端柱面组合密封气膜稳态特性数值仿真分析

马 纲 孙晓军 罗先海 何 军

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191)

摘 要: 针对航空发动机等高速流体机械中流体动密封部位的工况特点,提出一种新型的端柱面组合气膜密封形式.根据气膜密封的结构特点,建立了端柱面螺旋槽组合式密封气膜的数学分析模型.采用 CFD 分析软件 Fluent 对气膜三维流场模型以湍流流动形式进行数值模拟计算.研究了密封气膜几何结构参数变化对密封稳态特性(端面承载力 F_d、柱面承载力 F_c、泄漏量 Q、摩擦转矩 M)的影响.几何结构参数包括端面平均膜厚、端面槽深比、柱面平均膜厚、柱面偏心率、柱面槽深比、柱面槽宽比.

关 键 词: 气膜密封; 组合密封; 三维数值仿真; 结构参数; 稳态特性

中图分类号: V 233.4$^+$2

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2014)04-0439-05

Numerical simulation analysis of steady-state properties of gas face and cylinder film seal

Ma Gang Sun Xiaojun Luo Xianhai He Jun

(School of Mechanical Engineering and Automation, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Aimed at the special condition of fluidic dynamic seals of high speed fluid machineries such as the aero-engine, a new type of sealing form, gas face and cylinder film seal was proposed. According to the structure characteristics of the gas film seal, the mathematical analysis model of the gas face and cylinder film seal was built. Then the model of gas film's three-dimensional flow field was numerically calculated by Fluent in the form of turbulent flow. The influence of sealing geometry structure parameters on the stability performances of the seal such as face opening force F_d, cylindrical opening force F_c, leakage Q, and friction torque M was studied. The geometry structure parameters include gas face film thickness, face groove depth ratio, cylindrical film thickness, cylindrical eccentricity, cylindrical groove depth ratio, and cylindrical groove width ratio.

Key words: gas film seal; combined sealing; three dimensional numerical simulation; structural parameter; stability performance

航空燃气涡轮发动机关键部位的流体动密封,除了处于高界面滑速、高边界压差及高环境温度的工况条件之外,密封界面同时受到较多的机动载荷和转子系统大的径向跳动和轴向跳动的影响,其工作条件比一般工业燃气轮机更为苛刻[1].研究及设计新型的密封形式以满足航空发动机的特殊工况,是流体动密封研究领域的研究应用方向之一.气膜密封因其非接触、低泄漏、低磨损的特点,目前已成为流体动密封重要的研究内容[2-3].

自 1976 年带螺旋槽的端面气膜密封首先成功地应用于大型流体机械以来,端面气膜密封已得到了广泛的应用与深入研究[4-5].由于航空发动机转子系统的剧烈振动和热、力变形所引起的密封副表面的位移大于密封气膜的厚度以及密封位置结构限制[6],端面气膜密封在航空发动机上

收稿日期: 2013-06-05; **网络出版时间**: 2013-10-29 10:38; **DOI**: 10.13700/j.bh.1001-5965.2013.0322

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20131029.1038.003.html

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51075018)

作者简介: 马 纲(1967-),女,安徽怀远人,副教授,mgbuaa@163.com.

http://bhxb.buaa.edu.cn

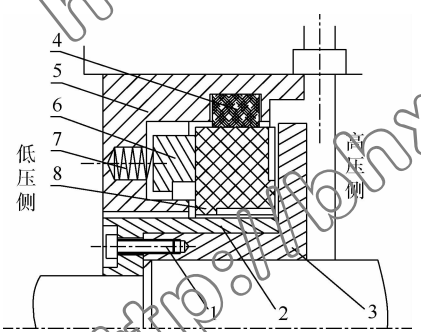
的应用受到一定限制,具有浮动自适应性结构的柱面气膜密封为解决这一问题提供了途径[7-8].在设计实践中为了实现更好的密封效果,将不同的密封形式进行组合形成多级的组合密封,已成为密封行业目前的发展方向之一.目前常见的组合密封形式有双端面式组合密封、串联组合式干气密封等[9].

针对组合密封的特点,本文以端面气膜密封与柱面气膜密封为基础,提出一种新型的端柱面组合气膜密封形式,并以这一新型的密封结构形式为例,利用 Fluent 流体分析软件,进行槽型几何参数对气膜密封稳态性能的影响分析.

1 气膜模型结构

根据端面密封气膜与柱面密封气膜的结构特点,建立了端柱面组合密封气膜.

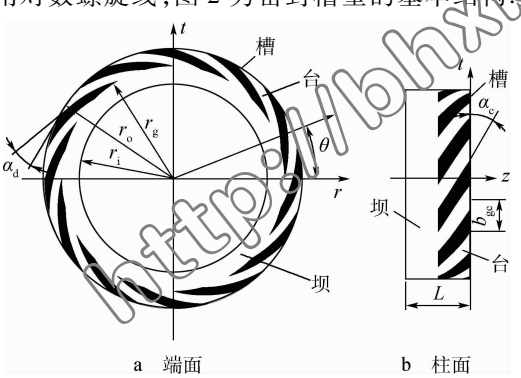
图 1 为端柱面组合气膜密封系统,密封结构可分为端面与柱面两部分.高压侧在端面部分,低压侧在柱面部分.



1—固定螺栓;2—轴套 1;3—轴套 2;4—柱面弹性支承;5—外部支架;6—推力环;7—弹簧;8—端柱面密封环.

图 1 端柱面气膜密封系统

端柱面气膜密封端面、柱面槽型均选用顺流螺旋槽,其中柱面槽型选用普通螺旋线,端面槽型选用对数螺旋线,图 2 为密封槽型的基本结构.



a 端面 b 柱面

θ—极坐标转角;r_g—端面槽根半径;r_o—端面外径;r_i—端面内径;α_d—端面螺旋角;α_c—柱面螺旋角;L—密封环轴向长度;b_{gc}—柱面螺旋槽宽度;rtz—三维坐标系.

图 2 端面及柱面的螺旋槽几何模型

端面对数螺旋线方程(极坐标下)[10]:

$$r = r_g \exp(\theta \tan \alpha_d) \tag{1}$$

2 螺旋槽内气体流场的求解问题

2.1 基本假设

基于流体动力学基本理论,考虑端柱面密封气膜的结构及工况,对端柱面密封系统间的气体流场进行如下假设:

1)密封间隙内气体为理想气体,且是符合牛顿粘性定律的连续介质;

2)忽略气体体积力、惯性力,温度黏度恒定;

3)密封环为刚性且表面光滑,气体与密封表面无相对滑移;

4)忽略扰动及振动对密封界面的影响.

2.2 网格划分

利用 Gridgen 软件对密封气膜进行网格划分.密封系统中转轴与密封环之间存在偏心,气膜厚度沿周向方向存在变化,因此需要对端柱面整个气膜密封区域进行分析求解.网格划分要点包括:

1)针对密封气膜的几何结构特点,采用分区域网格划分的方法,对槽、台、坝 3 种区域分别划分,划分网格时采用正交性好的六面体网格.

2)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.

3)膜厚方向的尺寸比其他方向的尺寸少几个数量级,为网格划分带来较大难度.分析中兼顾膜厚微尺寸和其他结构大尺寸,分别确定网格疏密.膜厚方向槽区划分 6 层网格,台和坝区划分 3 层网格;其他方向网格根据几何尺寸选择网格密度.

4)网格密度变化对划分和计算结果有直接影响.分析过程中通过对不同密度和分析结果的对比,在膜厚分区域分层情况下,长宽方向小于 0.06 时分析结果相对计算误差在 5% 以内.

结构尺寸的变化对网格划分总数会有一定影响,本文分析的尺寸下网格划分总数约 150 万个.

2.3 分析求解设置

2.3.1 边界条件

密封气膜密封环表面设置为标准壁面条件,无速度滑移.端面密封部分外侧设置为压力入口,柱面部分外侧设置为压力出口.给定壁面温度及湍流强度和流体力直径.

2.3.2 求解设置

利用 Fluent 进行气膜压力流场求解分析.由

http://bhxb.buaa.edu.cn

于目前关于气膜密封微间隙流场中气体的流动是处于层流还是湍流尚无定论,但密封结构中槽台的存在可能对流动产生一定的扰动,会形成湍流.因此,本文采用针对低 Re 数的 RNG k-ε 湍流模型进行计算求解.

采用基于压力的求解器隐式求解,数值模拟用雷诺平均的 N-S 方程为控制方程,湍流模型选用 RNG 模型.压力速度的耦合采用 SIMPLE 算法,在较细网格划分下,方程的二阶离散余量对计算结果影响不显著.为提高分析效率,压力和动量的离散分别采用标准和一阶方式离散.

2.4　稳态特性

在求解出端柱面密封气膜压力场分布后,通过进一步数值计算来得到密封气膜稳态性能.

1)端面承载力 F_d.

端面部分的气膜承载力由密封气膜端面部分压场积分得到:

$$F_d = \int_0^{2\pi}\int_{r_i}^{r_o} p r \mathrm{d}r\mathrm{d}\theta = Np_a r_i^2 \int_0^{2\pi/N}\int_1^{r_o/r_i} PR\mathrm{d}R\mathrm{d}\theta \tag{2}$$

式中,p 为压力;p_a 为环境压力;N 为周期数.

2)柱面承载力 F_c.

柱面部分的气膜承载力由密封气膜柱面部分压场积分得到:

$$\left.\begin{aligned} F_r &= \int_0^l\int_0^{2\pi}(p-p_a)R_j\cos\theta\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \\ F_t &= \int_0^l\int_0^{2\pi}(p-p_a)R_j\sin\theta\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \\ F_c &= \sqrt{F_r^2+F_t^2} \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

式中 R_j 为转子半径.

3)密封泄漏量 Q.

$$Q = 2\int_0^{2\pi}\rho\left(-\frac{h_c^3}{12\eta}\frac{\partial p}{\partial z}\right)R_j\mathrm{d}\theta \tag{4}$$

式中,ρ 为气体密度;h_c 为柱面平均膜厚;η 为动力黏度.

4)摩擦转矩 M.

端面摩擦转矩为

$$M_d = \int_0^{2\pi}\int_{r_i}^{r_o}\tau r^2\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta = \int_0^{2\pi}\int_{r_i}^{r_o}\left(\frac{\partial p}{r\partial\theta}\frac{h_d}{2}+\eta\frac{\omega r}{h_d}\right)r^2\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \tag{5}$$

柱面摩擦转矩为

$$M_c = \int_0^l\int_0^{2\pi}\left(\frac{\partial p}{R_j\partial\theta}\frac{h_c}{2}+\eta\frac{\omega R_j}{h_c}\right)R_j^2\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \tag{6}$$

总摩擦转矩为

$$M = M_d + M_c \tag{7}$$

式中,τ 为剪应力;h_d 为端面膜厚;ω 为转子角速度.

3　端柱面气膜的稳态特性分析案例

3.1　气膜模型几何尺寸

对一定几何尺寸和工况条件下的端柱面气膜进行稳态特性分析.其中,分析模型几何尺寸如表 1 所示,密封工况如表 2 所示.

表 1　密封气膜的几何参数

端面参数	数值	柱面参数	数值
r_o/mm	69	R_j/mm	58.4
h_d/μm	10	h_c/μm	10
α_d/(°)	15	偏心率 ε	0.5
槽数 N_d	12	密封长度 l/mm	40
槽深 d_d/μm	10	柱面槽深比 p_{dc}	1
		柱面槽宽比 p_{bc}	0.5
		槽数 N_c	12
		α_c/(°)	30

注:$p_{dc}=d_c/h_c$,d_c 为柱面槽深;$p_{bc}=(b_{gc}N_c)/(2\pi r_i)$.

表 2　密封气膜的工况条件

参数	数值
进口压力/MPa	0.6
出口压力/MPa	0.101 6
转速/(r/min)	28 600
介质	空气
工作温度/℃	27

3.2　结果分析

图 3 是端柱面顺流螺旋槽密封气膜三维压场分布.从图中可以看出端柱面密封气膜的压力流场分布特点:

1)端柱面两部分的槽台交界处压力最大;

2)柱面偏心结构使得柱面部分膜厚较小一侧压力较大.

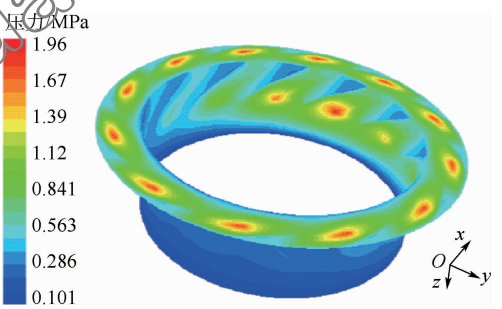


图 3　端柱面顺流螺旋槽气膜压力场分布

4　密封参数对端柱面气膜稳态特性的影响

气膜密封系统优良密封特性的实现,首先取决于密封界面的结构.合理的密封界面几何参数是气膜密封系统研究的基础.

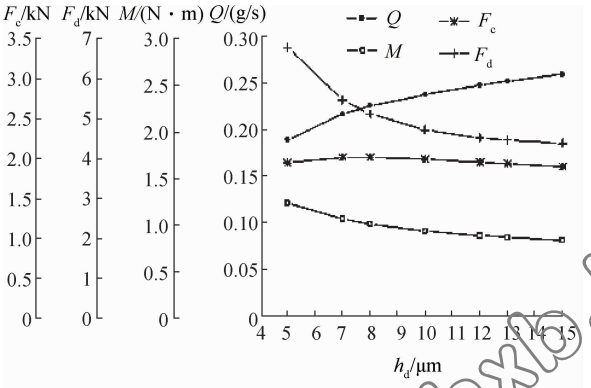
研究端柱面组合气膜密封参数对密封稳态特性的影响时采用的参数值如表 1 所示.在研究某

http://bhxb.buaa.edu.cn

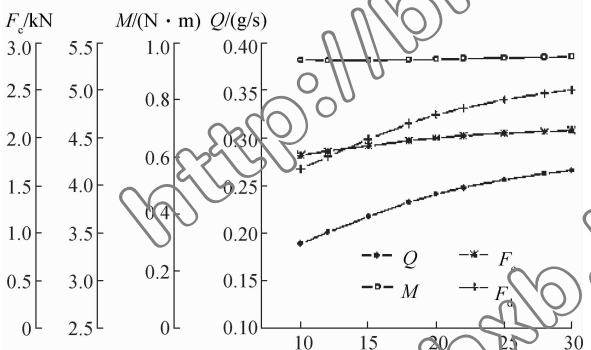
个参数对密封性能影响时,均假定其他参数不变.

4.1 端面几何参数变化影响

图 4 为端面膜厚和端面槽深对密封特性影响变化的计算结果.



a 端面平均膜厚对稳态特性的影响



b 端面槽深对稳态特性的影响

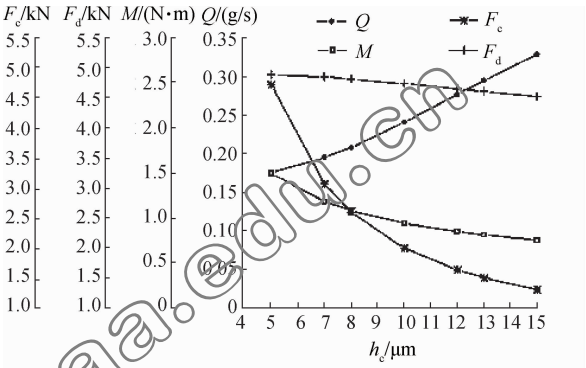
图 4 端面部分结构参数对端柱面气膜稳态特性的影响

图 4a 表明:随着端面平均膜厚的增加,泄漏量逐渐增加,变化平稳,摩擦转矩逐渐减小;端面承载力变化较大,呈逐渐减小的趋势,且当端面膜厚≤7 μm 时端面承载力与摩擦转矩减小迅速,当端面膜厚≥7 μm 时端面承载力与摩擦转矩减小缓慢;柱面承载力变化小. 产生这种变化是由于随着端面膜厚的增加,端面密封气膜的动压效应变弱,膜厚增加到一定程度后,动压效果基本消失,端面密封靠近高压进气端,端面膜厚的变化对后续的柱面密封气膜的动压效应影响不大.

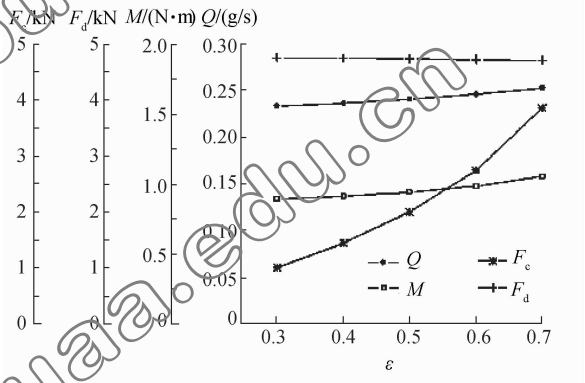
图 4b 表明:随着端面槽深的增加,泄漏量逐渐增加;摩擦转矩先减小后增加,变化程度比较小;端面承载力逐渐变大,变化程度大;柱面承载力缓慢增加. 这种变化的原因在于端面槽深的增加,使端面密封气膜的厚度变化加剧,从而加强了动压效果,而槽深加大又使密封气膜整体体积加大,导致了泄漏量的增加.

4.2 柱面几何参数变化影响

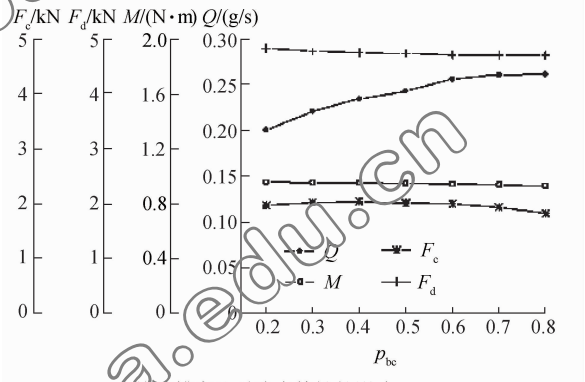
图 5 为柱面膜厚和槽形参数对密封特性影响的计算结果.



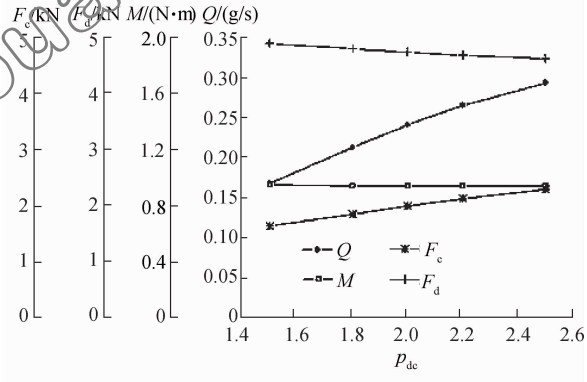
a 柱面平均膜厚对稳态特性的影响



b 柱面偏心率对稳态特性的影响



c 柱面槽宽比对稳态特性的影响



d 柱面槽深比对稳态特性的影响

图 5 柱面结构参数对端柱面气膜稳态特性的影响

图 5a 表明:随着柱面平均膜厚的增加,泄漏量逐渐增加;摩擦转矩逐渐减小;端面承载力逐渐减小,变化程度较小;柱面承载力逐渐增加,变化程度大. 产生这种变化是柱面气膜平均膜厚的增大导致了流体动压效应的减弱,从而致使柱面气膜承载力

http://bhxb.buaa.edu.cn

和柱面摩擦力矩减小. 同时,柱面气膜平均膜厚的增大使得密封间隙变大,泄漏量则随之变大.

图 5b 表明:柱面偏心率的变化对柱面承载力的影响较大,而对端面承载力、泄漏量和摩擦转矩的影响很小. 随着柱面偏心率的增加,柱面承载力迅速增大,这主要是因为偏心率的增加,导致柱面最小气膜厚度迅速变小,而气膜的动压效果对小膜厚的变化十分敏感,从而使小膜厚区域的柱面承载力急剧变大.

图 5c 和 5d 表明:柱面槽宽比和柱面槽深比对泄漏量的影响比较显著. 从整体密封结构来看,柱面密封位于密封系统的低压泄漏侧,因此其结构参数对泄漏量的影响较大,同时柱面槽宽比和柱面槽深比的增加加大了柱面密封气体的体积,导致泄漏的增加.

5　结　论

1) 端柱面螺旋槽密封气膜三维压力分布表明气膜密封的稳态特性主要取决于槽台之间的高度变化和柱面偏心率,符合螺旋槽及柱面偏心结构能够增加动压效果的工程实践结论.

2) 研究了气膜槽型参数对端柱面密封气膜稳态特性的影响,即槽型参数变化对泄漏量、摩擦转矩、端面承载力、柱面承载力的影响,为进行槽型参数的优化提供了参考依据.

3) 观察单独改变端面参数、柱面参数后的气膜分析结果,可得:端面参数的变化对端面承载力影响比较大,对柱面承载力有一定影响,但影响较小;柱面参数的变化对柱面承载力影响比较大,对端面承载力有一定影响,影响较小.

参考文献 (References)

[1] 马纲,沈心敏. 先进气膜密封技术研究进展与分析[J]. 航空制造技术,2009(3):58 – 61
Ma Gang, Shen Xinmin. Development and analysis of advanced gas film sealing technology [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2009(3):58 – 61(in Chinese)

[2] Pang P, Zhu K Q, Wang X L. On the non-linear stability of self-acting gas journal bearings [J]. Tribology International, 2009, 42(1):71 – 76

[3] Lattime S B, Steinetz B M. Turbine engine clearance control systems: current practices and future directions [R]. NASA/CP-2003-212458/VOL1, 2004

[4] Netzel J P. High performance gas compressor seals [C]//International Conference on Fluid Sealing. New York: Elsevier, 1987: 532 – 547

[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] 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
Shen Xinmin, Liu Yuchuan, Ma Gang. Tribology for aero-gas turbine engine [M]. Beijing: Beihang University Press, 2008 (in Chinese)

[7] Hendricks R C. Straight cylindrical seal for high performance turbomachines [J]. NASA Technical Paper, 1987

[8] Ma G, Zhao W, Shen X M. Analysis of parameters and performance for spiral grooved cylindrical gas film seal [J]. Procedia Engineering, 2011, 23: 115 – 119

[9] 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
Hao Muming. Mechanical seal technology and its application [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2010: 74 – 76(in Chinese)

[10] 马纲,赵伟,沈心敏. 螺旋槽气膜密封微间隙流场的三维数值模拟[J]. 润滑与密封,2012,37(3):7 – 11
Ma Gang, Zhao Wei, Shen Xinmin. Three dimensional numerical simulation of spiral groove gas film seal in micro-gap flow field [J]. Lubricating Engineering, 2012, 37(3): 7 – 11 (in Chinese)

http://bhxb.buaa.edu.cn