

文章编号:1000-8055(2013)09-1975-07

柔片式密封泄漏流动的数值仿真分析

梁亚坤¹, 王之栋¹, 王 伟²

- (1. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;
2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所 传动润滑室, 沈阳 110015)

摘 要: 针对柔片式密封的流场和密封性能及其影响因素进行研究,建立了密封区域流体动力学计算模型,对密封间隙内流场的速度、压力分布和泄漏量进行了计算,分析了工况和结构参数对泄漏量的影响趋势。分析表明:密封泄漏量随密封压差的增大呈线性增长趋势,而随转子转速的增加变化不大;柔片宽度由 3 mm 增加至 7 mm,系统泄漏量降低了 40% 左右,而柔片长度由 12 mm 增加至 16 mm,泄漏量仅增加 8% 左右;前/背板与柔片或转子间间距的增大将使泄漏量上升,且前板与转子间设计间距对泄漏量相对影响较大,随其增加,泄漏量最高可增加 16%;柔片末端楔形区域对泄漏量及对转子作用力均产生影响。

关 键 词: 柔片式密封; 泄漏流动; 数值仿真; 流体动力学; 流场

中图分类号: V231.96; TH122

文献标志码: A

Numerical simulation and analysis of leaf seal leakage flow

LIANG Ya-kun¹, WANG Zhi-li¹, WANG Wei²

- (1. School of Mechanical Engineering and Automation,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Lubrication Laboratory, Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Leakage flow field of leaf seal, seal performance and its influential factors were analyzed based on its structure feature, and fluid dynamics calculative model of sealing zone was built. The velocity, pressure distribution in sealing clearance and leakage were calculated, and the sealing performance with structure parameters in different working conditions was obtained. The result shows that the leakage increases linearly with the sealing pressure, and decreases slightly with the increase of rotor speed; leakage reduces by about 40% with the leaf width from 3 mm to 7 mm, while it increases by only about 8% with the leaf length from 12 mm to 16 mm. With the widening gap of the front/back cover plate to leaf or to rotor, the result is also different; the gap from upper cover plate to rotor has greater impact on leakage compared with lower cover plate, with the leakage up to 16%. Leakage and rotor force are also affected by different dip angles of the leaf end.

Key words: leaf seal; leakage flow; numerical simulation; fluid dynamics; flow field

收稿日期:2012-09-11

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130926.1103.201309.1975_024.html

作者简介:梁亚坤(1988—),女,吉林通化人,硕士生,主要从事机械设计及理论研究。

随着航空发动机压气机压比的增加及运行速度的提高,气体通道密封性能的提高对发动机总体性能和效率起到越来越重要的作用^[1].自 20 世纪 80 年代,世界各国均在航空发动机密封技术方面投入了大量人力、财力,发展新型密封技术被列为下一代高性能航空发动机研制的前沿,开发活动异常活跃^[2],陆续对刷式密封^[3]、指尖密封^[4]、气膜密封^[5]、柔片密封^[6]等多种不同机理、不同结构的密封形式进行了研究.柔片式密封从 20 世纪 90 年代开始出现于各专利^[7-8]中. Mitsubishi Heavy Industries (MHI) 公司的 Nakane 等在文献^[9]中介绍了柔片式密封的结构及特点; Rolls-Royce 公司的 Ingo 等进行了试验^[10],对比分析了柔片式密封与其他密封形式的特点,认为柔片式密封相对刷式密封而言,可解决其“应力刚化”和“滞后”等问题,提高密封件的使用寿命、减少密封泄漏量,并在高压差工况下保持比较稳定的工作性能.

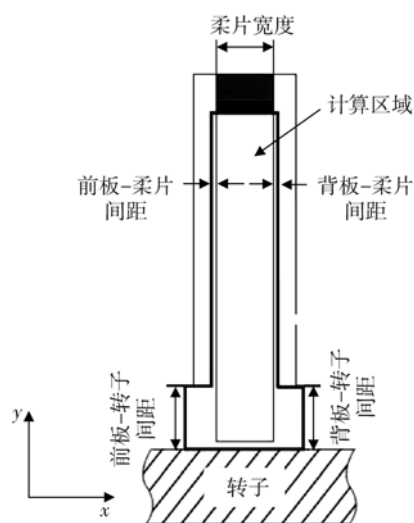
目前国外对柔片式密封进行了一定的仿真分析和试验研究,验证了其具有相对较好的密封性能,国内对其研究相对较少.目前有学者采用简化“直通道模型”进行试验研究^[11]并分析^[12]了泄漏量随密封压差的变化.分析表明多排片状交错布置结构的泄漏量较低,但试验密封柔片刚度较大,未能体现结构柔性特征.

本文通过构建具有动压气膜作用的柔片式密封区域的流体动力学计算模型,对其流场和泄漏量进行数值求解,并针对多工况和结构参数下的泄漏情况,讨论各设计参数对其泄漏量的影响趋势,对分析和研究柔片式密封的密封性能有重要意义,为分析其动态性能奠定一定基础.

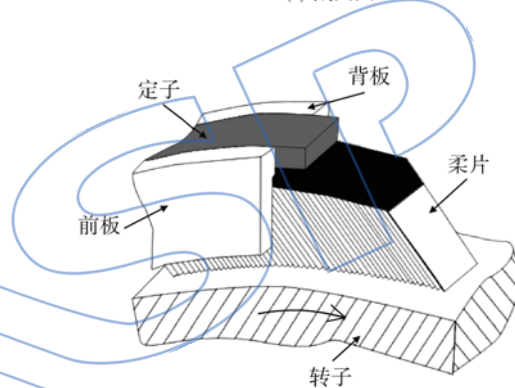
1 柔片式密封

柔片式密封是继刷式密封之后出现的一种新型密封,主要由前板、背板和密封柔片 3 部分组成,如图 1 所示.前板和背板与柔片、转子之间分别设计有一定的间隙.柔片末端与转子表面形成的楔角,可以形成动压气膜,有利于保持非接触特征,减少磨损,提高密封件使用寿命,如图 2 所示.

柔片式密封的结构设计继承了刷式密封径向柔顺的特点,转子发生径向跳动时,系统的密封性能相对稳定;同时具有较大的轴向刚度,可克服刷式密封存在的“应力刚化”及“滞后”问题^[13].



(a) 截面图



(b) 三维示意图

图 1 柔片式密封结构

Fig. 1 Structure of leaf seal

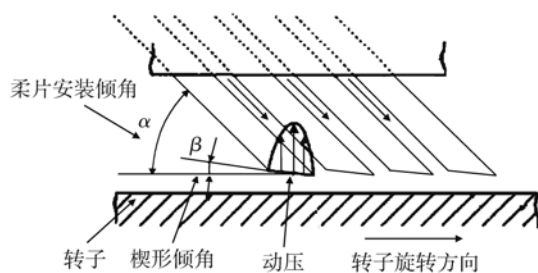


图 2 柔片末端形态

Fig. 2 End of leaf

2 柔片式密封计算模型

2.1 物理模型

由于柔片密封结构沿周向具有周期性,则假设流场呈轴对称分布,取 2 个柔片及其与前后板所围的流体空间作为分析对象,见图 1(a)和图 3,

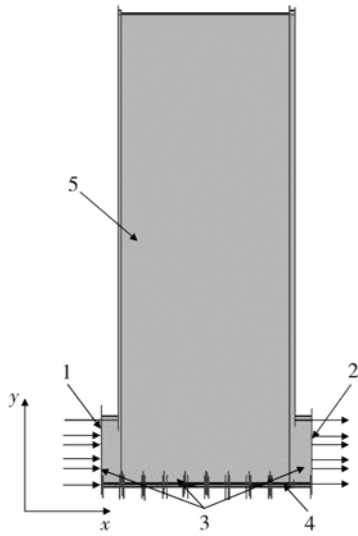


图3 柔片式密封物理模型

Fig. 3 Physical model of leaf seal

基本参数如表1. 并认为稳态时柔片与转子表面间的楔形区域形成气膜使其处于非接触状态, 最

小典型膜厚为 $8\mu\text{m}^{[14]}$.

表1 柔片式密封基本参数

Table 1 Basic parameters of leaf seal

参数名称	符号	参数值
柔片厚度/mm	d	0.07
柔片间最小间隙/mm	δ	0.008
转子直径/mm	D	300
出口压力/MPa	p_{out}	0.101
前板-柔片间距/mm	F_l	0.05~0.25
背板-柔片间距/mm	B_l	0.05~0.25
前板-转子间距/mm	F_r	1~3
背板-转子间距/mm	B_r	1~3

2.2 数学模型

密封两端的压差和流动达到平衡状态时, 气体在密封间隙内的三维定常稳态流动, 满足 Navier-Stokes(N-S)方程^[15]

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \eta \left[2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} (\text{div } v) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (1a)$$

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \eta \left[2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} (\text{div } v) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (1b)$$

$$\rho \frac{d\omega}{dt} = \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \eta \left[2 \frac{\partial \omega}{\partial z} - \frac{2}{3} (\text{div } v) \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \quad (1c)$$

式中左端 $\frac{du}{dt}, \frac{dv}{dt}, \frac{d\omega}{dt}$ 分别为 u, v, w 的全微分; 右端 $\text{div } v$ 为速度散度。

流动状态可用雷诺数 Re 判断, 其计算式为

$$Re = \frac{vR}{\nu} \quad (2)$$

其中 v 为流动速度, $v=262\text{ m/s}$; R 为特征长度, $R=4\frac{A}{L}=16\times 10^{-6}$; ν 为空气黏度, 对于 300°C 的空气, $\nu=4.833\times 10^{-5}\text{ m}^2/\text{s}$.

由表1 计算得到 $Re=87.3$, 计算模型选用 Laminar 模式进行计算。

方程离散采用基于有限元的有限体积法, 场求解采用全隐式多重网格耦合, 将动量方程和连续性方程耦合求解, 利用多重网格技术, 提高求解的稳定性和计算速度. 计算过程中取速度分量和动量残差值为 10^{-4} .

2.3 网格设计

计算模型的网格划分质量对 CFD 计算精度和计算效率有重要影响. 计算采用全六面体网格, 沿转子周向方向区域网格数不少于 4 个, 沿转子径向和轴向, 网格相对减少, 在流体流进和流出柔片间隙即流体速度梯度有较大变化的位置, 网格划分较密, 划分网格数量约为 40 万。

2.4 边界条件设定

计算网格文件的边界条件设置如图3所示. 图中1表示密封高压侧气流的入口, 设置为入口边界; 2表示密封低压侧气流的出口, 设置为出口边界; 3表示周期性边界; 柔片末端与转子间气流层的下表面与转子接触, 即4所在位置, 设置为旋转壁面边界; 5表示柔片与流体交界面, 设置为壁面边界, 其余流体表面默认为壁面边界。

3 密封区域流场特征

3.1 流场速度分布

前板-柔片间距为 0.1 mm 和 0.2 mm 的密封结构,在密封压差为 0.3 MPa 时的速度场流线分布如图 4 所示.可以看出,大部分气体首先从入口处流入到柔片的高压侧间隙,再经高压侧间隙流入柔片间.此时,气体受到柔片侧面的阻碍作用,速度梯度较大,间隙内流速较高.在出口附近,气体由柔片间流出进入低压侧间隙,气体通道扩张,形成射流,局部速度梯度较大.图 4 的流线图显示,相同密封压差条件下,前板-柔片间距将影响下游流线.间距越小,流体沿径向流动越明显.

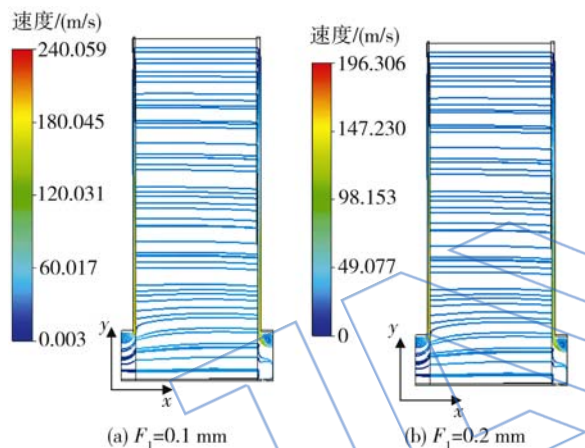


图 4 柔片间速度场流线分布

Fig. 4 Stream lines distribution of velocity field between two leaves

3.2 流场压力分布

图 5 为前板-柔片间距变化时的压力场分布

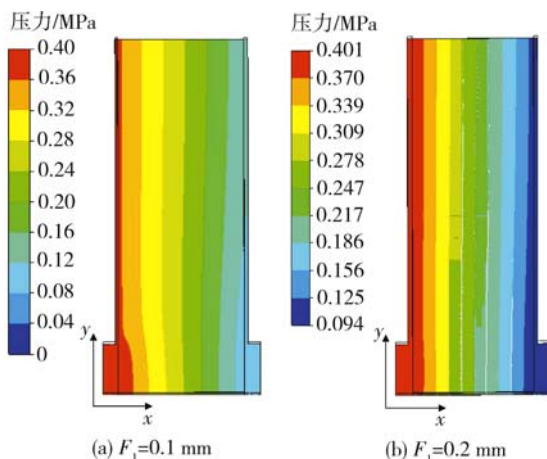


图 5 柔片间压力场分布

Fig. 5 Pressure distribution between two leaves

情况.从图中可以看出,压力沿轴向逐渐降低,当前板-柔片间距小于背板-柔片间距(0.15 mm)时,压降主要出现在柔片前端靠近高压侧区域;而当前板-柔片间距等于或大于背板-柔片间距时,压降沿轴向较为均匀,并且压降区域有逐步靠近低压侧的趋势.

4 密封特性分析

4.1 工况参数对密封特性的影响

4.1.1 密封压差对泄漏量的影响

图 6 所示为泄漏量比与密封压差的关系曲线,其中纵坐标为各压差工况下的泄漏量与压差为 0.1 MPa 时的泄漏量之比,图中将仿真数据与文献[10]试验数据进行了对比,仿真结果与试验吻合良好,基本趋势保持一致,密封压差在 0.05~0.4 MPa 范围内时,泄漏量均随密封压差的增大而增大,且近似呈线性关系.

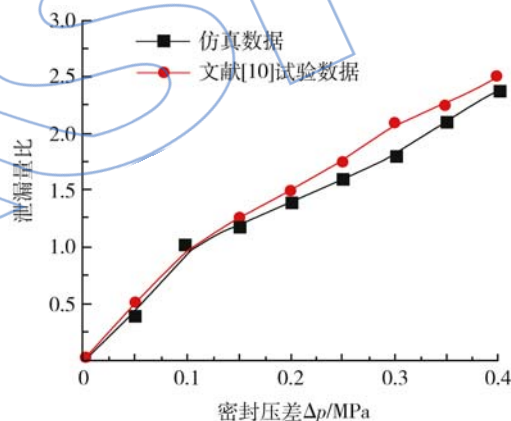


图 6 密封压差对泄漏量的影响

Fig. 6 Effect of different sealing differential pressures on leakage

4.1.2 转子转速对泄漏量的影响

转子转速对泄漏量的影响关系曲线如图 7 所示,随着转子转速的增加,泄漏量略有降低.这是因为随着转子转速的增加,柔片末端与转子表面间楔形区域形成动压气膜的压力增大,导致气体泄漏量相对减少,但对整体的泄漏量的影响不明显.

4.2 结构参数对密封特性的影响

4.2.1 柔片尺寸对泄漏量的影响

柔片长度和宽度变化对泄漏量的影响见图 8.可以看出,计算范围内,柔片宽度对泄漏量影响

较为明显,密封泄漏量随柔片宽度增加而减小(图8(a)),随柔片长度增加稍有增大(图8(b)).设计密封结构时在有限设计空间内,选择相对较宽和较短的柔片对提高密封性能有益.

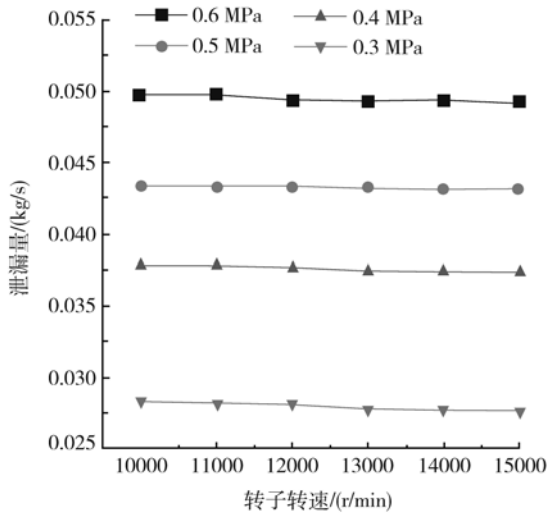
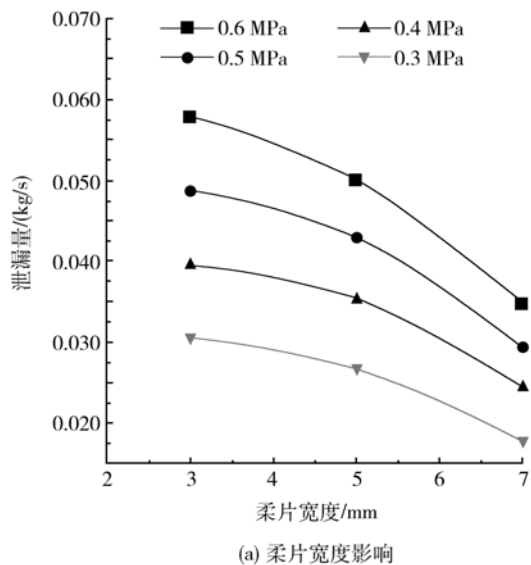


图7 转子转速对泄漏量的影响

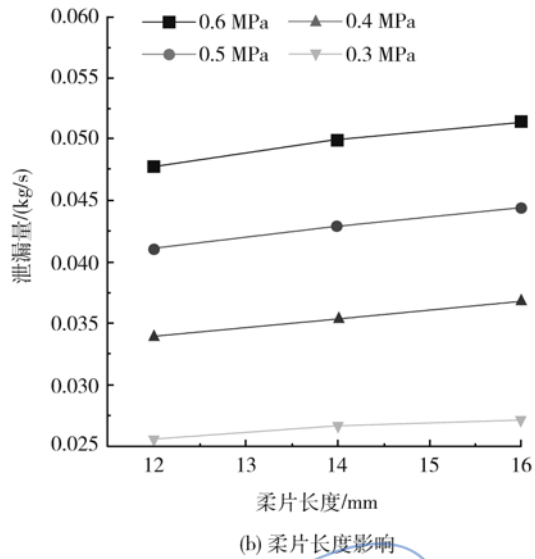
Fig. 7 Effect of different rotor rotation speeds on leakage

4.2.2 前/背板-柔片间距对泄漏量的影响

图9给出了前/背板-柔片间距对泄漏量的影响曲线。从图中可以看出,间距较小时泄漏量随间距的增加快速增大;间距较大时泄漏量增大趋势趋于平缓,另对比可以看出,两者对泄漏量影响趋势基本一致,因此在设计时应工艺可实现条件下应尽量减小前/背板-柔片间距。



(a) 柔片宽度影响



(b) 柔片长度影响

图8 柔片尺寸对泄漏量的影响

Fig. 8 Effect of different leaf sizes on leakage

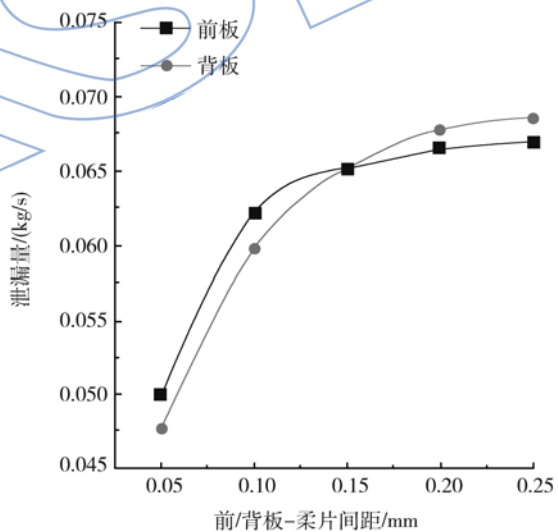


图9 前/背板-柔片间距对泄漏量的影响

($\Delta p=0.6$ MPa)

Fig. 9 Effect of different F_1/B_1 on leakage

($\Delta p=0.6$ MPa)

4.2.3 前/背板-转子间距对泄漏量的影响

前/背板-转子间距对泄漏量的影响曲线如图10. 泄漏量随间距增加而增大,其中前板-转子间距对泄漏量的影响相对较大. 设计时,在保证转子径向跳动与密封前板不干涉的条件下,控制前板-转子间距对提高密封性能有益.

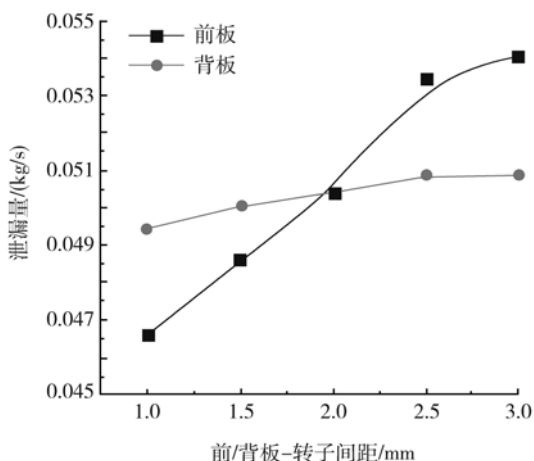


图10 前/背板-转子间距对泄漏量的影响

($\Delta p = 0.6 \text{ MPa}$)Fig. 10 Effect of different F_r/B_r on leakage($\Delta p = 0.6 \text{ MPa}$)

4.2.4 柔片末端倾角对泄漏量的影响

柔片末端与转子表面会形成一个楔形区域,柔片末端倾角变化将导致楔形区域膜厚变化.当倾角变化范围为 $0.5^\circ \sim 7.5^\circ$ 时,最大膜厚与最小膜厚的膜厚比 ($h_{\max}/h_{\min}$) 与泄漏量的关系如图11所示.计算结果表明,泄漏量将随膜厚比的增加而增大.

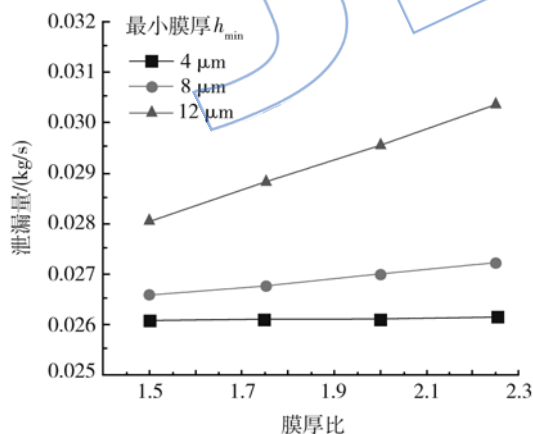


图11 膜厚比对泄漏量的影响

Fig. 11 Effect of different film thickness ratios on leakage

5 结论

通过对柔片式密封泄漏流动的数值仿真分析,得到结论如下:

1) 泄漏量随密封压差增加呈线性增大,随转子转速的增加变化不大.

2) 设计时应综合考虑柔片径向柔性和密封空间及质量等因素,适当增加柔片轴向宽度、减少径向长度对提高密封性能有益,特别针对柔片宽度,在 $3 \sim 7 \text{ mm}$ 设计范围内,泄漏量可降低 40%.

3) 前/背板-柔片间距对泄漏量影响程度大致相同,而前/背板-转子间距对泄漏量具有一定的影响,且前板位置的设计对泄漏量影响较为明显,在 $1 \sim 3 \text{ mm}$ 设计范围内,泄漏量可增加 16%.

4) 柔片末端倾角的变化对泄漏量影响不明显,但值得注意的是其对柔片变形和转子作用有一定影响,其动态响应分析将另文发表.

参考文献:

- [1] Bruce M S, Robert C H. Advanced seal technology in meeting next generation turbine engine goal[R]. NASA/TM-1998-206961, 1998.
- [2] 林基想,张振波. 21 世纪航空发动机动力传输系统的展望[J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 108-114.
LIN Jishu, ZHANG Zhenbo. Prospects of aeroengine power transmission system in the 21st century[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-114. (in Chinese)
- [3] Tseng T w, Short J F, Steinetz B M. Development of a low hysteresis brush seal for modern engine application[R]. AIAA 99-2683, 1999.
- [4] 王旭, 张文平, 来亮, 等. 指尖密封泄漏流动的数值仿真分析[J]. 航空动力学报, 2005, 20(4): 590-594.
WANG Xu, ZHANG Wenping, LAI Liang. Numerical simulation and analysis of a film seal leakage flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(2): 108-114. (in Chinese)
- [5] 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): 3610-2615.
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): 3610-2615. (in Chinese)
- [6] Flower R F J. Abdichtung; European, Patent EP0391676 A1[P]. 1990-10-10.
- [7] Wright C. Resilient strip seal arrangement; United States, Patent US0006267381B1[P]. 2001-07-31.
- [8] David W. Chester filed leaf seals; United States, Patent US20080099999[P]. 2008-05-01.
- [9] Nakane H, Maekawa A, Akita E, et al. The development of high performance leaf seals[R]. ASME Paper 2002-GT-30243, 2002.
- [10] Jahn I H J, Franceschini G, Owen A K, et al. Experimental characterisation of the stiffness and leakage of a prototype leaf seal for turbine applications [R]. ASME Paper GT2008-51206, 2008.

- [11] 谢晓俊,康宁.低泄漏高寿命刷式封严的实验研究[J].航空动力学报,2003,18(4):485-487.
XIE Xiaojun, KANG Ning. Experimental study of low leakage and high endurance brush seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(4): 485-487. (in Chinese)
- [12] 谢晓俊,康宁.低泄漏高寿命刷式封严的数值计算[J].航空动力学报,2003,18(6):824-826.
XIE Xiaojun, KANG Ning. Numerical of low and high endurance brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 824-826. (in Chinese)
- [13] 王之栎,梁小峰,宋飞.低滞后刷式密封数值分析[J].北京航空航天大学学报,2008,34(9):1080-1083.
WANG Zhili, LIANG Xiaofeng, SONG Fei. Low hysteresis brush seal numerical simulations[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 34(9): 1080-1083. (in Chinese)
- [14] 吴强.迷宫式汽封和薄叶式汽封的数值模拟与对比分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.
WU Qiang. Numerical simulation and contrastive analysis of labyrinth seals and leaf seals[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008. (in Chinese)
- [15] 王福军.计算流体动力学分析——CFD软件的原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004.