进行比较,验证了该节流孔系数在求解雷诺方程过程中的可行性和正确性。

1 节流孔系数计算的数学模型

1.1 层流边界层方程的分离变量算法(MSV)

Al-Bender 等^[18]提出了一种求解圆管内的不可压缩流体层流边界层方程的分离变量算法,并在附录部分将该分离算法用以求解单节流孔圆盘气体止推轴承的气体层流边界层方程。接下来将简单介绍下该方法在单节流孔圆盘气体止推轴承的气体层流边界层方程的应用。如图 1 所示, O 为坐标原点; h_0 为节流孔出口处膜厚; $h(r)$ 为气膜厚度随着轴承半径的变化; r_0 为节流孔半径; r_a 为轴承半径; p_s 、 p_0 和 p_a 分别为供气压力、节流孔出口压力和大气压力,上述压力均为绝对压力值; w 和 u 分别为法向和径向速度。基于以下 3 个简化条件:

$$1) \frac{h_0}{r_0} \ll 1;$$

$$2) \rho = \rho(r), p = p(r);$$

3) 在轴承间隙处气体处于层流状态,并且假设为等温理想气体。

轴承内部气体的运动及连续性方程为

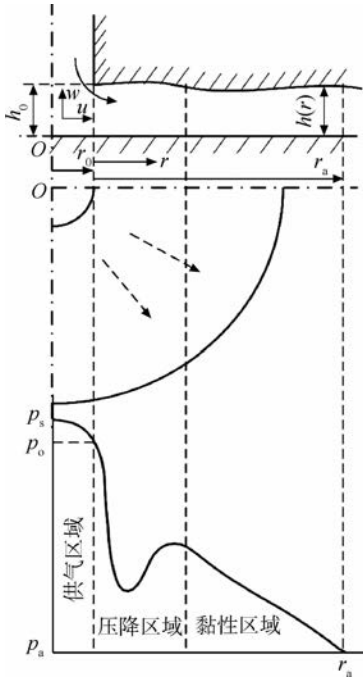


图 1 单节流孔圆形静压气体止推轴承结构示意图及相应压力分布示意图

Fig. 1 Bearing structure diagram and corresponding pressure distribution of aerostatic circular thrust bearing with single orifice

$$\begin{cases} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{dp}{dr} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} & (1) \\ \frac{\partial}{\partial r}(\rho ur) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wr) = 0 & (2) \end{cases}$$

其中 ρ 为密度; z 为法向; r 为径向; p 为气膜压力。基于分离变量假设, 速度函数 $U(R, Z)$ 可以假设为速度幅值函数 $Q(R)$ 和速度分布函数 $G(R, Z)$ 的乘积, 如下所示:

$$\begin{aligned} U(R, Z) &= Q(R)G(R, Z) \\ \text{或} \quad U(R, \Psi) &= Q(R)g(\Psi) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\lambda = \begin{cases} - \left\{ \int_0^1 \frac{tdt}{\sqrt{-\left[\frac{2}{3}(t^3 - 1) - 2\alpha(t - 1) \right]}} \right\} & \alpha \in \left(-\infty, \frac{1}{3} \right) \\ \left\{ \int_0^1 \frac{tdt}{\sqrt{\left[\frac{2}{3}(t^3 - 1) - 2\alpha(t - 1) \right]}} \right\}^2 & \alpha \in \left(1, +\infty \right) \end{cases} \quad (6)$$

$$R = \frac{\xi}{r_0}, \quad Z = \frac{z}{h}, \quad H = \frac{h(r)}{h_0} \quad (7)$$

$$\Psi = \frac{\psi}{\psi\left(h, \frac{h}{2}\right)}, \quad U = \frac{u}{\bar{u}_0}, \quad P = \frac{p}{p_0}, \quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad Re = \frac{\rho_0 \bar{u}_0 h_0}{\mu}, \quad Re^* = \frac{\rho_0 \bar{u}_0 h_0}{\mu_0} \cdot \frac{h_0}{r_0}, \quad Ma_0 = \frac{\bar{u}_0}{\sqrt{\kappa \frac{p_0}{\rho_0}}}$$

其中 ξ 为米塞斯变量; ψ 为流函数; R 为无量纲径向距离; Z 为无量纲法向距离; h_0 是节流孔出口

其中 $I = \int_0^1 G(R, Z) dZ$, Ψ 为归一化流函数, $Q(R)$ 是速度幅值函数, $g(\Psi)$ 和 $G(R, Z)$ 是速度分布函数, I 是速度分布函数的卷积函数。最终式(1)和式(2)可以转化为求解常微分方程初值问题, 如式(4)所示

$$\begin{cases} Q' = \frac{1}{H^2 Re_0^* \bar{\rho}} m(I) \\ P' = \frac{-\kappa M_0^2 Q}{H^2 Re_0^*} n(I) \\ I = \frac{1}{\rho RHQ} \end{cases} \quad (4)$$

其中

$$\begin{cases} m(I) = \frac{4\lambda}{I^2} \\ n(I) = \frac{4\alpha\lambda}{I^2} \end{cases} \quad (5)$$

其中 m, n 为关于变量 I 的函数; α 和 λ 为分离变量算法求解过程中的中间参数。在式(5)中, α 和 λ 的关系如式(6)及图 2 所示。式(4)中的无量纲参数如式(7)所示。

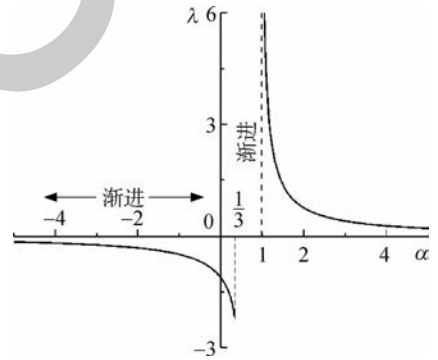


图 2 α 和 λ 的关系图

Fig. 2 Relationship diagram of α and λ

处膜厚; H 为无量纲膜厚; U 无量纲速度; p 无量纲压力; $\bar{\rho}$ 无量纲密度; Re 为雷诺数; Re^* 为缩减

雷诺数; Ma_0 为马赫数; \bar{u}_0 为节流孔出口处平均速度; κ 为绝热膨胀系数;

式(4)中的初始条件为 $I(0)=1$ 。由于 $m(I)$ 和 $n(I)$ 没有解析表达式,所以采用光滑样条的方法,拟合出它们的方程式。如图3所示, $m(I)$ 和 $n(I)$ 的拟合方程式和数值计算结果吻合良好。如图4所示,给出了采用分离算法求解单节流孔圆盘气体止推轴承压力分布的流程图。给定气体轴承的几何参数、气体物理特性参数和外界供气压力,在假设 p_0 的情况下,通过 $Ma_0 = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}$ 计算获得节流孔出口处的马赫数,进而由式(7)求出平均速度 \bar{u}_0 和 Re^* , 然后求解式(4),并且调整 p_0 值,一直到 $p(r_a)$ 和大气压力 p_a 相等为止。计算出轴承内的特性后,通过 $\dot{m}_{s_0} = \int_0^z 2\pi r \rho(r) u dz = \int_0^1 \pi r h \rho(r) \bar{u}_0 QG dz$ 求得节流孔进口的质量流量。

1.2 雷诺方程

根据文献[2],单节流孔圆盘气体止推轴承的雷诺方程存在着解析解,如式(8)所示。轴承流出和流入的质量流量分别可以采用式(9)和式(10)

获得。如图5所示,给出了雷诺方程求解气体静压止推轴承压力分布的流程图。给定气体轴承的几何参数、气体物理特性参数和外界供气压力,在假设 p_r 的情况下,求解式(8)、式(9)和式(10),并且调整 p_r 的值,一直到 \dot{m}_{out} 和 \dot{m}_{in} 相等为止。

$$p = \sqrt{p_r^2 + (p_a^2 - p_r^2) \frac{\ln \frac{r}{r_0}}{\ln \frac{r_a}{r_0}}} \quad (8)$$

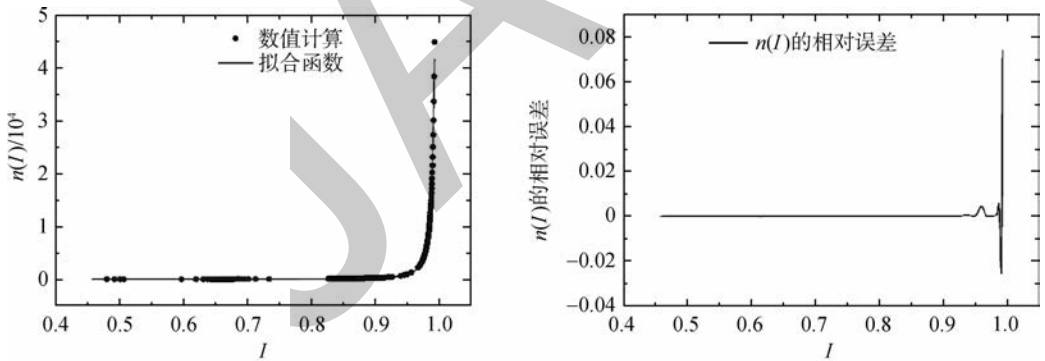
其中 p_r 是雷诺方程求解出的节流孔的压力值; r_0 是节流孔半径; r_a 是轴承半径。

$$\dot{m}_{out} = \frac{-\pi r_a h_0^3}{12\mu R_g} \cdot \frac{p_a^2 - p_r^2}{r_a \ln \frac{r_a}{r_0}} \quad (9)$$

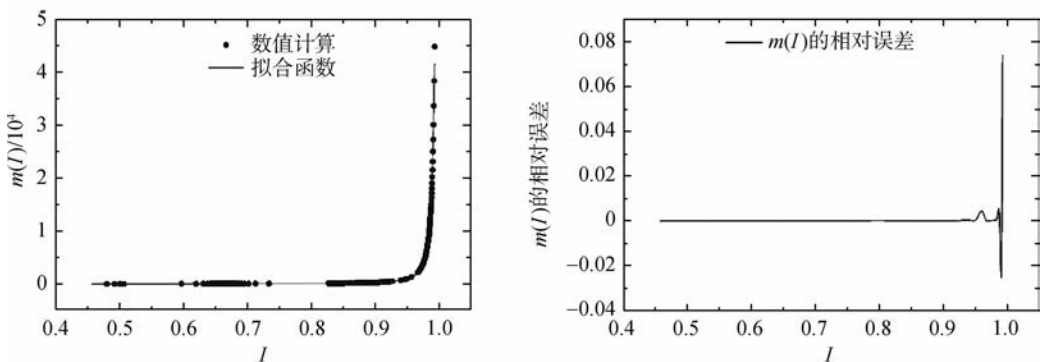
$$\dot{m}_{in} = C_d A p_s \sqrt{\frac{2\rho_a}{p_a}} \phi(p_r) \quad (10)$$

$$\phi(p_r) = \begin{cases} \left[\frac{\kappa}{2} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]^{\frac{1}{2}} & \frac{p_r}{p_s} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \\ \left\{ \frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_r}{p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_r}{p_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} & \frac{p_r}{p_s} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \end{cases}$$

其中 A 为节流面积, R_g 为气体常数, T 为开氏温度, κ 为绝热膨胀系数, ϕ 为流量函数。



(a) 拟合函数 $n(I)$ 和它的相对误差



(b) 拟合函数 $m(I)$ 和它的相对误差

图3 $n(I)$ 和 $m(I)$ 的拟合函数与其相对误差

Fig. 3 Fitting functions of $n(I)$ and $m(I)$ and their relative errors

1.3 节流孔系数计算方法

如图 4 所示,通过求解气体轴承间隙内气体层流边界层方程获得了气体轴承的实际质量流量(\dot{m}_{s_o})。如式(11)所示,通过求解雷诺方程获得的质量流量为 \dot{m}_{s_r} 。式(11)与式(10)类似。一般来说, \dot{m}_{s_r} 与 \dot{m}_{s_o} 是不一致的。因而,引入节流孔

系数 C_d 来保证 $\dot{m}_{s_r} = \dot{m}_{s_o}$ 。所以式(11)可以改写为式(10)。

$$\dot{m}_{s_r} = Ap_s \sqrt{\frac{2\rho_a}{p_a}} \phi(p_r) \quad (11)$$

结合图 4 和图 5,给出了求解节流孔系数的流程图,如图 6 所示。

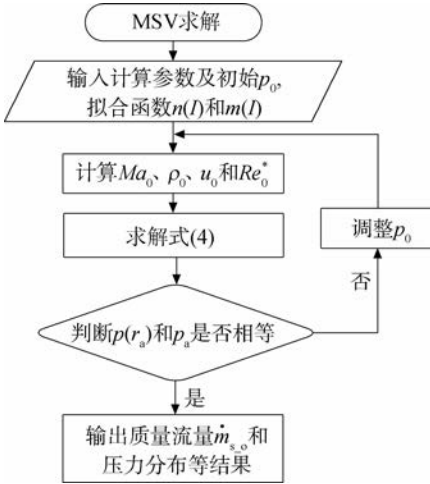


图 4 分离算法的流程图
Fig. 4 Flow chart of the MSV

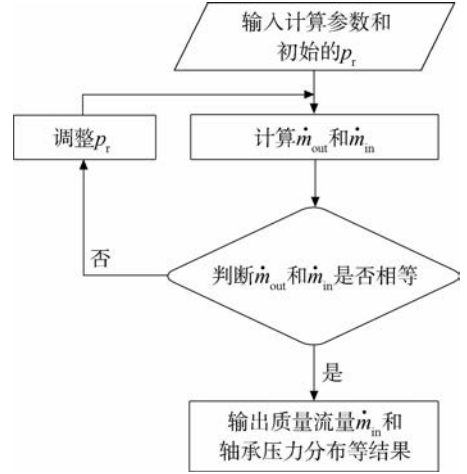


图 5 雷诺方程求解流程图
Fig. 5 Flow chart of solution of Reynolds equation

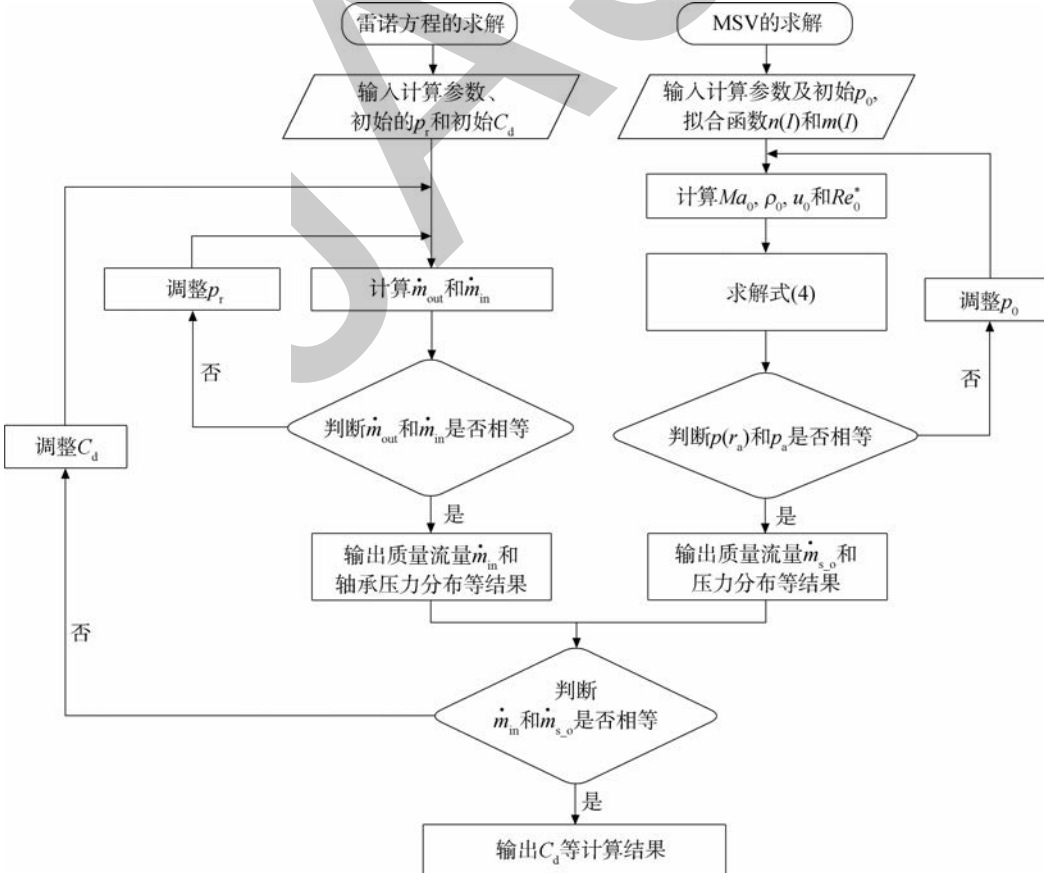


图 6 节流孔系数求解流程图

Fig. 6 Flow chart of solution of discharge coefficients

2 数值仿真结果

2.1 分离变量计算法(MSV)的验证

如图7所示为文献[4]中的固有节流孔气体止推轴承的结构示意图及简化计算图,图中 p_s 为外界供气压力, r_a 为轴承半径, d_0 为节流孔径, h 为膜厚。采用Fluent进行该轴承特性的仿真计算。如图8所示为带供气室的轴承采用Fluent仿真计算的网格划分图。轴承内部气体假设为等温理想气体,计算分别采用Transition SST(shear stress transport)湍流模型和层流模型。由于该轴承具有圆周对称特性,为了节省计算时间和计算机内存,采用1/4周期边界条件;入口和出口均采用压力边界条件,入口边界表压为 5.06625×10^5 Pa,止推轴承出口压力为 1.01325×10^5 Pa(1个标准大气压)。本文在Fluent计算中,连续性方程、动量方程、能量方程及湍流方程的收敛残差均为 10^{-6} 。为了验证网格划分、边界条件以及计算模型的正确性,将计算的结果与文献[4]进行对比。对比结果如图9所示,图中 h 表示气膜厚度。可以看出Fluent按照层流和湍流模型计算的结果与文献[4]的结果吻合度良好,并且层流模型和湍流模型计算的压力分布除了在压力损失区域有细微差距外,其他区域吻合度均非常好。如表1所示为层流模型和湍流模型计算获得的入口质量流量和承载力的对比,可以发现层流模型和湍流模型计算的质量流量和承载力误差很小,均不超过1%。综上所述可得采用层流模型计算单固有节流孔圆形静压气体止推轴承的压力分布特性是可行的。

如上所述采用层流模型计算单固有节流孔圆形静压气体止推轴承是可行的,因而采用层流模型研究有无供气室对轴承压力分布的影响,采用的模型如图7所示,结果如图10所示。如图10可得,有无供气室轴承压力分布影响不大,因而采用简化的单固有节流孔圆形静压气体止推轴承模型(也即不带供气室)计算轴承特性是可行的。

综上所述,为了提高单固有节流孔圆形静压气体止推轴承特性计算的效率,其模型可以简化为不带供气室的层流模型。为了验证分离变量计算法的正确性,将分离变量计算法计算的结果与文献[4]的实验结果和Fluent采用层流仿真的结果进行对比。

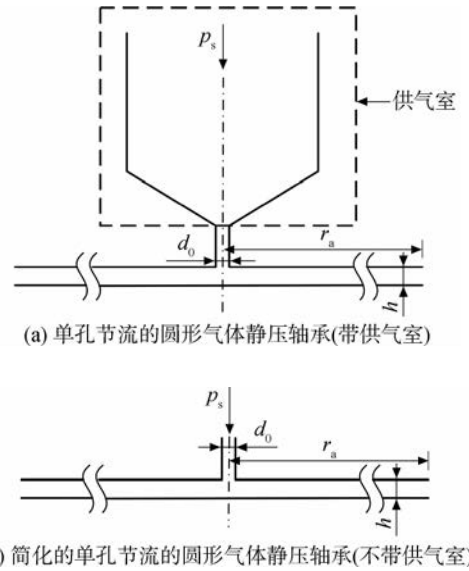


图7 单固有节流孔圆形静压气体止推轴承结构示意图
Fig.7 Aerostatic circular thrust bearing diagram with single inherent orifice

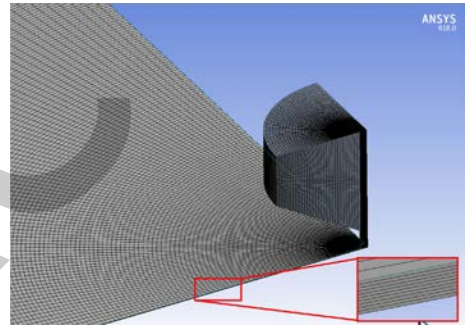


图8 单节流孔圆形静压气体止推轴承网格划分
Fig.8 Mesh for aerostatic circular thrust bearing with single orifice

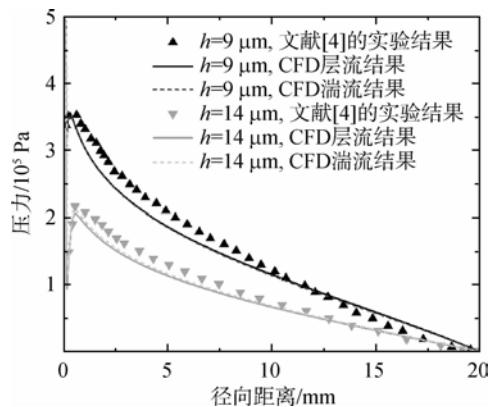


图9 Fluent的层流解、湍流解与文献[4]中的实验测量数据比较
Fig.9 Comparison of laminar solution, turbulent solution of Fluent and experimental data in Ref. [4]

表 1 Fluent 的层流模型、湍流模型计算的承载力和质量流量的结果对比

Table 1 Comparison of bearing capacity and mass inflow rate between the laminar model and turbulent model of Fluent

膜厚/ μm	承载力/N		承载力 相对误差/%	质量流量/ 10^{-5} (kg/s)		质量流量 相对误差/%
	层流模型	湍流模型		层流模型	湍流模型	
9	99.45	99.48	0.0302	0.655	0.653	0.306
14	59.17	59.33	0.2700	1.26	1.25	0.800

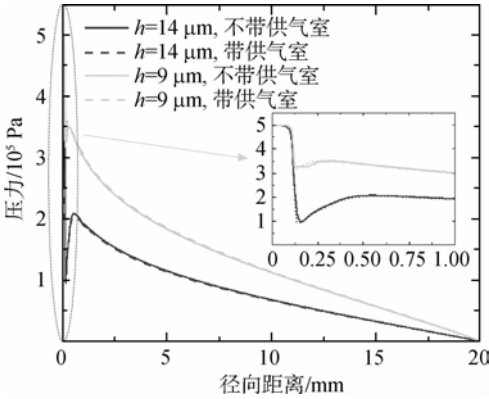
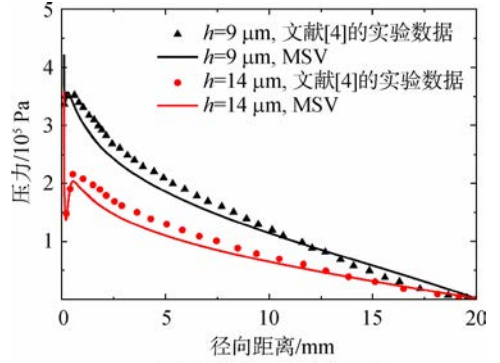


图 10 供气室对轴承压力分布的影响

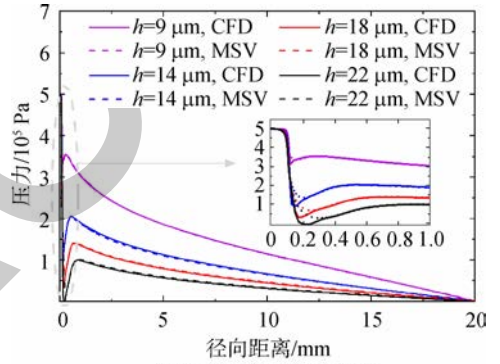
Fig. 10 Effect of the supply chamber on pressure distribution of bearing

如图 11 所示,可以发现分离变量计算法计算结果和文献[4]中的实验结果及 Fluent 计算的结果吻合度非常好。此外,表 2 所示,将分离变量计算法计算的承载力和质量流量与 Fluent 计算的结果进行对比,可以发现两者误差很小。这表明了 MSV 算法在单节流孔气体静压止推轴承的层流边界层方程应用的正确性和可行性。

综上所述,分离算法适合于求解单节流孔气体静压止推轴承的特性求解。



(a) 与文献[4]中实验对比



(b) 与CFD计算结果对比

图 11 分离变量算法的验证

($d_0=0.23\text{ mm}, r_s=20\text{ mm}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

Fig. 11 Verification of MSV

($d_0=0.23\text{ mm}, r_s=20\text{ mm}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

表 2 分离变量算法计算的承载力和质量流量与 Fluent 计算结果对比

Table 2 Comparison of bearing capacity and mass inflow rate between the MSV and Fluent calculation

膜厚/ μm	承载力/N		承载力 相对误差/%	质量流量/ 10^{-5} (kg/s)		质量流量 相对误差/%
	MSV	Fluent		MSV	Fluent	
9	99.10	99.45	0.35	0.669	0.655	2.14
14	58.79	59.17	0.64	1.28	1.26	1.58
18	39.61	39.38	-0.58	1.69	1.63	3.68
22	28.22	27.79	-1.55	2.09	1.99	5.02

2.2 节流孔系数的仿真结果及可行性验证

一般来说,采用有限差分法求解雷诺方程的过程中,节流孔系数假设为常数 0.8。然而这个

假设可能会影响到求解的精度。在本文中,通过对比分离变量算法和雷诺方程的计算获得的质量流量,获得节流孔系数,该节流孔系数适合雷诺方

程的求解。

如图 12 所示,给出了分离变量算法和雷诺方程求解获得的压力分布的对比。如图可得,除了压力损失区域外,由雷诺方程获得的压力分布和由分离变量算法获得的压力分布基本一致。由于本文使用的雷诺方程仅考虑了气体的黏性效应,因而表明了压力损失区域之外,气体主要受黏性效应影响。如图 13 所示,在压力损失区域,根据能量守恒原理,压力由于速度值的急剧增大而降低,然后由于速度值的急剧减少而增加。这表明了,压力损失现象主要由惯性效应影响。此外,随着膜厚的增加,压力损失现象增强。如图 13 所示,在压力损失区域,由于黏性效应的影响,压力

的最小值滞后于速度的最大值。综上所述,压力损失现象是黏性和惯性效应综合影响的结果,其中惯性效应占主要因素。

为了验证本文计算的节流孔系数的可行性和正确性,采用与图 12 相同的计算参数,对比雷诺方程(节流孔系数分别采用本文方法计算的节流孔系数以及常数 0.8)和分离变量算法求解层流边界层方程获得的承载力。如图 14 所示,相对于采用节流孔系数为常数 0.8 求解雷诺方程获得的承载力,可以发现采用本文计算的节流孔系数求解雷诺方程的承载力与分离变量算法求解获得的承载力吻合度明显更好,精度最大提高了 8%。这表示着,采用本文获得的节流孔系数相对节流孔系数为常数 0.8 求解雷诺方程更加准确,从而验证了本文计算节流孔系数方法的正确性。此外,在节流孔半径和外界供气压力一致的情况下,轴承的承载力随着膜厚的增大而减少,并且在膜厚适中的位置,减少的趋势最明显。

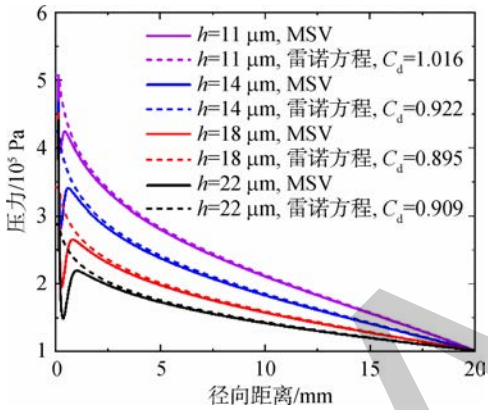


图 12 MSV 和雷诺方程求解获得的压力分布对比 ($d_0=0.3\text{ mm}, r_a=20\text{ mm}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

Fig. 12 Comparison of pressure distribution determined by the MSV simulations and Reynolds equation ($d_0=0.3\text{ mm}, r_a=20\text{ mm}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

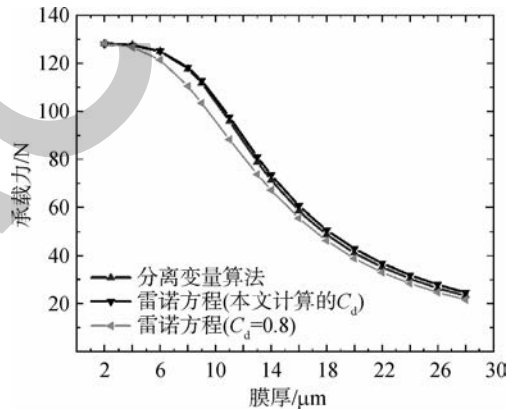


图 14 分离变量算法和雷诺方程(本文方法计算的 C_d 及 $C_d=0.8$)求解的承载力对比 ($d_0=0.3\text{ mm}, r_a=20\text{ mm}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

Fig. 14 Comparison of bearing capacity from Reynolds equation (C_d calculated in this paper's method and $C_d=0.8$) and MSV ($d_0=0.3\text{ mm}, r_a=20\text{ mm}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

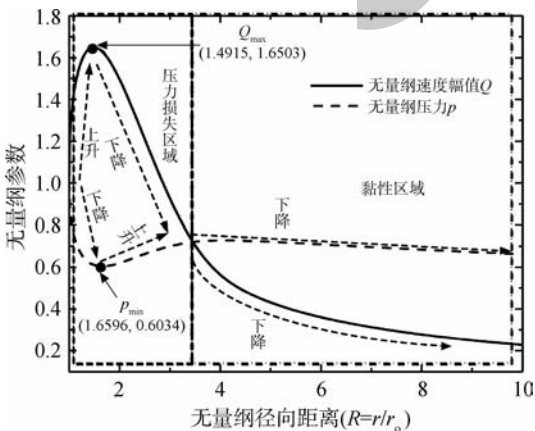


图 13 无量纲速度幅值和无量纲压力分布图 ($d_0=0.3\text{ mm}, r_a=20\text{ mm}, h=14\text{ }\mu\text{m}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

Fig. 13 Non-dimensional Q and p distributions ($d_0=0.3\text{ mm}, r_a=20\text{ mm}, h=14\text{ }\mu\text{m}, p_s=0.6\text{ MPa}$)

3 结 论

本文结合分离变量算法和雷诺方程的解析求解法,对比分离变量算法和雷诺方程求解获得的质量流量,提出了一种关于单节流孔圆盘气体止推轴承的节流孔系数的计算方法。并且验证了该节流孔系数在雷诺方程求解的可行性和正确性。通过仿真计算获得了以下结论:

- 1) 分离变量算法计算的结果与文献[4]的实

验结果和 Fluent 仿真计算结果吻合度好,验证了分离变量算法在单节流孔圆盘气体止推轴承的层流边界层方程求解的正确性和可行性。

2) 在压力损失区域,由于惯性效应,压力由于速度的增大而下降,而后由于速度的减少而增大;由于黏性效应,压力的最小值滞后于速度的最小值。压力损失现象是黏性效应和惯性效应综合影响的结果。

3) 结合节流孔系数,雷诺方程求解获得的承载力与分离变量算法计算获得的承载力吻合度良好,验证了本文节流孔系数的正确性和在雷诺方程求解过程的可行性。

参考文献:

- [1] 刘墩,刘育华,陈世杰.静压气体润滑[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1990.
- [2] POWELL J W. Design of aerostatic bearings[M]. London: Machinery Publishing, 1970.
- [3] HAN D, TANG C, HAO L, et al. Experimental studies on the effects of bearing supply gas pressure on the response of a permanent magnet disk-type motor rotor[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(11): 4887-4892.
- [4] BELFORTE G, RAPARELLI T, VIKTOROV V. Discharge coefficients of orifice-type restrictor for aerostatic bearings[J]. Tribology International, 2007, 40(3): 512-521.
- [5] LIU Z S, ZHANG G H, XU H J. Performance analysis of rotating externally pressurized air bearings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2009, 223(4): 653-663.
- [6] WANG X, XU Q, WANG B, et al. Numerical calculation of rotation effects on hybrid air journal bearings[J]. Tribology Transactions, 2016, 60(2): 195-207.
- [7] DAL A, KARAÇAY T. Effects of angular misalignment on the performance of rotor-bearing systems supported by externally pressurized air bearing[J]. Tribology International, 2017, 111: 276-288.
- [8] LO C Y, WANG C C, LEE Y H. Performance analysis of high-speed spindle aerostatic bearings[J]. Tribology International, 2005, 38(1): 5-14.
- [9] MORI H. A theoretical investigation of pressure depression in externally pressurized gas-lubricated circular thrust bearings[J]. Journal of Basic Engineering, 1961, 83(2): 201-208.
- [10] MORI H, MIYAMATSU Y. Theoretical flow-models for externally pressurized gas bearings[J]. Journal of Tribology, 1969, 91(1): 181-193.
- [11] YOSHIMOTO S, SUGANUMA N, YAGI K, et al. Numerical calculations of pressure distribution in the bearing clearance of circular aerostatic thrust bearings with a single air supply inlet[J]. Journal of Tribology, 2007, 129(2): 384-390.
- [12] ELESHAKY M E. CFD investigation of pressure depressions in aerostatic circular thrust bearings[J]. Tribology International, 2009, 42(7): 1108-1117.
- [13] MIYATAKE M, YOSHIMOTO S. Numerical investigation of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feed holes[J]. Tribology International, 2010, 43(8): 1353-1359.
- [14] NISHIO U, SOMAYA K, YOSHIMOTO S. Numerical calculation and experimental verification of static and dynamic characteristics of aerostatic thrust bearings with small feedholes[J]. Tribology International, 2011, 44(12): 1790-1795.
- [15] BELFORTE G, RAPARELLI T, TRIVELLA A, et al. CFD analysis of a simple orifice-type feeding system for aerostatic bearings[J]. Tribology Letters, 2015, 58(2): 1-8.
- [16] CHANG S H, CHAN C W, JENG Y R. Discharge coefficients in aerostatic bearings with inherent orifice-type restrictors[J]. Journal of Tribology, 2015, 137(1): 1-7.
- [17] CHANG S H, CHAN C W, JENG Y R. Numerical analysis of discharge coefficients in aerostatic bearings with orifice-type restrictors[J]. Tribology International, 2015, 90: 157-163.
- [18] AL-BENDER F, VAN BRUSSEL H. A method of 'separation of variables' for the solution of laminar boundary-layer equations of narrow-channel flows[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(3): 623-629.

(编辑:王碧琚)