反转轴间气膜密封动特性分析

王之栎 刘国西 郭艳丽

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191)

摘 要: 用有限元法计算了双端面期末密封两端面的气膜刚度和阻尼,分析了密封跑道质量和主密封环质量对气膜刚度和阻尼的影响,并对瞬态扰动力作用下前密封跑道和主密封环的振动过程进行了讨论. 结果表明:膜厚对气膜刚度和阻尼影响较大,在膜厚小于 5μm 下尤为明显;系统的自由振动频率主要由前密封跑道质量决定,主密封环质量对自由振动频率影响较小;同一密封跑道质量对应的不同环道质量比对系统振动的收敛时间影响不大.

关 键 词: 气膜刚度; 气膜阻尼; 气膜密封; 自由振动频率

中图分类号: TB 42

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965 (2010) 05-0509-04

Dynamic characteristic analysis of the gas film seal in counter-rotating shafts

Wang Zhili Liu Guoxi Guo Yanli

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

Abstract: Two stiffness and damping of the seal were calculated with the finite element method; the influence of the racetrack and the primary seal ring mass on the stiffness and damping was analyzed; then the vibration process of the seal caused by transient force was analyzed. The results declare that film thickness has a great influence on the stiffness and damping, especially when the thickness is less than 5μm; free vibration frequency of the system is mainly decided by the mass of the seal racetrack, and the effect of the primary seal ring mass on free vibration frequency is neglected; the different ratio of the system mass with the same racetrack mass has a little influence on the convergent time of the vibrating system.

Key words: gas film stiffness; gas film damping; gas film seal; free vibration frequency

为了提高航空发动机性能,先进航空发动机常在更高的设计转速下工作,并采用相反转向的双转子套装结构,这使得轴间密封界面的相对滑动速度成倍提高,达到 200～300m/s[1]以上. 传统的密封结构不能很好地适应如此苛刻的工作条件,而气膜密封作为一种非接触式密封,具有低泄露、无速度极限要求,并可在高界面滑动速度、高环境温度等苛刻的工作条件下稳定工作等优点[2]. 从 20世纪 80年代开始, PWA 公司模拟实验证明密封稳态运转时有气膜产生[3],从此端面气膜密封得到了越来越广泛的关注.

本文主要对反转轴间双端面气膜密封的动态特性进行了计算,建立了双端面气膜密封在扰动状态下的气膜刚度与阻尼的数学模型,应用有限元方法求解扰动状态下气膜内压力场. 在此基础上,计算了气膜密封的各项动态参数,为进一步研究该种密封形式的工作机理和动力学响应过程,提供理论基础.

1 气膜密封的工作原理

1.1 密封结构

反转轴气间膜密封的结构如图 1所示. 密封环由整体式主环和套接在主环上的开口式碳石墨环组成. 前密封跑道具有一定的轴向位置自适应性,可对密封气膜厚度进行有限自调节,同时也可

收稿日期: 2009-06-15

作者简介: 王之栎 (1961 -),男,北京人,教授, WZHL_BUAA@163.com.

对密封面的磨损进行补偿. 前密封跑道上安装有2次密封环,实现对高压气体的封严[4].

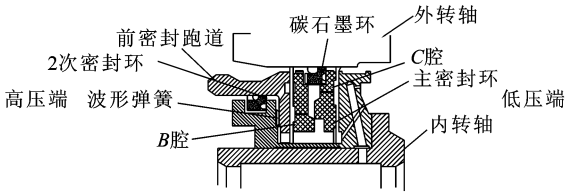


图 1 反转轴间气膜密封结构图

1.2 工作原理

气膜密封工作时气体流动方向示意图如图 2所示. 气体由高压端通过节流孔 d_B 和 d_C 流入主密封环的 B 腔和 C 腔,两个气腔出口压力为 P_B 和 P_C,由于两端面上受力不平衡,将使主密封环沿轴向运动,而在密封环两侧端面上形成的气膜将随之发生变化,其运动方式与该位置上的气膜刚度和阻尼相关,当主密封环两侧受力平衡时系统达到稳定的工作状态.

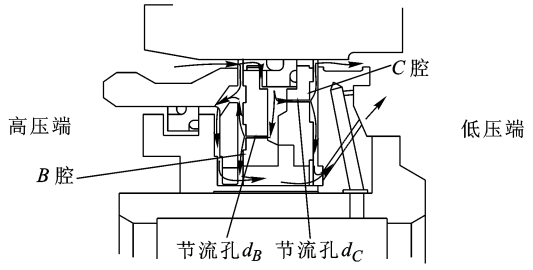


图 2 密封内部气体流动示意图

2 动态参数计算

2.1 动态压力场计算

应用连续性方程、纳维-斯托克斯方程、气体状态方程,并假设气体在气膜内流动为层流、忽略膜厚方向速度和压力变化等的条件下,得到柱坐标下等温、不记滑流和紊流效应、动压状态下的瞬态压力微分方程[5]:

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial p^2}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{r\partial r}\left(rh^3\frac{\partial p^2}{\partial r}\right)=12\mu\omega\frac{\partial(ph)}{\partial\theta}+24\mu\frac{\partial(ph)}{\partial t} \tag{1}$$

式中,气膜内压力场表示为

$$p=p(r,\theta,t)=p_0(r,\theta)+p'(r,\theta,z(t)) \tag{2}$$

膜厚表示为

$$h=h(r,\theta,t)=h_0(r,\theta)+h'(r,\theta,z(t)) \tag{3}$$

将式(2)、式(3)用泰勒级数展开,代入式(1)化简,最终可得稳态方程式(4)和动态方程式(5),由式(4)和式(5)可计算出气膜压力场.

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(h_0^3\frac{\partial p_0^2}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{r\partial r}\left(rh_0^3\frac{\partial p_0^2}{\partial r}\right)=12\mu\omega\frac{\partial p_0 h_0}{\partial\theta} \tag{4}$$

$$\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(2h_0^3\frac{\partial p_0 p'}{\partial\theta}+3h_0^2h'\frac{\partial p_0^2}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{r\partial r}\left[r\left(2h_0^3\frac{\partial p_0 p'}{\partial r}+3h_0^2h'\frac{\partial p_0^2}{\partial r}\right)\right]=12\mu\omega\frac{\partial(p_0h'+p'h_0)}{\partial\theta}+24\mu\frac{\partial(p_0h'+p'h_0)}{\partial t} \tag{5}$$

式中,ω为轴的转速;μ为动力学粘度;p为轴向扰动引起的气膜内压力的变化量;h为轴向扰动引起的膜厚的变化量.

假设外界的扰动为

$$z(t)=z_\varepsilon e^{st} \tag{6}$$

则

$$h'=z(t)=z_\varepsilon e^{st} \tag{7}$$

式中,$s=\lambda+i\nu$

因为,p是轴向位移 $z(t)$的函数,通过泰勒级数展开并保留 1次项,得到:

$$p'(r,\theta,z(t))=\left.\frac{\partial p}{\partial z}\right|_0 z(t)=\left.\frac{\partial p}{\partial z}\right|_0 z_\varepsilon e^{st} \tag{8}$$

令 $\left.\frac{\partial p}{\partial z}\right|_0=p_z$,把 p_z 表示为复数的表达形式,则

$$p_z=p_{zr}+ip_{zi} \tag{9}$$

将式(6)~式(8)代入式(4)得压场变化雷诺方程:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(2h_0^3\frac{\partial p_0 p_{zr}}{\partial\theta}+3h_0^2\frac{\partial p_0^2}{\partial\theta}\right)+\\&\frac{\partial}{r\partial r}\left(r\left(2h_0^3\frac{\partial p_0 p_{zr}}{\partial r}+3h_0^2\frac{\partial p_0^2}{\partial r}\right)\right)=\\&12\mu\omega\frac{\partial(p_0+p_{zr}h_0)}{\partial\theta}+\\&24\mu\lambda(p_0+p_{zr}h_0)-24\mu\nu p_{zi}h_0\\&\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(2h_0^3\frac{\partial p_0 p_{zi}}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{r\partial r}\left(2rh_0^3\frac{\partial p_0 p_{zi}}{\partial r}\right)=\\&12\mu\omega\frac{\partial(p_{zi}h_0)}{\partial\theta}+24\mu\lambda p_{zi}h_0+\\&24\mu\nu(p_0+p_{zr}h_0)\end{aligned}\right\} \tag{10}$$

用有限元方法对此方程进行求解便可求得气膜内压场的变化.

2.2 气膜刚度和阻尼的求解

双端面气膜密封等效为弹簧-质量振动系统,如图 3所示,其中 M_1 为密封跑道的质量,M_2 为主密封环的质量,K_{z1},K_{z2}和 D_{z1},D_{z2}分别为 B 腔端面和 C腔端面气膜的刚度和阻尼,K_{sp}和 D_{sp}分别为弹簧刚度和 2次密封的阻尼,z_1 和 z_2 分别为由扰动引起的前密封跑道和主密封环的轴向位移量.

对密封跑道,其所受合力可表示为 F_1,主密封环所受合力可表示为 F_2,对于 B 腔端面:

$$F=F(z_1,\dot{z}_1) \tag{11}$$

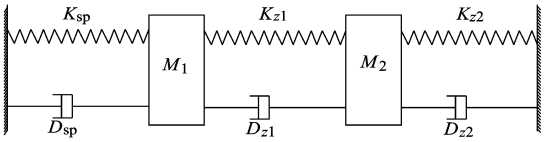


图 3　密封系统的等效弹簧 质量振动系统

通过泰勒公式展开,得

$$F_1(z_1,\dot{z}_1) = F_{1,0} + \frac{\partial F_1}{\partial z_1}\bigg|_0 z_1 + \frac{\partial F_1}{\partial \dot{z}_1}\bigg|_0 \dot{z}_1 \tag{12}$$

由扰动引起的气膜内力的变化量为

$$\Delta F_1(z_1,\dot{z}_1) = \frac{\partial F_1}{\partial z_1}\bigg|_0 z_1 + \frac{\partial F_1}{\partial \dot{z}_1}\bigg|_0 \dot{z}_1 \tag{13}$$

可以得到式(14)和式(15)[6]:

$$K_{z1} = \frac{\partial F_1}{\partial z_1}\bigg|_0 \tag{14}$$

$$D_{z1} = \frac{\partial F_1}{\partial \dot{z}_1}\bigg|_0 \tag{15}$$

将式(14)、式(15)分别代入式(12)、式(13)便可求得

$$K_{z1} = \iint_A \frac{\partial p_1}{\partial z_1}\bigg|_0 r\,\mathrm{d}r\,\mathrm{d}\theta \tag{16}$$

$$D_{z1} = \iint_A \frac{\partial p_1}{\partial \dot{z}_1}\bigg|_0 r\,\mathrm{d}r\,\mathrm{d}\theta \tag{17}$$

同理可得

$$K_{z2} = \iint_A \frac{\partial p_2}{\partial z_2}\bigg|_0 r\,\mathrm{d}r\,\mathrm{d}\theta \tag{18}$$

$$D_{z2} = \iint_A \frac{\partial p_2}{\partial \dot{z}_2}\bigg|_0 r\,\mathrm{d}r\,\mathrm{d}\theta \tag{19}$$

3　参数对动特性系数的影响

3.1　气膜膜厚对动特性系数的影响

双端面气膜密封结构参数见表 1.膜厚变化对气膜刚度的影响曲线图 4,气膜刚度随膜厚增大呈非线性减小趋势.随着膜厚的增大,B腔端面气膜刚度变化率逐渐减小,当膜厚大于 15μm时,刚度变化不大,而当膜厚小于 5μm时,刚度变化十分明显.C腔端面气膜刚度随着膜厚的增大而减小,随着膜厚增大,其变化率逐渐减小,当膜厚大于 10μm时,膜厚变化对刚度的影响不大.

表 1　双端面气膜密封工况参数

参数	高压/MPa	低压/MPa	节流孔长/mm	K_{sp}/(N·m^{-1})
数值	0.6	0.1	0.5	30 000

端面膜厚变化对气膜阻尼的影响曲线如图 5所示,可以看出,随气膜膜厚的增大,气膜的阻尼绝对值呈减小趋势,且变化率渐小.显然,当膜厚较大时,气膜内压力与外界压力基本相同,ΔF随膜厚变化很小,气膜阻尼将趋向于 0,与曲线中的阻尼变化趋势一致.

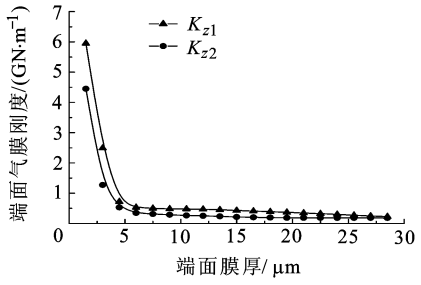


图 4　端面膜厚变化对气膜刚度的影响

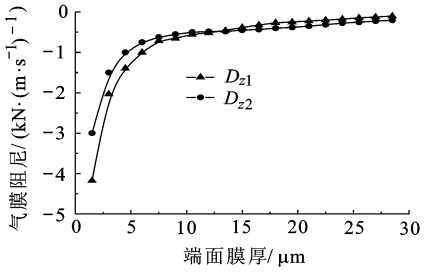


图 5　端面膜厚变化对气膜阻尼的影响

3.2　系统质量对动特性系数的影响

图 6为在平衡位置时不同 M_1 下对应的气膜阻尼.可以看出,气膜阻尼绝对值随 M_1 增大而减小,且随 M_1 的增加,其变化率呈减小的趋势.

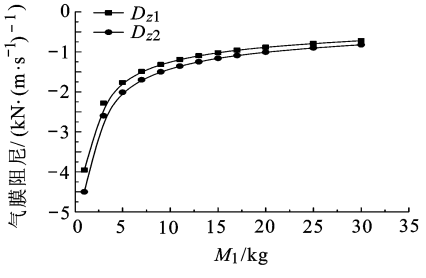


图 6　不同 M_1 下的气膜阻尼

在不同 M_2 下,平衡位置的气膜阻尼见图 7,图中给出 M_2 在 0.01～1 kg范围内 B腔和 C腔气膜阻尼的变化趋势.阻尼随 M_2 的变化趋势显示,M_2 增大将使气膜的阻尼增加,但随 M_2 的增大,阻尼增量有减小趋势,但不明显.

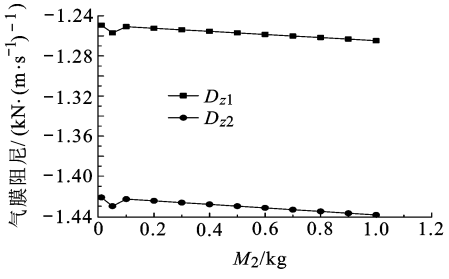


图 7　不同 M_2 下的气膜阻尼

4 瞬态扰动力作用下系统的响应

图 8为在 M_1 = 1 kg, $m_r = M_1/M_2$ = 100, 瞬态作用力 F = 100 N状况下的振动响应曲线. 计算结果表明,系统将在 0. 01 s时间内收敛到稳定工作状态. 图 9为 M_1 = 20 kg, m_r = 2 000时,密封跑道和主密封环的振动响应曲线. 图 8和图 9的曲线比较显示,增大密封跑道质量将使系统的振动周期数明显增加,系统收敛时间也随之有所增加. 图 10为 M_1 = 50 000 kg, m_r = 500 000时,密封跑道和主密封环振动响应曲线,其表现出主密封环振动呈发散趋势. 由此可见,当跑道质量过大时,系统所受扰动将导致主密封环的振动呈发散趋势,这将对整个密封系统的稳定工作造成威胁.

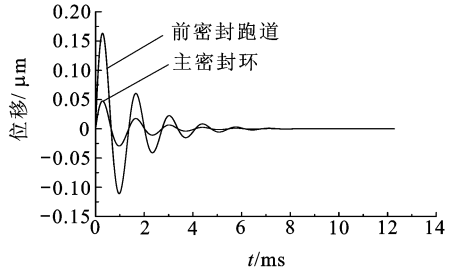


图 8 M_1 = 1 kg, m_r = 100时的系统振动曲线

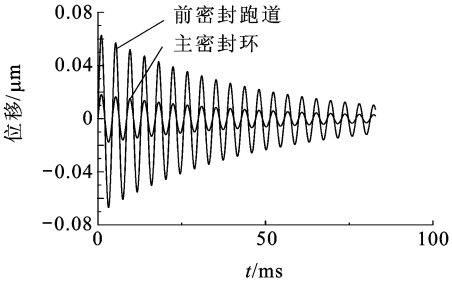


图 9 M_1 = 20 kg, m_r = 2 000时的气膜振动曲线

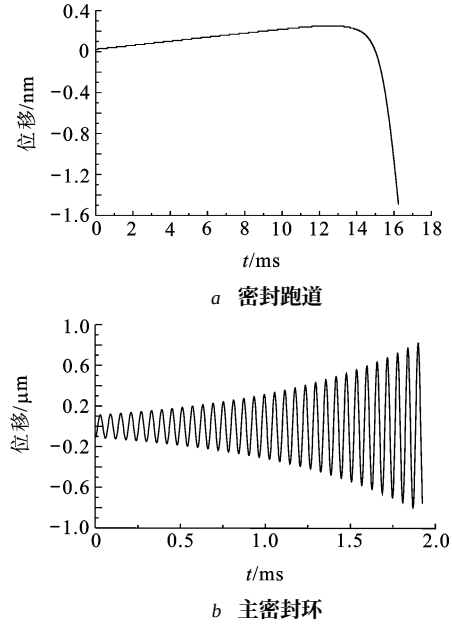


图 10 M_1 = 50 000 kg, m_r = 500 000时的气膜振动曲线

5 结 论

通过对双端面气膜密封系统在不同系统参数下的气膜刚度、气膜阻尼、及其振动响应分析,可以得到如下结论: ①由于膜厚越小,气膜刚度越大,而较大刚度对气膜稳定运转有益. 阻尼越大在运动过程中消耗的能量越多,较大的阻尼将使系统迅速的回到平衡位置. 因此,对于气膜密封系统,在保证系统正常工作的前提下,当气膜厚度较小时,系统工作稳定性较高. ②由于前密封跑道质量与系统自振频率相关,较大的密封跑道质量,将可引起系统的自振失稳,而主密封环的质量改变将导致系统的振幅改变. 因此,密封跑道的质量不能过大,而主密封环的质量不能太小,否则将使主密封环受扰动后加速度增加,进而导致密封系统振动失稳可能性增加.

参考文献 (References)

[1] 吴宁兴,赵宗坚. 反转轴间气膜密封可行性试验研究 [J]. 航空发动机, 2001(4): 20 - 25
Wu Ningxing, Zhao Zongjian. Feasibility test study of gas film seal in counter-rotating shafts [J]. Aero Engine, 2001(4): 20 - 25 (in Chinese)

[2] 王之栎,侯景仁,信琦. 反转轴间气密封研究 [C]//中日机械技术史及机械设计国际学术会议. 日本千叶:中日机械技术史机械设计国际会议编辑委员会, 2005: 159 - 162
Wang Zhili, Hou Jingren, Xin Qi. Research for a air film seal between two counter-rotating shafts[C]//CJICHMTMD. Chiba: Editorial Board of the China-Japan Internation Conference on History of Mechanical Technology and Mechanical Design, 2005: 159 - 162 (in Chinese)

[3] 王之栎,郭艳丽,侯景仁. 反转轴间气膜密封的结构参数与性能分析 [J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 68 - 72
Wang Zhili, Guo Yanli, Hou Jingren. Configuration parameters and sealing performances analysis of gas film seal in counter-rotating shafts[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(1): 68 - 72 (in Chinese)

[4] Gamble W L. Counter-rotating intershaft seals for advanced engines[R]. AIAA-84-1216, 1984

[5] 刘雨川. 端面气膜密封特性研究 [D]. 北京:北京航空航天大学机械工程及自动化学院, 1999
Liu Yuchuan. Behavior of gas film face seal [D]. Beijing: Beijing Unirersity of Aeronantics and Astronautics, 1999 (in Chinese)

[6] 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: 213 - 243
Wang Yunfei. Gas lubrication theory and gas bearing design [M]. Beijing: China Machine Press, 1999: 213 - 243 (in Chinese)

(编 辑:刘 晔)