

端柱面组合气膜密封系统稳态特性 数值模拟与分析

马纲, 罗先海, 沈心敏

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191)

摘 要: 针对端柱面组合气膜密封系统建立稳态特性的分析模型, 给出基于有限元数值方法求解气膜压力分布的数值模拟方法和流程, 实现端面、柱面区域的耦合求解, 进而给出了端柱面组合气膜密封系统稳态特性数值模拟计算的方法。通过与 Fluent 软件仿真结果的比较验证数值模拟方法的正确性。重点研究膜厚与旋转轴转速对端柱面组合气膜密封系统稳态特性(端面气膜反力、柱面气膜反力、泄漏量、摩擦转矩)的影响, 计算分析表明: 随着膜厚的增加, 泄漏量增加、摩擦转矩减小; 随着端面膜厚的增加, 端面气膜反力缓慢减小、柱面气膜反力出现极值; 随着柱面膜厚的增加, 端面气膜反力和柱面气膜反力都在减小; 柱面膜厚对稳态特性的影响大于端面膜厚。端柱面结构中密封气膜压力的耦合对密封特性影响显著, 稳态特性数值模拟方法的实现为动态特性分析提供了基础。

关键词: 气膜密封; 气膜压力分布; 稳态特性; 耦合求解; 端柱面组合气膜密封

中图分类号: V233.42

文献标志码: A

Numerical simulation and analysis of steady-state performances for face and cylinder gas film seal system

MA Gang, LUO Xian-hai, SHEN Xin-min

(School of Mechanical Engineering and Automation,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The steady-state performances analysis model of face and cylinder gas film seal system was established; the solving method and process based on the finite element numerical method for the pressure distribution of gas film were given; the face area was solved coupling with the cylinder area, and the method of numerical simulation calculation for the steady-state performances of face and cylinder gas film seal system was presented. The numerical simulation method was verified by comparing with the Fluent software results. The influence of film thickness and rotating speed of axle on the steady-state performances of the gas film seal system, such as face opening force, cylinder opening force, leakage, friction torque, was studied. Calculation and analysis show that with the increase of film thickness, the leakage increases and friction torque decreases; with the increase of face film thickness, the face opening force decreases slowly, and extreme value of cylinder opening force appears; with the increase of cylinder film thickness, both face opening force and cylinder opening force decrease; the influence of cylinder film thickness on the steady-state performances is more obvious than that of face film thickness. The coupling of seal pressure of gas film in the face and cylinder structure has a distinct effect on seal performance, and the steady-state performances numerical calculation method provides the foundation for the dynamic characteristics analysis.

收稿日期: 2013-08-26

基金项目: 国家自然科学基金(51075018)

作者简介: 马纲(1967—), 女, 安徽怀远人, 副教授, 博士, 主要从事流体动密封技术、机械设计方面的研究。

Key words: gas film seal; pressure distribution of gas film; steady-state performances; coupling solution; face and cylinder gas film seal

在航空发动机高速流体机械中,气膜密封技术因其低泄漏、低磨损和相对长寿命的密封特点,已渐渐成为高速柔性转子沿线关键部位密封的理想方案^[1-2].近年来,气膜密封的研究已成为密封研究中的热点^[3].

气膜密封结构形式和几何参数的合理设计是气膜密封系统获得良好工作效果的基础.端面气膜密封率先成功应用于大型流体机械上,得到了较广泛的应用和深入研究^[4-7].由于航空发动机转子系统工作过程中的剧烈振动和热、力变形所引起的密封副表面的位移较大和密封位置结构限制^[8],端面气膜密封在航空发动机上的应用受到一定限制,具有浮动自适应性结构的柱面气膜密封具有一定的优势^[9-11].密封设计实践中,为了更好地进行密封,将不同的密封形式进行组合形成多级的组合密封,也是有效提高密封性能的方法.目前已见到的组合密封形式包括双端面式组合密封、单端面+串联组合式干气密封等^[12].本文针对端柱面组合气膜密封系统,采用对复杂结构适应性较强的有限元数值方法^[13-15]求解密封气膜压力分布,对密封系统的端面和柱面区域进行耦合求解,重点研究膜厚与旋转轴转速对端柱面组合气膜密封系统稳态特性的影响.

1 端柱面组合气膜密封理论基础

1.1 基本工作原理

端柱面组合气膜密封的基本工作原理如图1所示.

密封动环与旋转轴固联,密封静环与密封动环、旋转轴之间存在间隙,密封静环与密封动环相对的端面、与转子相对的圆柱面上分别开有顺流螺旋槽,工作过程中因结构及相对转动形成静动压密封气膜. O_b 为密封静环中心, O_j 为旋转轴中心,端面顺流螺旋槽入口为高压侧(压力为 p_h),柱面密封坝区出口为低压侧(压力为 p_l),密封气体先经过端面再经柱面,两次动静压效果的叠加加强了密封效果,降低密封泄漏.

1.2 密封气膜润滑方程

结构及流场的特点决定了端面动压气膜与柱面动压气膜的润滑方程不同,端柱面组合气膜密封流场的控制方程应分别建立.

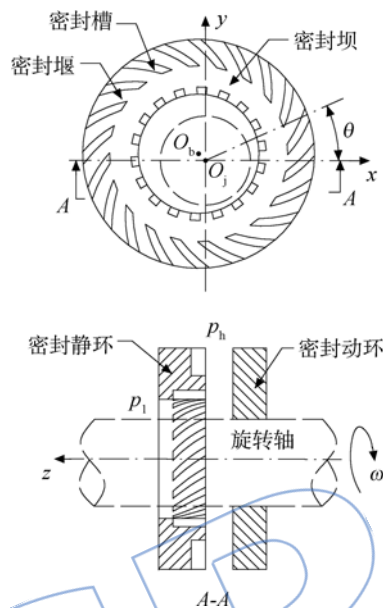


图1 端柱面组合气膜密封基本工作原理图
Fig.1 Basic working principle diagram of face and cylinder gas film seal

描述端面气膜压力柱坐标下的稳态等温雷诺方程^[16]为

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中 ρ 为气体密度; h 为气膜厚度; p 为气膜压力分布; ω 为旋转轴转速; μ 为气体动力黏度; r 和 θ 为极坐标.

描述柱面气膜压力柱坐标下的稳态等温雷诺方程^[17]为

$$\frac{1}{R_j^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (2)$$

式中 R_j 为旋转轴半径,其余符号与式(1)相同.

不考虑因制造和安装可能产生的端面角向偏移和柱面轴向倾斜对气膜厚度带来的影响,密封系统稳态运行时的气膜厚度 h 可表示如下:

端面膜厚

$$h(r, \theta) = h_{0f} + \delta_j h_{gf}(r, \theta)$$

柱面膜厚

$$h(z, \theta) = h_{0c} + e \cos \theta + \delta_j h_{gc}(z, \theta)$$

其中 h_{0f} 为端面膜厚; h_{0c} 为柱面膜厚; e 为偏心距;

δ_j 为 Kronecker 数, $\delta_j = \begin{cases} 1 & \text{有槽区} \\ 0 & \text{无槽区} \end{cases}$; $h_{gf}(r, \theta)$,

$h_{gc}(z, \theta)$ 为密封槽引起的膜厚变化, 引入无量纲变量

$$\bar{R} = \frac{r}{l} \quad \bar{p} = \frac{p}{p_a} \quad \bar{H} = \frac{h}{h_{0c}} \quad (3)$$

其中 l 为柱面密封长度, p_a 为环境压力。

式(1)和式(2)的对应的无量纲方程为

端面

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{R}} \left[\bar{R} \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{R}} \right] = 2\Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial \theta} \quad (4)$$

柱面

$$\frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right] = 2\Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial \theta} \quad (5)$$

式中 Λ 为可压缩数, $\Lambda = \frac{6\mu\omega l^2}{p_a h_{0c}^2}$ 。

端柱面组合气膜密封系统的流场是整体和连续的, 柱面区域和端面区域的润滑方程需要耦合起来求解, 整体求解的边界条件如下: $\bar{R} = \frac{r_o}{l}$ 处, $\bar{p} = \bar{p}_h$; $\bar{z} = 1$ 处, $\bar{p} = \bar{p}_l$; $\bar{p}(\theta, \bar{R}) = \bar{p}(\theta + 2\pi, \bar{R})$; $\bar{p}(\theta, \bar{z}) = \bar{p}(\theta + 2\pi, \bar{z})$ 。其中 r_o 为端面外径。

2 端柱面组合气膜密封系统稳态特性数值模拟

2.1 气膜压力的数值模拟

本文利用有限元数值方法耦合求解端面和柱面润滑方程, 通过使用加权余量法对气体雷诺方程进行改造得到等效积分形式, 达到对相应单元进行分析的目的, 进而得到整个离散解域的节点压力。

2.1.1 变分方程的建立

采用伽辽金方法^[18]建立式(4)和式(5)的变分方程。无量纲稳态雷诺方程对应的伽辽金方程为

$$\iint_{\Omega} \epsilon \delta \bar{p} \cdot d\Omega = 0 \quad (6)$$

式中 ϵ 为余量, $\delta \bar{p}$ 为气膜无量纲压力的变分, Ω 为解域。对于端柱面气膜, 在满足前述求解边界条件的解域内, 余量 ϵ 的形式包括端面 ϵ_t 和柱面 ϵ_c , 分别为

$$\epsilon_t = \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{R}} \left[\bar{R} \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{R}} \right] - 2\Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial \theta} \quad (7)$$

$$\epsilon_c = \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right] - 2\Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{H})}{\partial \theta} \quad (8)$$

将式(7)和式(8)代入伽辽金方程(6), 利用分部积分简化整理得到端面解域 Ω_t 和柱面解域 Ω_c 的变分方程为

$$\iint_{\Omega_t} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial(\delta \bar{p})}{\partial \theta} + \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{R}} \cdot \frac{\partial(\delta \bar{p})}{\partial \bar{R}} - 2\Lambda \bar{H} \frac{\partial(\delta \bar{p})}{\partial \theta} \right] \bar{R} d\theta d\bar{R} = 0 \quad (9)$$

$$\iint_{\Omega_c} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \cdot \frac{\partial(\delta \bar{p})}{\partial \bar{z}} + \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \cdot \frac{\partial(\delta \bar{p})}{\partial \bar{z}} - 2\Lambda \bar{H} \frac{\partial(\delta \bar{p})}{\partial \theta} \right] \bar{R}_i d\theta d\bar{z} = 0 \quad (10)$$

2.1.2 变分方程的离散化

1) 解域网格划分

选择三角形单元对解域进行有限元分割, 解域网格划分注意: ①利用圆周方向的周期性将密封区域展开, 用展开平面代替端柱面解域; ②密封界面的网格按照密封槽、密封堰和密封坝分区域划分; ③解域分割时必须满足槽堰界限落在单元网格边界上; ④选用不同划分密度, 在密封槽与密封坝交界处网格采取较细划分。

解域网格划分结果如图2所示。图中上半部分是端面解域 Ω_t , 下半部分是柱面解域 Ω_c , 两者通过过渡线 l_{tc} 连接, 两个解域共用一个横坐标 θ , 坐标原点 O 既是端面解域坐标系 $R-\theta$ 的点 $(0, r_i)$, 也是柱面解域坐标系 $z-\theta$ 的点 $(0, 0)$ 。这样的坐标系划分便于将端面雷诺方程和柱面雷诺方程耦合模拟实际的流场。

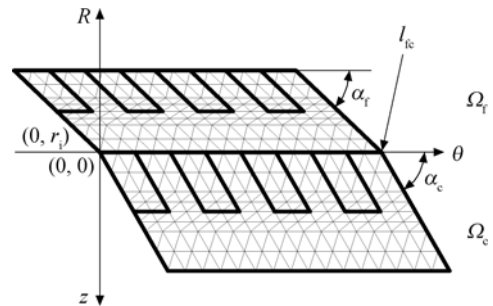


图2 解域网格划分

Fig. 2 Mesh division of calculation domain

2) 变分方程离散

解域 Ω 划分为 M 个三角形单元后, 变分方程式(9)和式(10)对整个解域的积分可以化为对每个单元 Δe 的积分之和。

端面解域 Ω_e

$$\sum_{e=1}^{m_e} \iint_{\Delta e} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{R \partial \theta} \cdot \frac{\partial (\delta \bar{p})}{R \partial \theta} + \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial R} \cdot \frac{\partial (\delta \bar{p})}{\partial R} - 2 \Delta \bar{p} \bar{H} \frac{\partial (\delta \bar{p})}{\partial \theta} \right] \bar{R} d\theta d\bar{R} = 0 \quad (11)$$

柱面解域 Ω_c

$$\sum_{c=m_e+1}^m \iint_{\Delta c} \left[\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{R_j \partial \theta} \cdot \frac{\partial (\delta \bar{p})}{R_j \partial \theta} + \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial z} \cdot \frac{\partial (\delta \bar{p})}{\partial z} - 2 \Delta \bar{p} \bar{H} \frac{\partial (\delta \bar{p})}{\partial \theta} \right] \bar{R}_j d\theta d\bar{z} = 0 \quad (12)$$

解域内任意点的气膜压力可以由解域内的划分节点的压力来表示。

采用线性插值函数可以得到每个单元的刚度矩阵,其形式为

$$\mathbf{k}_a \bar{p}^2 + \mathbf{k}_b \bar{p} = 0 \quad (13)$$

其中 $\mathbf{k}_a$ 和 $\mathbf{k}_b$ 为每个三角单元的系数矩阵。

2.1.3 耦合求解

将所有单元刚度矩阵组集起来得到整个解域内关于节点压力的整体刚度矩阵,其对应的非线性方程组为

$$\mathbf{K}_a \bar{p}^2 + \mathbf{K}_b \bar{p} = 0 \quad (14)$$

式中 $\mathbf{K}_a$ 为总体节点压力平方系数矩阵; $\bar{p}^2$ 为总体节点压力平方列向量; $\mathbf{K}_b$ 为总体节点压力系数矩阵; $\bar{p}$ 为总体节点压力列向量。

流场的连续性要求端面、柱面区域的润滑方程进行耦合求解。图 2 中线 l_c 附近为端面密封和柱面密封的过渡区域,线上的每个节点既是 3 个端面三角单元的组成节点也是 3 个柱面三角单元的组成节点,在将每个单元的刚度矩阵融入到整体刚度矩阵的时候,端面节点的雷诺方程和柱面节点的雷诺方程要有共同的离散形式以模拟流场的连续。通过这种方式将端面解域和柱面解域联合,端面控制方程和柱面控制方程相互影响,达到耦合求解的目的。

流场压力求解流程如图 3 所示。

2.2 密封气膜的稳态特性

1) 无量纲气膜反力

$$\bar{F}_f = \int_0^{2\pi} \int_{\frac{r}{2}}^{\frac{r_0}{2}} \bar{p} \bar{R} d\bar{R} d\theta \quad (15)$$

柱面

$$\begin{cases} \bar{F}_x = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p} \bar{R}_j \cos \theta d\theta d\bar{z} \\ \bar{F}_y = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p} \bar{R}_j \sin \theta d\theta d\bar{z} \\ \bar{F}_c = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \end{cases} \quad (16)$$

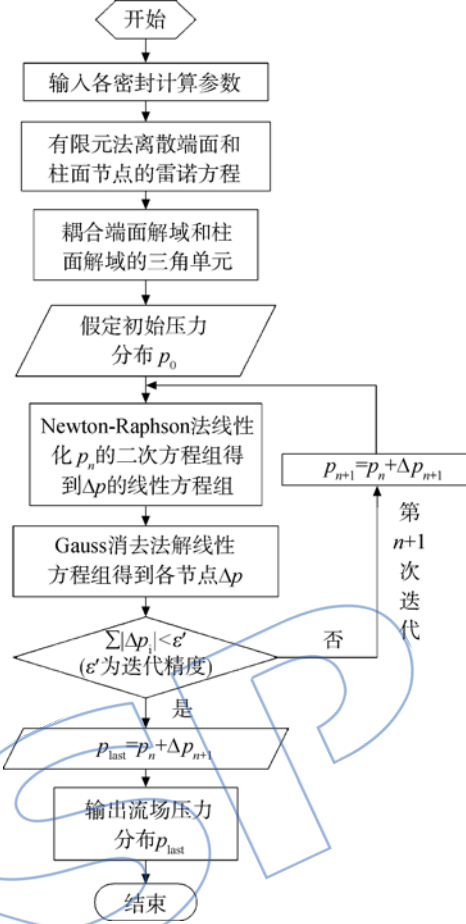


图 3 流场压力求解流程图

Fig. 3 Flow chart for solution of pressure of flow field

2) 无量纲泄漏量

端柱面组合气膜密封系统的泄漏量为低压端柱面气体出口处的泄漏量。

$$\bar{Q} = \int_0^{2\pi} \left[-\bar{p} \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] \bar{R}_j d\theta \quad (17)$$

3) 无量纲摩擦转矩

端面

$$\bar{M}_f = \int_0^{2\pi} \int_{\frac{r}{2}}^{\frac{r_0}{2}} \left[\frac{\partial \bar{p}}{R \partial \theta} \cdot \frac{\bar{H}}{2} + \frac{\Delta \bar{R}}{6 \bar{H}} \right] \bar{R}^2 d\bar{R} d\theta \quad (18)$$

柱面

$$\bar{M}_c = \int_0^{2\pi} \int_0^1 \left[\frac{\partial \bar{p}}{R_j \partial \theta} \cdot \frac{\bar{H}}{2} + \frac{\Delta \bar{R}_j}{6 \bar{H}} \right] \bar{R}_j^2 d\bar{z} d\theta \quad (19)$$

整体

$$\bar{M} = \bar{M}_f + \bar{M}_c \quad (20)$$

2.3 算例验证

基于上述分析方法在软件 Visual C++ 环境下编制计算程序对端柱面组合气膜密封系统的稳态特性进行数值模拟。为验证程序的准确性,将结果与 Fluent 软件仿真的结果进行比较,计算参数如表 1。

表1 计算参数

Table 1 Calculating parameters

参数	数值或说明
端面外径 r_o/mm	77.78
端面内径 r_i/mm	58.42
端面膜厚 $h_{of}/\mu\text{m}$	10.0
端面螺旋角 $\alpha_f/(\circ)$	15
端面槽数 N_f	12
柱面密封长度 l/mm	40
柱面膜厚 $h_{oc}/\mu\text{m}$	10.0
柱面螺旋角 $\alpha_c/(\circ)$	30.0
柱面槽数 N_c	12
柱面偏心率 e'	0.5
上游压力 p_h/Pa	600 000
下游压力 p_l/Pa	101 600
旋转轴转速 $\omega/(\text{r}/\text{min})$	20 000
工作温度 T/K	300
密封气体	空气

选取柱面槽长比为变量,计算气膜反力,结果如图4所示。

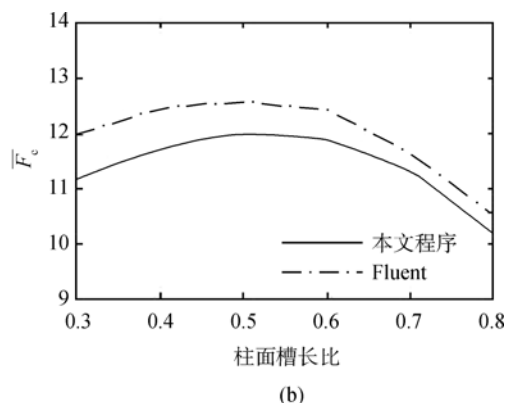
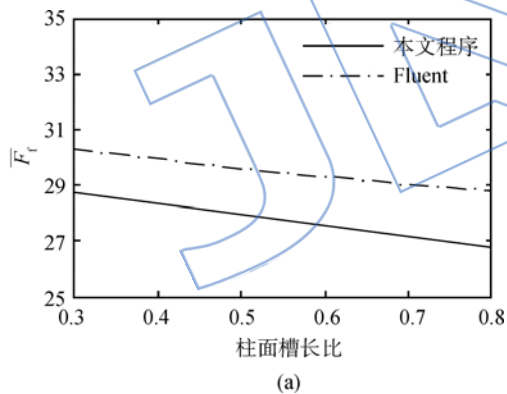


图4 气膜反力随柱面槽长比的变化

Fig. 4 Change of opening force of gas film with cylinder groove length ratio

计算结果表明:本程序与 Fluent 软件仿真的结果接近,相对误差在 10% 以内,曲线变化趋势一致,表明本程序的计算可信。

3 稳态特性分析

几何参数和工况参数均可能影响端柱面组合气膜密封系统稳态特性,结合单端面及单柱面气膜密封系统稳态特性分析结果,选择对密封性能影响较大的膜厚和旋转轴转速作为典型几何、工况参数进行相关稳态特性研究。

3.1 膜厚的影响

图5和图6分别为稳态特性随端面膜厚和柱面膜厚的变化情况。主要变化趋势一致:随着膜厚的增加,泄漏量增加、摩擦转矩减小、端面气膜反力在缓慢减小;柱面气膜反力的变化比较特殊,随着端面膜厚的变化,柱面气膜反力在 h_{of} 为 $9\mu\text{m}$ 附近出现极大值,随着柱面膜厚增大,柱面气膜反力持续减小;同时图6曲线比图5曲线变化幅度略大。

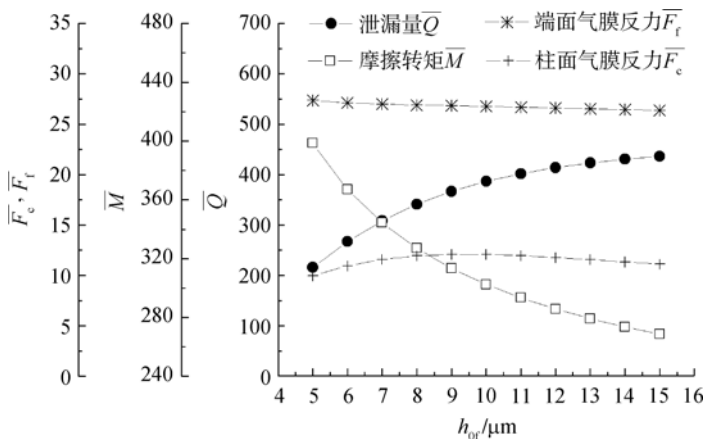


图5 稳态特性随端面膜厚的变化

Fig. 5 Change of steady-state performances with face film thickness

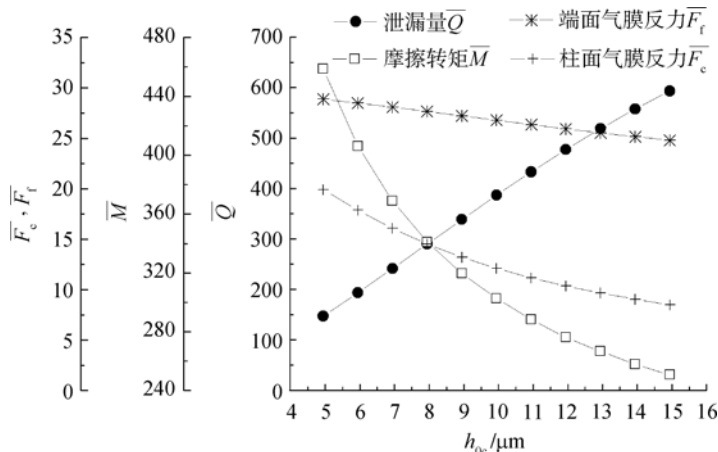


图 6 稳态特性随柱面膜厚的变化

Fig. 6 Change of steady-state performances with cylinder film thickness

对比计算可以看出端面膜厚和柱面膜厚的变化对稳态特性的影响具有共效性,柱面膜厚对稳态特性的影响略大于端面膜厚.初步分析认为产生此效果的原因与端面和柱面所处位置和密封有效面积有关,前者在密封结构中的高压进气端,同时端面的密封有效面积小于柱面的密封有效面积,对此问题的深入分析有待进一步的研究.

3.2 旋转轴转速的影响

图 7 为稳态特性随旋转轴转速变化的计算结果.随着旋转轴转速的增加,稳态特性参数均在增大.旋转轴转速的增加在加大了气膜反力的同时也使摩擦转矩和泄漏量变大,设计中应根据具体情况综合考虑.

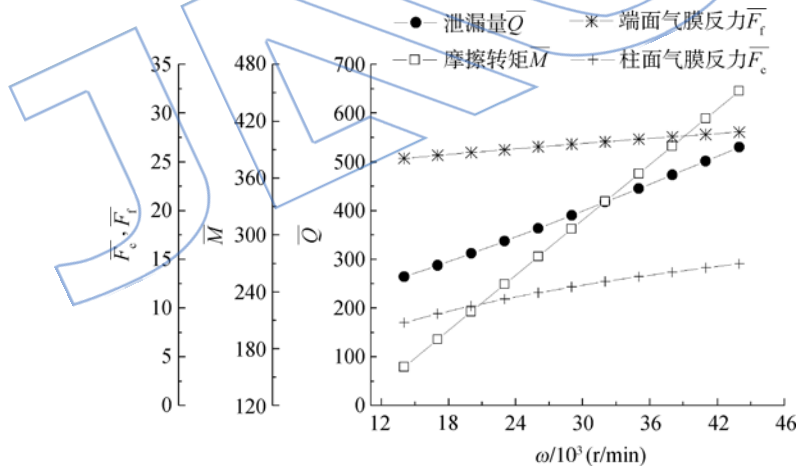


图 7 稳态特性随旋转轴转速的变化

Fig. 7 Change of steady-state performances with rotating speed of axle

4 结 论

1) 针对端柱面组合气膜密封系统,建立了系统特性分析模型,给出了基于有限元数值方法求解气膜压力分布的方法和过程,实现端柱面组合气膜密封系统端面、柱面区域气膜压力的耦合求解.

2) 建立了端柱面组合气膜密封系统稳态特性数值仿真计算的方法,通过与 Fluent 软件仿真

结果的比较验证本文数值模拟方法的正确性,研究了膜厚与旋转轴转速对端柱面组合气膜密封系统稳态特性的影响.

3) 随着膜厚的增加,泄漏量增加、摩擦转矩减小;随着端面膜厚的增加,端面气膜反力缓慢减小,柱面气膜反力出现极值;随着柱面膜厚的增加,端面气膜反力和柱面气膜反力都在减小,柱面膜厚对稳态特性的影响大于端面膜厚.随着旋转轴转速的增加,各项稳态特性参数都在变大.端柱

面结构中密封气膜压力的耦合对稳态特性影响显著。

4) 稳态特性数值模拟计算的实现,为密封动态特性的分析提供了基础,在此基础上进一步动态特性数值分析方法的研究,能够突破商业软件在这方面的局限。

参考文献:

- [1] LIU Yuchuan, SHEN Xinmin, XU Wanfu. Numerical analysis of dynamic coefficients for gas film face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(4): 743-754.
- [2] Yang P, Zhu K Q, Wan X L. On the non-linear stability of self-acting gas journal bearings[J]. Tribology International, 2009, 42(1): 71-76.
- [3] Arghir M, Frene J. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of eccentric circumferentially grooved liquid annular seals[J]. Journal of Tribology, 2004, 126(2): 316-325.
- [4] Netzel J. High performance gas compressor seals[R]. Cannes, France: 11th International Conference on Fluid Sealing, 1987.
- [5] Munson J, Pecht G. Development of film riding face seals for a gas turbine engine[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(1): 65-70.
- [6] Miller B, Green I. Numerical techniques for computing rotordynamic properties of mechanical gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(4): 755-761.
- [7] Zhang H, Miller B, Landers R G. Nonlinear modeling of mechanical gas face seal systems using proper orthogonal decomposition[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(4): 817-827.
- [8] 沈心敏, 刘雨川, 马纲. 航空燃气轮机摩擦学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.
- [9] Hendricks R C. Straight cylindrical seal for high-performance turbomachines[R]. NASA STI/Recon Technical Report N87-23936, 1987.
- [10] 马纲, 席平, 沈心敏, 等. 柔性支承浮环柱面气膜密封动态特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 1190-1196.
MA Gang, XI Ping, SHEN Xinmin, et al. Analysis of quasi-dynamic characteristics of compliant floating ring gas cylinder seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 1190-1196. (in Chinese)
- [11] 马纲, 栗秀花, 沈心敏, 等. 柱面气膜密封界面结构与性能分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2610-2616.
MA Gang, LI Xiuhua, SHEN Xinmin, et al. Analysis of performance and interface structure of cylinder gas film seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2610-2616. (in Chinese)
- [12] 郝木明. 机械密封技术及应用[M]. 北京: 中国石化出版社, 2010: 74-76.
- [13] Reddi M M, Chu T Y. Finite element solution of the steady-state compressible lubrication problem[J]. Journal of Lubrication Technology, 1970, 92(3): 495-502.
- [14] Faria M T C, San Andrés L. On the numerical modeling of high-speed hydrodynamic gas bearings[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 124-130.
- [15] Faria M T C. An efficient finite element procedure for analysis of high-speed spiral groove gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(1): 205-210.
- [16] 沈心敏, 温英梅, 孙希桐, 等. 摩擦学基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991: 51-55.
- [17] 马纲. 柔性支撑浮环柱面气膜密封系统研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
MA Gang. Study of compliant floating ring gas cylinder seal[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [18] 饶寿期. 有限元法和边界元法基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.