

篦齿封严泄漏特性的实验

胡东旭, 贾力, 杨立新

(北京交通大学 机械与电子控制工程学院 热能工程研究所, 北京 100044)

摘 要: 为了研究工程实际尺寸下篦齿封严泄漏特性, 设计并搭建了篦齿封严实验台. 在进出口压比为 1.1~2.0 的条件下, 探究了节流间隙、齿数、齿腔深度和宽度等对篦齿封严泄漏量和密封腔内压力分布的影响. 结果表明: 泄漏系数随着压比和节流间隙的提高而增加, 但压比达到 1.6 后, 增加趋势逐渐变缓; 增加齿数能显著提高篦齿的封严性能, 但随着齿数变多, 效果逐渐减弱; 较浅和较宽的齿腔对于提高篦齿的封严性能更有利; 进出口压比、节流间隙和齿腔深度对于篦齿腔内压力系数的分布几乎没有影响; 篦齿腔内沿程压力不断降低, 但在各齿腔内降低的程度逐渐减小; 在篦齿封严中, 越接近入口的齿腔对密封性能提高的贡献越大, 对封严性能的优劣起着决定性作用.

关 键 词: 篦齿封严; 压比; 封严结构; 泄漏量; 压力分布

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Experiment on leakage characteristics in labyrinth seal

HU Dong-xu, JIA Li, YANG Li-xin

(Thermal Engineering Institute,
School of Mechanical, Electronic and Control Engineering,
Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: A labyrinth seal test setup with a data acquisition system was designed and established to investigate the leakage characteristics of a typical straight-through labyrinth seal with engineering size. The effects of sealing clearance, tooth number, cavity depth and cavity width on the leakage rate and chamber pressure distribution were measured at the pressure ratios with range of 1.1–2.0. Result shows that, the leakage coefficient increased with increasing pressure ratio and sealing clearance, but the increasing trend gradually slowed down when the pressure ratio reached 1.6. The leakage rate decreased rapidly as the tooth number increased. But the tooth number's effects on leakage rate decreased gradually with growing tooth number. The shallow and broad cavity was help to decrease the leakage rate. The decrease of the pressure coefficient became slower in the flow direction. The pressure ratio, sealing clearance and cavity depth had little effect on the cavity pressure coefficient distribution. The upstream cavities mode more contributions to reducing the leakage loss and had key effects on the labyrinth seal performance.

Key words: labyrinth seal; pressure ratio; sealing geometry; leakage rate; pressure distribution

收稿日期: 2013-01-04

基金项目: 国家自然科学基金(51176008); 国家科技部支撑计划(2012BAB12B02)

作者简介: 胡东旭(1987—), 男, 河北秦皇岛人, 硕士生, 主要从事微细流动与篦齿封严研究.

通讯作者: 贾力(1963—), 男, 河北石家庄人, 教授、博士生导师, 博士, 主要研究方向为微通道流动与传热.

E-mail: ljia@bjtu.edu.cn

篦齿封严凭借着结构简单、易于维护、成本低、在高温和高转速下可靠性高等优点成为了航空发动机等流体机械中应用非常广泛的一类非接触密封方式。而篦齿封严中泄漏量的大小直接影响发动机的整体工作效率和热性能,准确估计和减少篦齿封严的泄漏量在现代涡轮设计中起着非常关键的作用^[1-3]。Witting 等^[4]的研究结果表明:篦齿封严的泄漏系数与结构尺寸成正比,同时与雷诺数和马赫数成正比。Kim, Ahmed 等^[5-6]的数值研究结果表明:流量系数随节流间隙的增大而增大。Willenborg, Schramm, El-Gamal 等^[7-9]探究了不同几何结构下篦齿的封严特性。Rhode 等^[10-11]认为,在间隙宽度较小情况下,间隙效应对泄漏量的影响比较大。吴丁毅^[12]认为直通式篦齿的封严性能对间隙的变化十分敏感。齿宽与齿间间隙比减小一半,泄漏量大约增加 7%。Afzal 等^[13]研究表明:齿宽与齿间间隙比越大则进出口压差越显著,篦齿封严性能会更好。

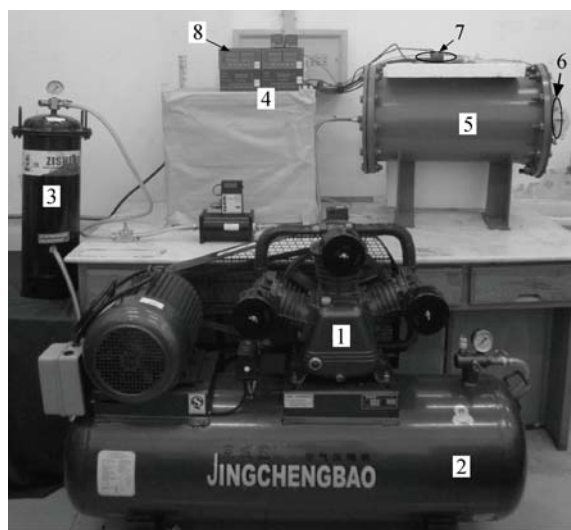
本文的研究价值主要体现以下几方面:①在工程实际尺寸下,获得了篦齿封严中更详尽的沿程压力分布。压力的变化情况反映了各个齿腔降低流体压力的能力,认清其变化规律,对于改进篦齿结构设计,提高其封严性能有着十分重要的意义,但此前这方面的研究很不充分。②探究了压比、节流间隙、齿数、齿腔深度和宽度等对篦齿封严性能的影响,之前较少有学者通过实验手段且在真实尺寸下对这些因素进行系统的研究。③完善篦齿封严特性的数据库。

1 实验装置及测量方法

1.1 实验装置

图 1(a)为篦齿封严实验系统的照片,图 1(b)为篦齿封严实验系统的示意图。实验系统主要包括供气系统、密封实验段和测量系统。篦齿封严实验的供气系统的气源为活塞式压缩机,最大排气量达 $60 \text{ m}^3/\text{h}$,最大压力为 0.8 MPa 。实验工质由活塞式压缩机送入储气罐,再经过由旁路组成的压力调节器进入油水分离器,由油水分离器出来的纯净空气依次经过质量流量计和稳压腔后进入实验段,最终直接进入环境。

图 2 是实验段剖面图。该实验段主要优点有:①可以通过调节实验段固定底座的螺栓,方便地调节节流间隙;②可以方便地更换实验件,节省实验时间和成本。



1 活塞式压缩机; 2 储气罐; 3 油水分离器; 4 质量流量计; 5 稳压腔; 6 实验段; 7 压力传感器; 8 数据采集仪表

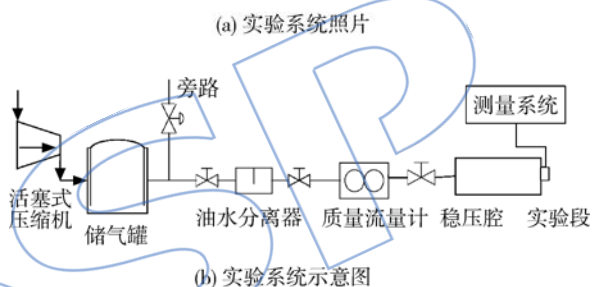


图 1 实验系统照片和示意图

Fig. 1 Photo and sketch map of experimental system

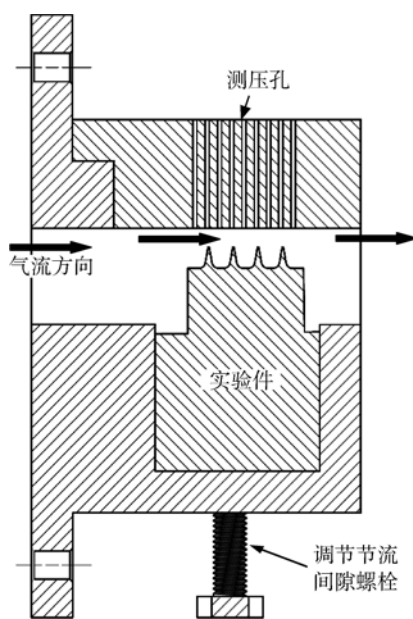


图 2 实验段的剖面图

Fig. 2 Structure of experimental section

根据相关文献,参考工程实际尺寸,设计了本实验的篦齿结构,如图 3 所示。表 1 给出了更详尽的结构参数。

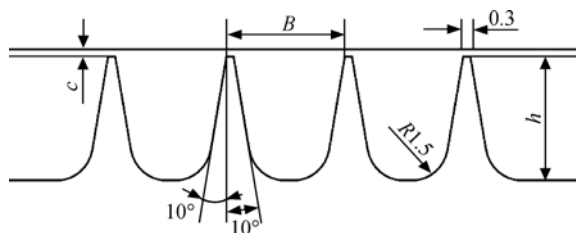


图3 篦齿封严结构(单位:mm)

Fig. 3 Structure of labyrinth seal (unit:mm)

表1 篦齿封严实验段的结构参数

Table 1 Structure parameters of experimental section of labyrinth seal

c/mm	h/mm	B/mm	齿数 N
0.2~0.6	3,4,5,6,7	5,6,7	2,3,4,5

1.2 测量方法

实验数据测量主要包括压力测量、温度测量和质量流量测量3部分. 压力测量系统由引压管、压力传感器和压力显示仪表组成. 图2和图4分别给出了测压孔和引压管的分布. 压力传感器和压力显示仪表的型号分为 HSTL-800 和 XMT-8000, 精度均为 0.2 级.

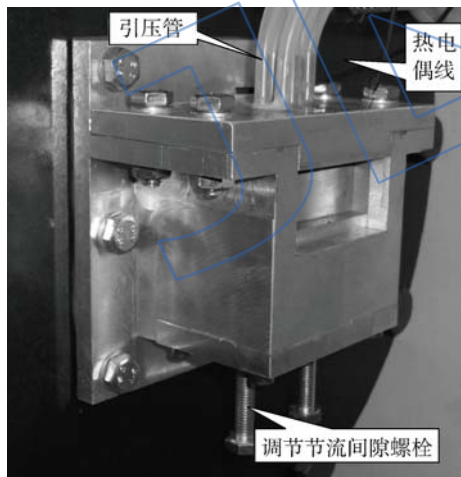


图4 篦齿封严实验段照片

Fig. 4 Photo of experimental section of labyrinth seal

进口气体温度由 T 型(铜/康铜)热电偶测得, 测量精度为 0.75%. 泄漏量由质量流量计测得, 误差小于 1.0%. 节流间隙由塞尺测得, 测量误差小于 0.02 mm.

2 结果分析

为了排除进口压力和节流面积的影响, 本文引用了泄漏系数 φ 和压力系数 ϕ [6,14]

$$\varphi = \dot{m}_{\text{real}} \sqrt{T_0} / (p_0 \cdot A) \quad (1)$$

$$\phi = \frac{p_i - p_{\text{out}}}{p_0 - p_{\text{out}}} \quad (2)$$

式中 $\dot{m}_{\text{real}}$ 为质量流量(kg/s); A 为密封实验件的泄漏面积(m^2); T_0 为气流进口温度(K); p_0 为进口总压(Pa), p_i 为第 i 个齿腔的静压(Pa), p_{out} 为出口静压(Pa). 压力系数 ϕ 表征各密封腔室具有的降低工质压力的能力.

本文各图中, 齿数和齿宽未标明时, 均默认齿数为 4, 齿宽和齿深为 5 mm.

2.1 进出口压比对泄漏特性的影响

由图5中泄漏量随篦齿封严进出口压比的变化曲线可知: 泄漏量随压比线性增加, 这与 El-Gamal 等[9]的研究结果相吻合, 并把结果与 Vermes 公式[15]进行了对比

$$\dot{m} = kA \frac{p_0}{(RT_0)^{1/2}} \left[\frac{1 - (p_{\text{out}}/p_0)^2}{N - \ln(p_{\text{out}}/p_0)} \right]^{1/2} (1 - \alpha')^{-1/2} \quad (3)$$

$$\alpha' = \frac{8.52}{(B - t)/c + 7.23} \quad (4)$$

式中 $(1 - \alpha')^{-1/2}$ 项为透气效应修正项, α' 为透气效应残余动能因子, k 为流量系数, t 为齿尖厚度, R 为气体常数. 计算模型没有考虑壁面效应和齿腔涡流, 所以 k 的取值对于公式的准确程度很关键. 本文通过实验数据对 k 值进行了拟合

$$k = -0.838\pi^2 + 0.31451\pi - 0.1896 \quad (5)$$

$$N = 4 \quad \pi \leq 2.0$$

式中 π 为压比.

图5中 Vermes 公式的 k 值由式(5)获得, 并在不同节流间隙下进行了验证(见图6), 实验值和理论值吻合得较好, 最大误差在 5% 以内. 压比从 1.1 提高到 2.0 时, 泄漏量增加了约 5 倍, 泄漏

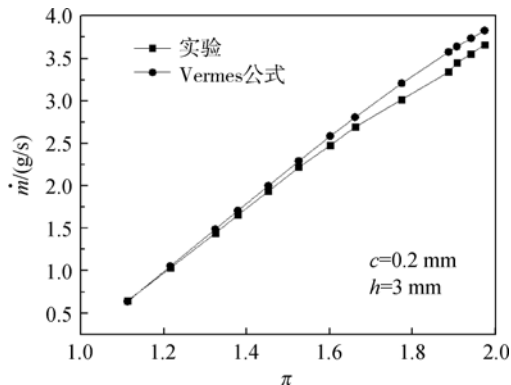


图5 泄漏量与压比的关系

Fig. 5 Variations of leakage rate with pressure ratio

量对压比的变化很敏感.由图7可见低压比时,泄漏系数随着压比的提高近似线性增加,当压比达到1.6后增加趋势变缓.

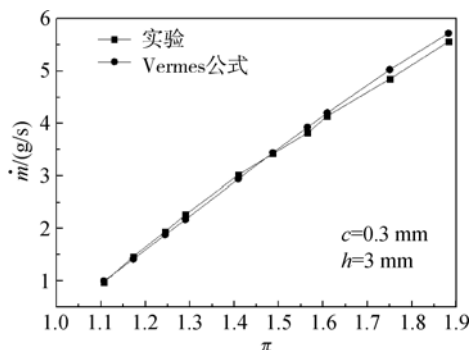


图6 对式(5)中的 k 值进行验证
Fig. 6 Validation of the k given in Eq. (5)

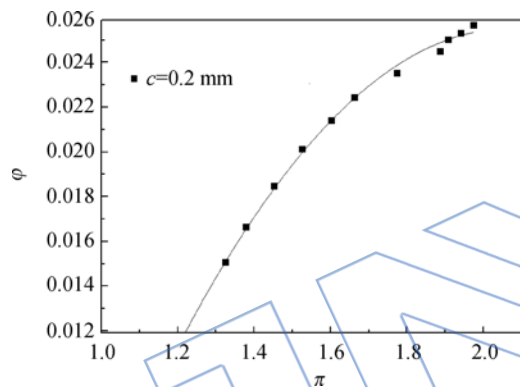


图7 泄漏系数与压比的关系
Fig. 7 Variation of leakage coefficient with pressure ratio

2.2 节流间隙对泄漏特性的影响

由图8可以看出:相同压比下,泄漏量随着节流间隙的增加而快速增加,且有越来越快的趋势.由图9可知,压比为1.2时,节流间隙每增加0.1 mm,泄漏系数约增加 1.5×10^{-3} ;压比为1.4时,

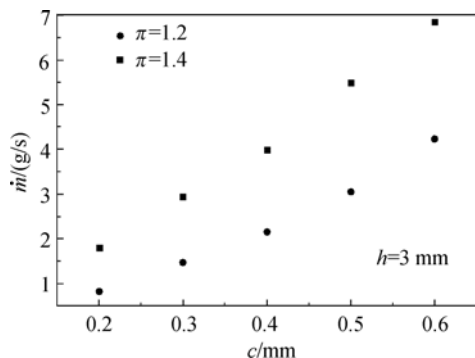


图8 泄漏量随节流间隙的变化
Fig. 8 Variations of leakage rate with sealing clearance

节流间隙每增加0.1 mm,泄漏系数约增加 2.0×10^{-3} .泄漏系数随着节流间隙的增加而线性增加,这是因为节流间隙越大,透气效应越明显,篦齿密封性能越差.

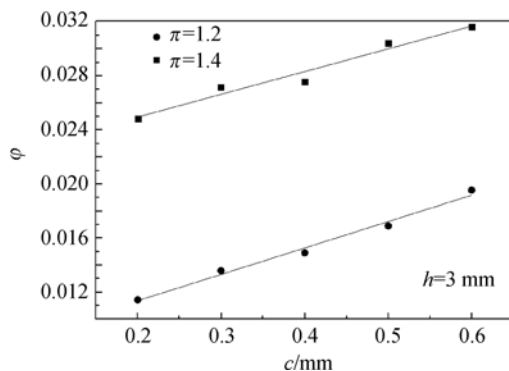


图9 泄漏系数随节流间隙的变化
Fig. 9 Variations of leakage coefficient with sealing clearance

2.3 齿数对泄漏特性的影响

由图10可见,不同齿数下泄漏系数与压比的对应关系差别明显,但是随着压比的变化趋势相近.由图11可知,泄漏量随着齿数的增加而快速降低,当齿数由2增加到5时,泄漏量降低了约45%,可见齿数的增加对于提高篦齿的封严性能有着重要的意义.但随着齿数的增加,泄漏量降低的速度逐渐减缓,因此,并不能通过增加齿数来无限地减小泄漏量,泄漏量存在着一个极限值.

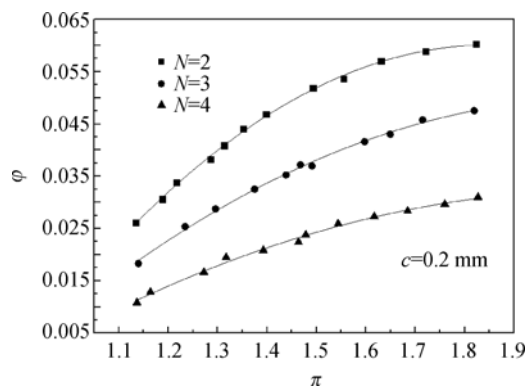


图10 不同齿数下泄漏系数随压比的变化
Fig. 10 Variation of leakage coefficient with pressure ratio at different tooth numbers

2.4 齿腔结构对泄漏特性的影响

图12的曲线表明,在本实验中,泄漏量随着齿腔深度的增加而逐渐增加,但增加的趋势逐渐变缓.这是因为深度较大的空腔底部流动滞止,减

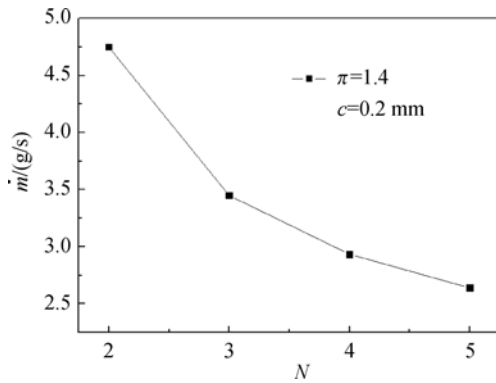


图 11 泄漏量随齿数的变化

Fig. 11 Variation of leakage rate with tooth number

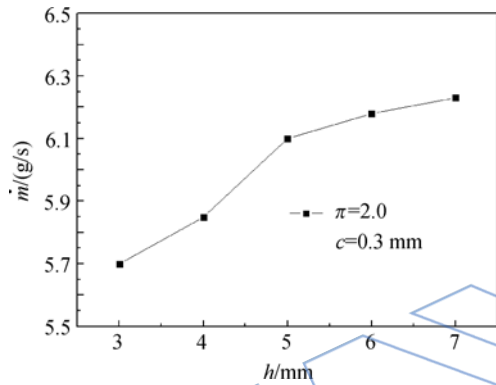


图 12 泄漏量随齿腔深度的变化

Fig. 12 Variations of leakage rate with cavity depth

缓了动能耗散的程度,故较浅的齿腔反而对减少泄漏有利。但当齿腔深度小到极限时,相当于光滑密封,这肯定是不利于密封的。所以肯定存在一个最佳的齿腔深度。由图 13 可见泄漏量随着齿腔宽度的增加而减小,这是由于齿腔宽度的增加一方面使得进出口之间的密封长度增加;另一方面增加了流体在齿腔中的涡旋程度增加,导致能量耗散增加。

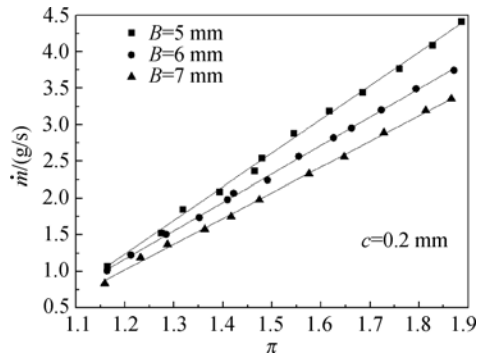


图 13 不同齿腔宽度下泄漏量随压比的变化

Fig. 13 Variations of leakage rate with pressure ratio at different cavity widths

2.5 篦齿封严沿程压力的分布情况

压力的变化情况反映了各个齿腔降低流体压力的能力,认清其变化规律,对于改进篦齿结构设计、提高其封严性能有着十分重要的意义。在本实验中,不仅测量了各齿腔的压力,还测量了各齿尖位置处的压力。压力测点位置和引压管分别见图 2 和图 4。

图 14~图 16 给出了篦齿封严沿程各齿腔和齿尖压力系数的变化曲线。沿程齿腔的编号依次为 1.0, 2.0, 3.0, 4.0 (1.0 为实验件第一个齿前端的腔室), 齿腔的编号依次为 1.5, 2.5, 3.5, 4.5, 最后一个测点压力值即出口压力,取大气压力,图中并未给出。由结果可知:进出口压比、节流间隙

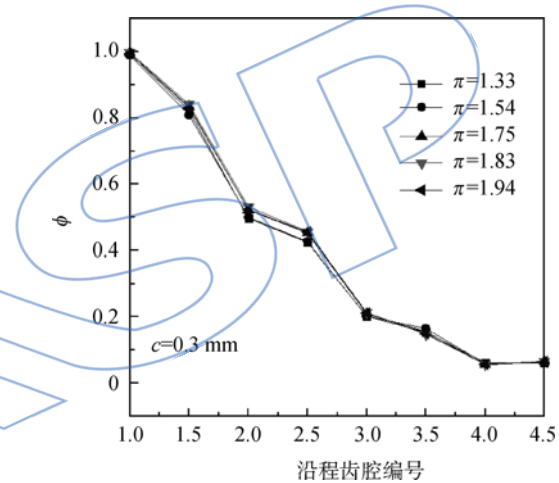


图 14 压比对沿程压力系数分布的影响

Fig. 14 Effects of pressure ratios on pressure coefficient distribution along flow direction

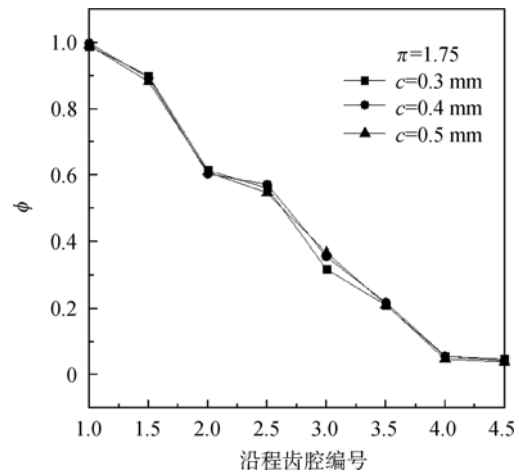


图 15 节流间隙对沿程压力系数分布的影响

Fig. 15 Effects of sealing clearances on pressure coefficient distribution along flow direction

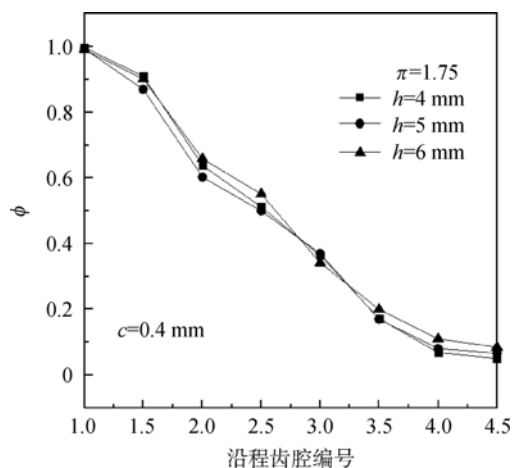


图16 齿腔深度对沿程压力系数分布的影响

Fig. 16 Effects of cavity depths on pressure coefficient distribution along flow direction

和齿腔深度对篦齿腔内沿程压力系数的分布几乎没有影响。

压力系数沿程逐渐降低,这主要是由于齿尖节流能量耗散和齿腔涡旋能量耗散造成的.工质经过各齿尖和齿腔后压力系数减小的程度是不一样的.工质经过4个齿尖后压力系数分别降低0.38,0.29,0.26,0.048,可见沿程各齿腔内能量的耗散量逐渐变小.其原因为流动过程中,工质的能量不断耗散,齿腔内涡流速度和齿尖射流速度都不断降低,故各齿尖节流能量耗散和齿腔涡旋能量耗散也是不断降低的.这也是最后两个压力测点之间压力系数降低很少的原因.由此可见在篦齿封严中,越接近入口的齿腔对于提高密封性能的贡献越大,其结构设计至关重要,对封严性能的优劣起着决定性作用.研究结果启示可以根据齿腔内压力特点组合异型篦齿结构,减少齿数,获得良好的封严效果。

3 结 论

本文设计并搭建了篦齿封严实验台,探究了压比、节流间隙、齿数和齿腔结构等参数对篦齿封严流动特性的影响,得出了以下结论:

1) 篦齿封严的泄漏量随着进出口压比的提高而线性增加;泄漏系数随着压比的提高而增加,但压比达到1.6后,增加趋势逐渐变缓。

2) 泄漏量随着节流间隙的增加快速增加,且有越来越快的趋势;泄漏系数随着节流间隙的增加而线性增加。

3) 增加齿数能显著提高篦齿的封严性能,但齿数较多时,效果减弱。

4) 较浅和较宽的齿腔对于提高篦齿的封严性能更有利。

5) 进出口压比、节流间隙和齿腔深度的变化对于篦齿腔内压力系数沿程分布几乎没有影响。

6) 篦齿腔内压力沿程不断降低,但在各齿腔内降低的程度逐渐减小;在篦齿封严中,越接近入口的齿腔对于提高封严性能的贡献越大,对封严性能的优劣起着决定性作用.利用齿腔压力特点可以构建异性齿腔结构,减少泄漏量。

参考文献:

- [1] Lattime S B, Steinetz B M. Turbine engine clearance control systems: current practices and future directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(2): 302-311.
- [2] Denecke J, Schramm V, Kim S. Influence of rub-grooves on labyrinth seal leakage[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 387-393.
- [3] Chupp R E, Hendricks R C, Lattime S B, et al. Sealing in turbo machinery[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [4] Witting S, Dorr K L, Kim S. Scaling effects on leakage losses in labyrinth seals[J]. Journal of Engineering for Power, 1983, 105(2): 305-309.
- [5] Kim T S, Cha K S. Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2009, 23(10): 2830-2838.
- [6] Ahmed J, Gamal M, John M. Labyrinth seal leakage tests: tooth profile, tooth thickness, and eccentricity effects[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 1-11.
- [7] Willenborg K, Kim S, Wittig S. Effects of Reynolds number and pressure ratio on leakage loss and heat transfer in a stepped labyrinth seal[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(4): 815-822.
- [8] Schramm V, Willenborg K, Kim S, et al. Influence of a honeycomb facing on the flow through a stepped labyrinth seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(1): 140-146.
- [9] El-Gamal H A, Awad T H, Saber E. Leakage from labyrinth seals under stationary and rotating conditions[J]. Tribology International, 1996, 29(4): 291-297.
- [10] Rhode D L, Hibbs R. Tooth thickness effect on the performance of gas labyrinth seals[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(4): 790-795.
- [11] Rhode D L, Morrison G L. Leakage optimization of labyrinth seals using Navier-Stokes code[J]. Tribology Transactions, 1994, 37(1): 105-110.
- [12] 吴丁毅. 直通式篦齿封严特性的实验研究[J]. 推进技术, 1997, 18(3): 79-81.

WU Dingyi. An experimental investigation on seal charac-

- ter of straight-through labyrinth[J]. Journal of Propulsion Technology, 1997, 18(3): 79-81. (in Chinese)
- [13] Afzal S, Hassan S M, Sohaib M, et al. Numerical analysis of flow in cavities of labyrinth seals[C]// Proceedings of 9th International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology (IBCAST). Islamabad: IEEE, 2012: 208-212.
- [14] Stocker H L, Cox D M. Aerodynamic performance of conventional and advanced design labyrinth seals with solid-smooth, abradable, and honeycomb lands[R]. NASA CR-135307, 1977.
- [15] Vermes G. A fluid mechanics approach to the labyrinth seal leakage problem[J]. Journal of Engineering for Power, 1961, 83(2): 161-169.

JALSP