

间隙变化对轮缘密封泄漏流动特性的影响

李文豪, 徐磊, 王梓齐, 何坤, 晏鑫, 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为研究间隙变化对轮缘密封泄漏特性的影响,搭建了轮缘密封泄漏特性实验台,测量了压比为1.1~1.5时轮缘密封在轴向与径向间隙各变化 $\pm 10\%$ 和 $\pm 20\%$ 时的泄漏量,采用数值方法分析了轴向与径向间隙变化对泄漏流动特性的影响机理。结果表明:轮缘密封的泄漏量与泄漏系数均随压比的增大而增大,但增大的趋势减缓,其中泄漏系数随压比增大而减缓的趋势更显著;当压比从1.1增大到1.3时,泄漏系数增大约35.8%,而压比从1.3增大到1.5时流量系数仅增大17.3%;密封齿重叠部分是轮缘密封中影响泄漏性能的主要结构,相同条件下变径向间隙比变轴向间隙对轮缘密封泄漏性能影响更大;相对于设计尺寸下的泄漏量,轴向间隙每增大10%,泄漏流量平均增大2.0%;径向间隙每增大10%,泄漏流量增大5.4%。

关键词: 燃气透平;轮缘密封;泄漏;径向间隙;轴向间隙

中图分类号: TK263.2 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202505012 **文章编号:** 0253-987X(2025)05-0120-10

Impact of Clearance Variation on Leakage Flow Characteristics of Rim Seals

LI Wenhao, XU Lei, WANG Ziqi, HE Kun, YAN Xin, LI Jun

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To study the impact of clearance variation on the leakage characteristics of rim seals, a test rig on measuring rim seal leakage performance is established. The leakage flow rates of the rim seal are measured when the pressure ratio ranges from 1.1 to 1.5, with axial and radial clearances varies by $\pm 10\%$ and $\pm 20\%$, respectively. Numerical methods is used to analyze the mechanism of how axial and radial clearances variations affect the leakage flow. The results indicate that both the leakage rate and leakage coefficient of the rim seal increase with increasing the pressure ratio, but the increment rate slows down with the increase of pressure ratio. Notably, the trend of leakage coefficient slowing down with the increase of pressure ratio is more pronounced. As the pressure ratio increases from 1.1 to 1.3, the leakage coefficient is increased by approximately 35.8%, while the leakage coefficient is only increases by 17.3% as the pressure ratio increases from 1.3 to 1.5. The overlapping section of seal teeth is the main structure that affects the leakage performance of the rim seal. Hence, under the same conditions, the variation of radial clearance has a greater impact on the leakage performance of rim seal than the variation of axial clearance. Compared to the leakage rate at the design size, a 10% increase in the axial

收稿日期: 2024-10-25。 作者简介: 李文豪(2001—),男,硕士生;晏鑫(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项

目: 国家科技重大专项资助项目(J2019-II-0010-0030, J2019-III-0007-0050)。

网络出版时间: 2025-02-10

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250210.1531.002>

clearance would result in an average increase of 2.0% in the leakage flow rate, while a 10% increase in the radial clearance would result in an average increase of 5.4% in the leakage flow rate.

Keywords: gas turbine; rim seal; leakage; radial clearance; axial clearance

现代燃气轮机涡轮进口温度已超过 2 000 K, 超出了最耐高温材料的承受极限^[1]。为应对高温燃气的不良影响, 通常引入冷却空气至涡轮盘腔使其免燃气侵害。然而, 冷却空气的过量使用会降低主流燃气温度和发动机效率。轮缘密封技术能够有效减少冷却空气泄漏至主流, 并阻止高温燃气入侵盘腔, 提升涡轮的安全性和可靠性, 延长其寿命^[2-5]。在燃气轮机运行时, 轴向气动推力、高温热负荷及部件膨胀导致轮缘密封的轴向和径向尺寸发生复杂变化, 影响密封性能。因此, 探究间隙尺寸变化对轮缘密封泄漏性能的影响, 对于确保燃气轮机安全运行和提高整机效率至关重要。

国内学者采用数值方法对轮缘密封问题进行了深入研究。高庆等^[6]通过数值方法分析了涡轮径向轮缘密封封严效果与密封结构参数的关系, 发现轮缘密封封严效率随着径向间隙的减小而升高, 且在相同结构参数下, 迎风齿结构更有助于提高轮缘密封封严性能。孔祥林等^[7]使用 ANSYS CFX 软件、shear stress transport (SST) 湍流模型对轮缘密封的性能进行了计算, 分析了变动静间距和轴向密封间隙对燃气入侵和封严效率的影响, 发现变动静间距对主流燃气的影响较大, 但减小密封间隙能够减少主流燃气入侵从而提高封严效率。白涛等^[8]数值研究了斜向角度对轮缘密封结构泄漏特性的影响, 发现斜向角度增加 30°, 封严效率最大下降 44%。程舒娴等^[9-10]建立了轮缘密封的整周模型, 数值分析了单级轴流透平轮缘密封的流动与封严性能, 发现盘腔内封严效率随着冷气量的增大而周向波动, 但无周期性变化规律, 但压力波动存在明显的周期性。李志刚等^[11-12]采用数值方法研究了密封间隙、压比、转速对迷宫密封泄漏特性的影响, 并搭建了迷宫密封泄漏特性旋转试验台, 对典型迷宫密封结构的泄漏量与腔室压比进行了实验测量。Cheng 等^[13]设计了 7 种带槽的轮缘密封并与传统密封的封严性能进行对比, 数值计算结果表明带槽结构能有效提高密封效果。

国外由于起步时间较早, 在数值与实验方面对轮缘密封结构的封严性能研究较深入。Zhou 等^[14]在涡轮级实验台上研究了 3 种轮缘密封腔纵横比的

轮缘密封结构的封严性能, 使用 CO₂ 示踪与粒子成像测速(PIV)方法研究了腔室内部的流场形态, 实现了密封区域复杂流动的可视化。Owen^[15-16]提出了主流燃气侵入涡轮盘腔的两种机制: 旋转入侵和外部入侵, 并推导了侵入盘腔燃气流量与进口流速关系的经验公式。Dunn 等^[17]采用实验测量与仿真模拟的方法对单级燃气轮机模型的流量特性进行了研究, 采用 Spalart-Allmaras 以及 realizable $k-\epsilon$ 湍流模型准确预测了具有预旋涡流吹扫的转-静子腔内的静压与切向速度分布, 结果显示, 静子叶片每个节距的压力和速度呈现对称分布。Sangan 等^[18]通过开展轮缘密封实验并对大量实验数据进行分析, 评估了动-静子双侧密封的优势, 并从基本理论模型出发得出了相应的经验公式, 可以使用两个经验参数计算出具有类似级内速度三角形的涡轮机进口压力与轮缘密封效果的关系。Scobie 等^[19]在涡轮实验台上使用 CO₂ 浓度检测方法得到了轮缘密封结构密封盘腔内的流场结构, 定量得到了其在不同流量下的封严效率。Popović 等^[20]对不同几何形状的轮缘密封的封严性能进行了对比研究, 确定了影响密封效果与主流燃气入侵特性的几个关键几何因素。Green 等^[21]采用数值计算与实验相结合的方法分析了非稳态下轮缘密封结构主流燃气入侵盘腔与冷气汇入主流的主要机理, 并研究了轮缘密封结构燃气入侵对上下游流场的影响, 发现冷气的引入仅对叶片下游 5% 区域的静压有影响。Balasubramanian 等^[22]在 1.5 级轴流空气涡轮实验台上开展了轮缘密封主流入侵特性研究, 实验表明主流流量越大, 转速越高, 燃气入侵现象越明显。

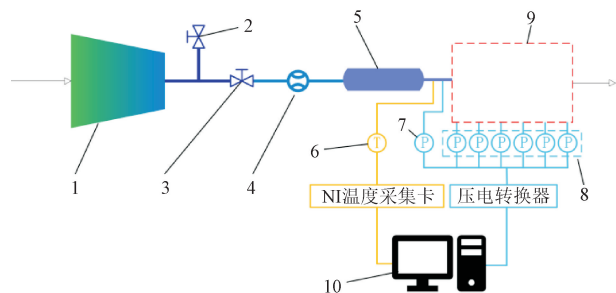
综上所述, 国内关于轮缘密封泄漏流动性能的研究主要依赖于数值模拟方法, 而采用实验手段探究不同密封间隙下泄漏问题的报道相对较少。此外, 对于密封间隙如何影响泄漏流动机制的理解尚显不足。本文针对某型燃气轮机涡轮第三级动叶后盘腔的轮缘密封结构^[23], 通过实验与数值计算相结合的方法, 系统地分析了径向和轴向间隙变化对轮缘密封泄漏特性的影响及其封严机理。本研究旨在为提升燃气轮机轮缘密封的封严性能及优化其结构

设计提供数据支撑与理论依据。

1 实验系统与模型

1.1 实验系统概述

图1是轮缘密封泄漏特性实验系统示意图。实验系统由压缩机气源(0.7 MPa, 2 kg/s)、管路、压力调节阀、10XJ-YH 智能流量计(精度 $\pm 1\%$)、整流段、实验段、数据采集设备及采集终端组成。实验通过调节与压缩机出口相连的压力调节阀的开度来控制实验段进口总压 P_0^* , 记录环境压力 P_1 即可得到实验压比 $\pi (\pi = P_0^* / P_1)$ 。实验系统通过三孔探针、K 型铠装热电偶、静压管分别测量进口总压 P_0^* 、进口总温 T_0^* 、腔室静压 $p_1 \sim p_6$ 。其中: 压力信号通过型号为 3051CD、3051GP 的罗斯蒙特压电转换器转换为电信号被计算机终端采集, 测量误差为 $\pm 0.075\%$; 温度信号通过 NI 采集转换为数字信号传输给计算机, 测量误差为 $\pm 1^\circ\text{C}$ 。



1—压缩机气源; 2—旁通阀; 3—实验台总阀; 4—流量计; 5—整流段; 6—热电偶; 7—三孔探针; 8—静压管; 9—实验段; 10—计算机。

图1 轮缘密封泄漏特性实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system for the rim seal leakage characteristic

实验开始时, 先记录下当地环境压力, 然后打开螺杆压缩机, 通过调节旁通阀到合适的开度使得实验压比在 1.1 附近(误差 $\pm 3\%$), 待流量计示数稳定后, 记录下通过实验件的流量并同时记录热电偶示数。分别调节实验压比为 1.1、1.2、1.3、1.4、1.5, 测量不同径向间隙和轴向间隙下轮缘密封实验件的泄漏流量特性, 并进行正逆行程实验保证实验结果的准确性。图2给出了实验系统的实验台照片。

图3为实验段结构示意图。实验时, 先将静叶侧与动叶侧密封齿与侧板连接并用螺丝固定, 再将其安装在进出口段上, 最后将静压管插入侧板预留的静压孔即可开始实验。

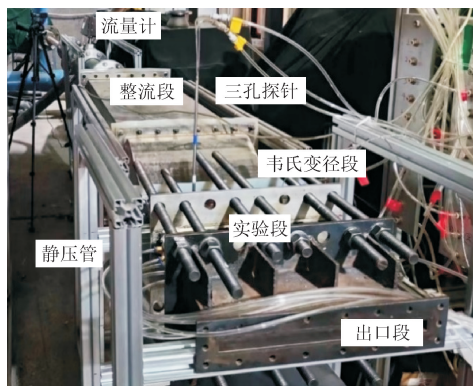


图2 轮缘密封实验台

Fig. 2 Test rig for the rim seal experiment

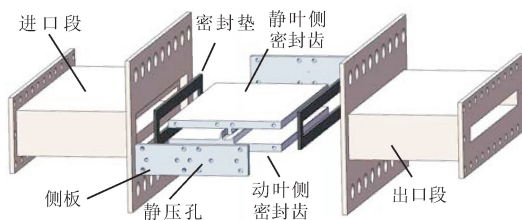
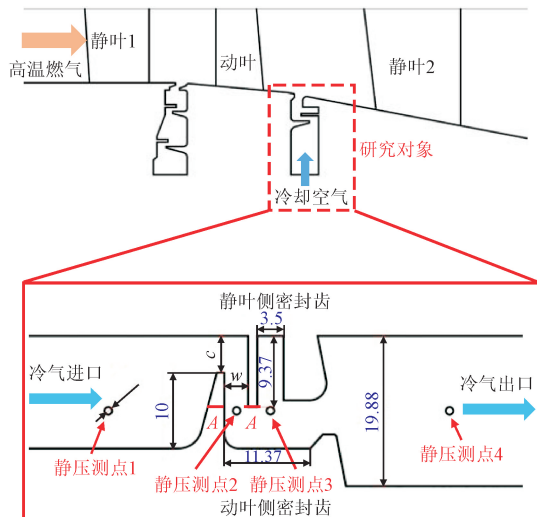


图3 轮缘密封实验段结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the test section for the rim seal experiment

1.2 实验模型

图4给出了轮缘密封在燃机中的位置及本研究的实验件示意图。为便于进行实验研究, 将原轮缘密封尺寸等比例缩小4倍设计实验件。图中给出了实验件的主要结构尺寸及静压测点位置, 其中 c 为轴向间隙, w 为径向间隙, A-A 截面为重叠密封齿间



单位: mm

图4 轮缘密封实验模型

Fig. 4 Model for the rim seal experiment

隙截面。设计尺寸下, $c=4.88\text{ mm}$, $w=3.15\text{ mm}$, 将其分别扩大和缩小 10%、20% 得到不同间隙尺寸的轮缘密封结构。本实验研究了间隙尺寸变化时轮缘密封的泄漏特性变化规律, 以验证数值计算结果的可靠性。

1.3 不确定度分析

本实验的压力测量不确定度上文已给出, 为 0.075%, 由误差传递公式可得到压比的不确定度。误差传递公式为

$$\Delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (1)$$

式中: $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 为 n 个直接测量量 x_i 组成的间接测量; Δx_i 为直接测量量 x_i 的直接测量误差; Δf 为合成的间接误差。

由误差传递公式可得压比 π 的不确定度计算公式为

$$\frac{\Delta \pi}{\pi} = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_0^*}{P_0^*} \right)^2 + \left(\frac{\Delta P_1}{P_1} \right)^2} \quad (2)$$

动叶侧与静叶侧密封齿实验件组装得到密封间隙的精度为 0.1 mm。本实验各项参数的不确定度如表 1 所示。

表 1 各实验参数不确定度

Table 1 Uncertainty of experimental parameters

参数	不确定度 / %
压比	0.11
温度	0.34
密封间隙	3.17

2 数值方法

图 5 为轮缘密封的三维计算域模型及结构化网格示意图。采用商用软件 ANSYS ICEM 生成结构

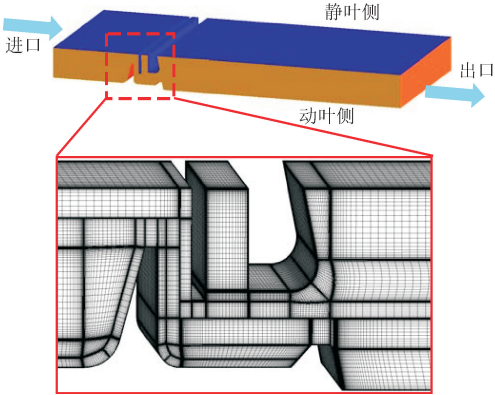


图 5 轮缘密封计算模型及网格

Fig. 5 Computational model and meshes for the rim seal

化网格, 对壁面附近网格进行加密, 保证 $y^+ < 1$, 以准确捕捉到边界层内流动, 满足湍流模型计算要求。

表 2 为轮缘密封数值计算的边界条件和几何参数, 给定进口总温与出口静压。动静叶侧密封齿与侧板均采用绝热无滑移边界条件。

表 2 轮缘密封边界条件和几何参数

Table 2 Boundary conditions and geometrical parameters for the rim seal

参数	数值
压比 π	1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5
进口总温 T_0^*	20 °C
出口静压 P_0	96.2 kPa
轴向间隙	0.8c, 0.9c, c, 1.1c, 1.2c
径向间隙	0.8w, 0.9w, w, 1.1w, 1.2w

本文采用 SST 湍流模型来求解三维 Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) 方程, 采用商用 CFD 软件 ANSYS CFX 18.0 作为求解器对网格模型进行求解。为使计算结果更加准确, 计算使用的工质为 25 °C 空气, 近壁面区采用改进壁面函数法, 固壁面视为绝热、光滑壁面, 采用高精度离散模型。当动量方程的残差数量级达到 10^{-6} 、连续方程的残差数量级小于 10^{-6} 、进出口流量差小于 0.1% 时, 认为计算结果收敛。

2.1 网格无关性验证

选取设计尺寸轮缘密封结构为计算模型, 在压比为 1.3 时, 分别选取网格数为 300 万、600 万、900 万以及 1 350 万的计算模型, 以轮缘密封泄漏流量为考核指标, 进行网格无关性验证, 计算结果如表 3 所示。可以看出, 当网格数为 900 万时, 出口泄漏量相对偏差为 0.552%, 可视为网格无关, 且继续增加网格数对出口泄漏流量的影响已经很小, 为节省计算资源提高计算效率, 选取网格节点数为 900 万。

表 3 泄漏量计算的网格无关性分析

Table 3 Grid independence analysis for the leakage prediction

网格数 / 万	出口泄漏流量 / (kg · s ⁻¹)	相对偏差 / %
300	0.539 467	4.417
600	0.564 399	1.301
900	0.571 837	0.552
1 350	0.575 013	0.440
Richardson 外推值 ^[24]	0.577 554	

2.2 数值方法有效性验证

以设计尺寸的轮缘密封结构作为计算模型开展数值研究,以压比为 1.1~1.5 下的质量流量作为考核指标,与实验结果进行对比,分析湍流模型的有效性,其结果如图 6 所示。可以看出,3 种湍流模型计算的质量流量均随压比的增大而增加,各个湍流模型计算结果与实验结果的平均相对误差分别为 4.076% (SST 模型), 4.926% ($k-\epsilon$ 模型), 9.659% (RNG $k-\epsilon$ 模型)。故在后续的变间隙数值计算中均采用 SST 湍流模型。

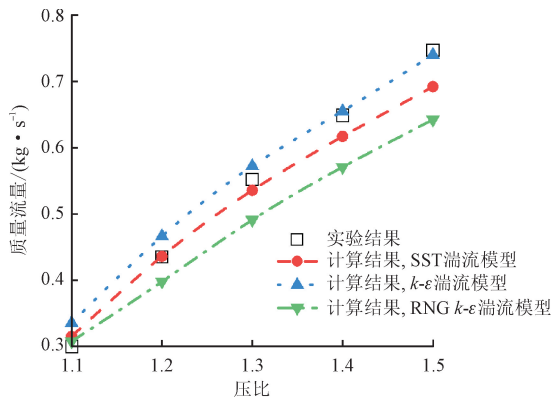


图 6 不同湍流模型计算结果与实验结果对比

Fig. 6 Comparison of prediction results with different turbulence models and experimental result

3 结果分析与讨论

3.1 不同间隙下轮缘密封泄漏实验结果分析

图 7 和图 8 分别为不同轴向与径向尺寸下轮缘密封泄漏流量的实验与计算结果。从图中可以看出,当压比不大于 1.3 时,数值计算结果的预测精度较高,相对误差为 1.4%。当间隙尺寸不变时,泄漏流量随着压比的增大而增大,但增大的趋势稍有减缓。例如,设计尺寸下,压比从 1.1 增大至 1.3 时,泄漏流量增大 44.1%,而压比由 1.3 增大至 1.5 时,泄漏流量仅增大 37.9%。这主要是因为低压比下泄漏流经过密封齿产生的流动损失较少,而在高压比下泄漏流的流速增大,从而在密封腔室内产生剧烈的漩涡耗散,因此高压比下泄漏流将产生更显著的节流膨胀效应,抑制泄漏流量的增大。一方面,压比增大使得泄漏驱动力增大,另一方面,压比的增大使泄漏流的节流膨胀效应增强。在这两方面的综合作用下,泄漏流量呈现随压比的增大而增大,但增大趋势减缓的现象。

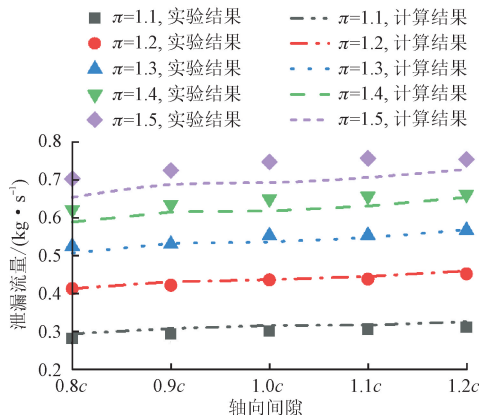


图 7 不同轴向间隙下泄漏流量实验结果与计算结果对比

Fig. 7 Comparison of measured leakage rate and numerical results at different axial clearances

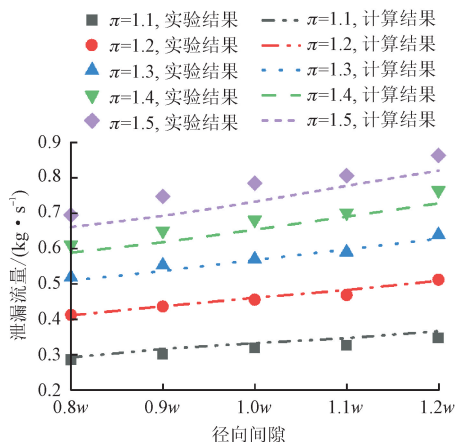


图 8 不同径向间隙下泄漏流量实验结果与计算结果对比

Fig. 8 Comparison of measured leakage rate and numerical results at different radial clearances

相同压比下,间隙尺寸增大时,轮缘密封的通流面积也随之增大,从而导致泄漏流量增大。以设计尺寸下的泄漏流量为基准,轴向间隙每增大 10% 泄漏流量平均增大 2.0%,径向间隙每增大 10% 泄漏流量增大 5.4%。可见,相同情况下变径向间隙对轮缘密封的泄漏性能影响更显著。这主要是因为密封齿的重叠部分是流体主要的膨胀加速通道,因此径向间隙的变化将对流体的节流膨胀过程造成更大的影响,从而对泄漏流量造成更大影响。

3.2 轮缘密封泄漏系数与轴向间隙的关系

在计算密封结构泄漏流量时,理想泄漏量 m_{id} 的计算公式为

$$m_{id} = \frac{P_0^* A}{\sqrt{R_g T_0^*}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{1}{\pi} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} \quad (3)$$

式中： A 为间隙通流面积； T_0^* 为进口总温； P_0^* 为进口总压； R_g 是气体常数； κ 是定熵系数。

泄漏系数在同一压比下表示实际泄漏流量与理想泄漏流量之比，反映了密封结构的通流能力。因此，本文采用无量纲泄漏系数 φ ^[25] 对轮缘密封的泄漏特性进行研究， φ 可由如下公式定义

$$\varphi = \frac{m \sqrt{T_0^*}}{P_0^* A} \tag{4}$$

$$A = cl \tag{5}$$

式中： m 为通过轮缘密封的泄漏流量； A 为间隙通流面积； $c = 4.88 \text{ mm}$ 为轴向间隙； $l = 320 \text{ mm}$ 为实验件展向长度。

图 9 是径向间隙为 $1.0w$ 时，不同压比下泄漏系数和齿间速度随轴向间隙的变化曲线，其中齿间速度为 1.3 压比下 $A-A$ 截面速度的平均值， $A-A$ 截面位置在图 4 中已给出。由图 9 可知，密封泄漏系数随着压比的增大而增大，但增大的速率随压比的增大而减缓。当轴向间隙为 $1.0c$ 时，以 1.3 压比的泄漏系数为基准，压比从 1.1 增大到 1.3 ，泄漏系数增大 35.8% ，而压比从 1.3 增大到 1.5 时，泄漏系数仅增大 17.3% 。造成这一现象的主要原因是压比较小时，泄漏流经过密封腔室后未充分得到节流膨胀，而在压比较大时，速度更大的流体在密封腔室内形成更大的湍流区以及更强烈的漩涡，因此能量耗散更大，从而在较高压比时泄漏系数呈现增大趋势减缓的现象。

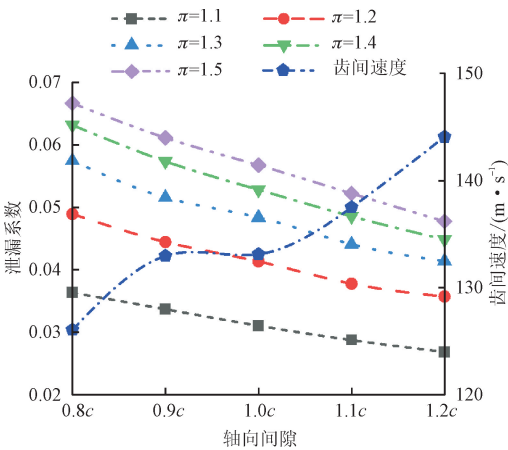


图 9 不同压比下泄漏系数与齿间速度随轴向间隙的关系曲线

Fig. 9 Variation curves of leakage coefficient and velocities between teeth with axial clearances at different pressure ratios

相同压比下，泄漏系数随着轴向间隙的增大而减小，轴向间隙每增大 10% ，泄漏系数平均减小

$6.3\% \sim 10.5\%$ 。然而，在进行实验时，测得的泄漏流量随着轴向间隙的增大而增大，造成这一现象的主要原因是轴向间隙增大导致通流面积增大，更大的通流面积导致泄漏流量增大。由流体的连续性方程可知，齿间速度增大，使得泄漏流在密封腔室内的流动损失增大，从而导致泄漏流量的增大速率小于通流面积的增大速率，由式(4)可知泄漏系数减小。

3.3 轮缘密封泄漏系数与径向间隙的关系

为研究径向间隙尺寸对密封泄漏特性的影响，本小节开展了轴向间隙为 $1.0c$ 时，不同压比下泄漏系数与齿间速度的研究。

从图 10 可以看出，随着径向间隙的增大，泄漏系数也增大，即径向间隙越大，轮缘密封结构的密封性能越差。由流体的连续性可知，径向间隙越小，相同流量下的齿间速度越大。因此，在较小径向间隙时，流体经过密封齿时将获得更大的流速，从而在密封腔室以及出口段形成更加强烈的湍流，造成更大的能量损失，即节流效应更加明显。因此，泄漏系数随径向间隙的增大而增大。图 10 中齿间速度随径向间隙增大而减小也佐证了这一规律。从图中还可以看出，泄漏系数随压比的变化规律与变轴向间隙时一致。

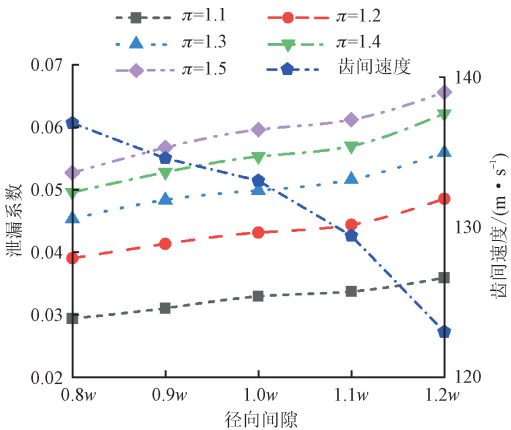


图 10 不同压比下泄漏系数与齿间速度随径向间隙变化曲线

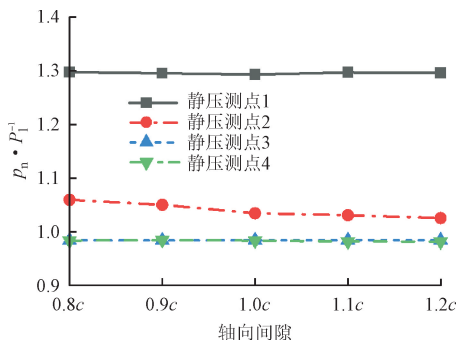
Fig. 10 Variation curves of leakage coefficients and velocities between teeth with radial clearances at different pressure ratios

3.4 轮缘密封腔室压降与密封间隙关系

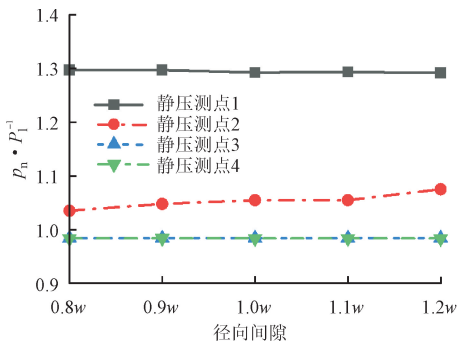
本节研究了轮缘密封腔室静压随密封间隙变化的规律，选取典型压比为 1.3 时不同间隙的腔室压力作为研究对象。

图 11 为压比 1.3 时,不同轴向与径向间隙密封腔室静压变化曲线,其中 P_n 为不同静压测点压力。由图 11 可以看出,不同间隙下静压测点 3、4 的压力基本一致,均与大气压接近,且不随间隙变化而变化。另外,密封结构在 1、2 测点间的压降远大于 2、3 测点,在 1、2 测点间的压降平均为总压降的 79.8%。因此,该密封结构的节流效应主要发生在静压测点 1、2 之间,而在静压测点 3 之后的结构主要起到导流作用。

对比图 11(a)与图 11(b)可以看出:随着轴向间隙的增大,1、2 测点间的压降增大,共增大 14.3%,2、3 测点间的压降相应减小;随着径向间隙的增大,1、2 测点间的压降减小,共减小 15.8%,2、3 测点间的压降相应增大。因此,随着轴向间隙的增大,1、2 测点间的节流效应增强,对应 A-A 截面处的流速增大,变径向间隙规律与之相反。



(a) 不同轴向间隙密封腔室静压变化曲线



(b) 不同径向间隙密封腔室静压变化曲线

图 11 压比为 1.3 时不同轴向与径向间隙密封腔室静压变化曲线

Fig. 11 Static pressure variation curves in the sealed chambers with different axial and radial clearances at a pressure ratio of 1.3

3.5 轮缘密封内部流场分析

为研究不同压比下密封腔室内的流体流动情况,图 12 给出了设计尺寸下 3 个典型压比(1.1、1.3、1.5)时密封腔室子午面的速度矢量图。从图中

可以看出,流体流经密封齿后在密封腔室内形成一个大的漩涡区,经过该漩涡区后流体流速显著降低,并在出口段充分减速。经过这一过程,轮缘密封结构有效地抑制了过量的冷却空气进入燃气主流。另外,随着压比的增大,密封齿间的流速显著增大,1.5 压比时齿间速度最大可达 336 m/s,而 1.1 压比下齿间速度最大仅有 130 m/s。因此,高流速的流体经过密封腔室将产生强烈的湍流耗散效应,且流体流速越高,产生的湍流耗散效应越明显。可见,高压比下的流体经过密封腔室将得到更充分的节流膨胀,从而导致图 9 与图 10 中泄漏系数增大速率随压比的增大而减小。

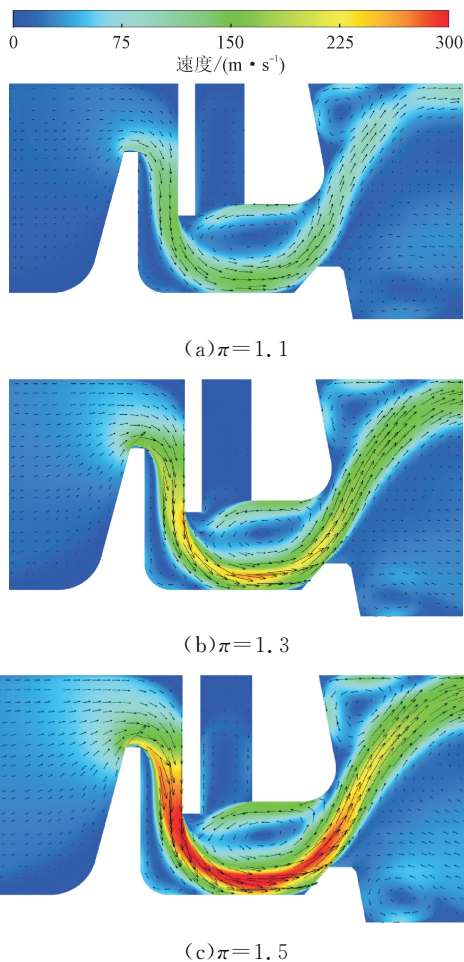
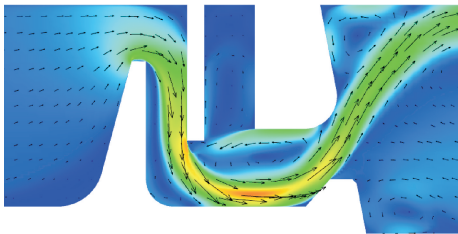
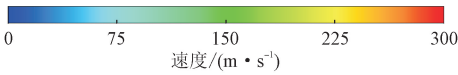


图 12 轴向间隙 1.0c 时不同压比下轮缘密封子午面速度分布

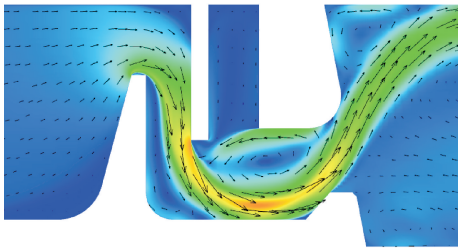
Fig. 12 Velocity distributions in the meridional plane of the rim seal with an axial clearance of 1.0c under different pressure ratios

图 13 是压比 1.3 时不同轴向与径向间隙密封腔室子午面速度云图。由图 14(a)、(b)、(c)可以看出,随着轴向间隙的增大,经过密封进口的流体增

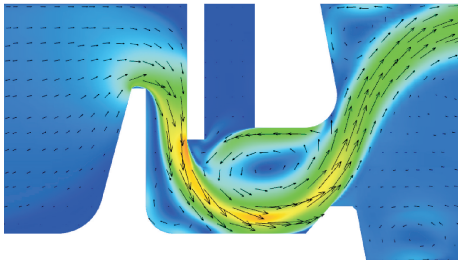
多,而经过 A-A 截面处的通流面积不变,从而导致该截面处的流体平均速度增大。从图 14(d)、(e)、(f)中可以看出,随着径向间隙增大,流体经过 A-A 截面处的通流面积增大,同时,流体产生的速度回流区域面积增大,而主流流体速度没有显著增大,因此流体在截面处的平均速度减小。



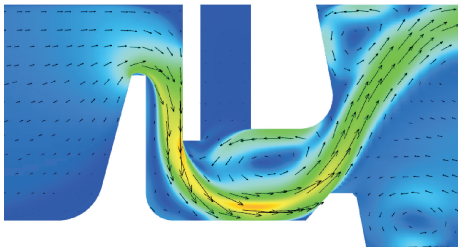
(a)轴向间隙 $0.8c$



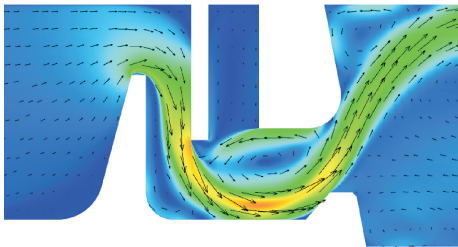
(b)轴向间隙 $1.0c$



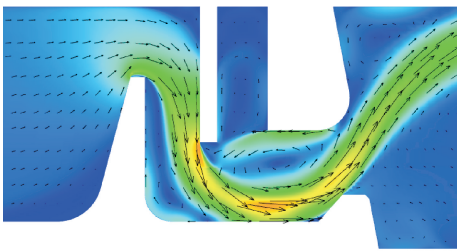
(c)轴向间隙 $1.2c$



(d)径向间隙 $0.8w$



(e)径向间隙 $1.0w$

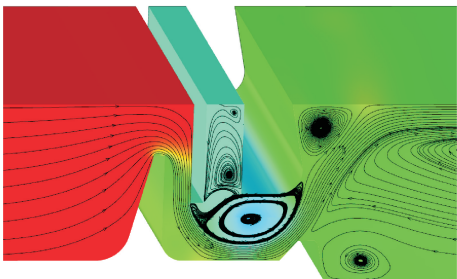
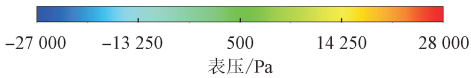


(f)径向间隙 $1.2w$

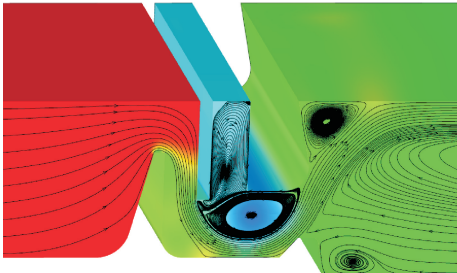
图 13 压比为 1.3 时不同轴向与径向间隙密封腔室子午面速度云图

Fig. 13 Velocity contours in the meridional plane of the sealed chambers with different axial and radial clearances at a pressure ratio of 1.3

图 14 是环境压力为 96.2 kPa、压比为 1.3 时不同径向间隙下密封腔室压力云图与子午面流线分布。可以看出,流体经过密封齿后发生显著的节流膨胀,在密封腔室内压力迅速降低,并在出口段逐渐达到环境压力,从而使密封结构拥有良好的封严性能。另外,主流密封腔室内漩涡区的压力随径向间隙的增大而减小。这主要是因为径向间隙较小时,流体经过密封齿获得更大的流速,而此时由于密封腔室的面积较小,静叶侧密封齿的几何位置难以阻挡流体主流形成漩涡区,因此高速流体的动能耗散主要发生在密封出口段;在较大径向间隙下,较低流速的流体受到静叶侧密封齿的阻挡在密封腔室内形成强烈的漩涡,并在密封腔室内产生更多的动能耗散。可见,这一现象主要是由流体动能的耗散位置不同而导致的,流体的总耗散仍然是小径向间隙下更大,可与前文所述径向间隙越小泄漏系数越小的结论相互印证。



(a)径向间隙 $0.8w$



(b)径向间隙 $1.0w$

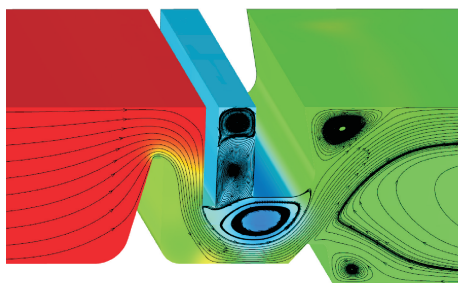
(c) 径向间隙 $1.2w$

图 14 压比为 1.3 时不同径向间隙密封齿间压力云图与子午面流线分布

Fig. 14 Streamlines and pressure distributions in the rim seal at the pressure ratio of 1.3 and different radial clearances

4 结 论

(1) 利用实验结果考核了数值方法的有效性, 采用 SST 湍流模型对轮缘密封泄漏特性进行数值模拟具有较高精度。在 $1.1 \sim 1.5$ 压比下, 轮缘密封的泄漏量数值结果与实验值相对误差在 5% 以内, 其中 $1.1 \sim 1.3$ 压比时数值结果与实验值相对误差仅为 1.4%。

(2) 轮缘密封的泄漏流量随着压比的增大而近似线性增大。但随着压比的增大, 泄漏流量的增幅稍有减小, 设计尺寸下压比从 1.1 增大至 1.3 时, 泄漏流量增大 44.1%, 压比由 1.3 增大至 1.5 泄漏流量增大 37.9%; 轮缘密封泄漏系数随着压比的增大而增大, 但增大幅度随压比的增大明显降低, 压比从 1.1 增大到 1.3 时, 泄漏系数增大约 35.8%, 而压比从 1.3 增大到 1.5 时泄漏系数仅增大约 17.3%。

(3) 相同条件下变径向间隙比变轴向间隙对轮缘密封的泄漏性能影响更显著。相对于设计尺寸下的泄漏流量, 轴向间隙每增大 10% 时泄漏流量平均增大 2.0%, 径向间隙每增大 10% 时泄漏流量增大 5.4%。

(4) 轮缘密封泄漏系数随轴向间隙的增大而减小, 随径向间隙的增大而增大, 泄漏流量随轴向间隙增大的增大量有限。从保护密封齿、提高封严性能的角度出发, 可以适当增大轴向间隙。轮缘密封的泄漏系数与泄漏流量均随着径向间隙的增大而增大, 因此尽量减小径向间隙能够提高封严性能, 但过小的径向间隙将增大加工难度, 增加密封齿碰磨风险。

在燃气透平轮缘密封中, 轴向与径向间隙的改变都会对其封严性能造成显著影响。合理的间隙配置(轴向与径向间隙)与压比配置能够获得最小的泄漏

系数, 从而提高燃气透平二次空气系统的运行效率, 对燃气透平的安全、稳定、高效运行具有重要促进意义。

参考文献:

- [1] 师昌绪, 仲增墉. 我国高温合金的发展与创新 [J]. 金属学报, 2010, 46(11): 1281-1288.
SHI Changxu, ZHONG Zengyong. Development and innovation of superalloy in China [J]. Acta Metallurgica Sinica, 2010, 46(11): 1281-1288.
- [2] 李军, 程舒娴, 高庆, 等. 轮缘密封封严效率及结构设计研究进展 [J]. 热力透平, 2018, 47(1): 6-15.
LI Jun, CHENG Shuxian, GAO Qing, et al. Review of sealing effectiveness and structure design of turbine rim seals [J]. Thermal Turbine, 2018, 47(1): 6-15.
- [3] 高杰, 黄镜玮, 杜玉锋, 等. 燃气轮机轮缘密封气动技术研究进展 [J]. 航空动力学报, 2021, 36(2): 284-299.
GAO Jie, HUANG Jingwei, DU Yufeng, et al. Advances in rim seal aerodynamic technology for gas turbines [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(2): 284-299.
- [4] ABE T, KIKUCHI J, TAKEUCHI H. An investigation of turbine disk cooling (experimental investigation and observation of hot gas flow into a wheel space) [EB/OL]. (1979-05-07) [2024-10-01]. https://jglobal.jst.go.jp/en/detail?JGLOBAL_ID=201002072743752132
- [5] 曹玉璋, 陶智, 徐国强, 等. 航空发动机传热学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [6] 高庆, 李军. 径向轮缘密封封严效率的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(9): 55-61.
GAO Qing, LI Jun. Numerical investigations for sealing efficiency of the turbine rim radial seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(9): 55-61.
- [7] 孔祥林, 陶加银, 冯增国, 等. 结构参数对轮缘密封封严特性影响的数值研究 [J]. 动力工程学报, 2014, 34(4): 280-285.
KONG Xianglin, TAO Jiayin, FENG Zengguo, et al. Effects of geometrical parameters on sealing performance of turbine rim seals [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(4): 280-285.
- [8] 白涛, 张晶辉, 吝琳, 等. 斜向角度对涡轮轮缘密封性能的影响 [J]. 兵器装备工程学报, 2022, 43(11): 246-251.
BAI Tao, ZHANG Jinghui, LIN Lin, et al. Influence of inclination angle on sealing performance of turbine rim [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2022, 43(11): 246-251.
- [9] 程舒娴, 李军, 李志刚, 等. 轮缘密封整周模型流动

- 与封严特性数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2021, 42(2): 370-376.
- CHENG Shuxian, LI Jun, LI Zhigang, et al. Numerical investigations on the flow and sealing effectiveness of a turbine rim seal model with whole cavity [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(2): 370-376.
- [10] 程舒娴, 晏鑫, 李志刚, 等. 径向轮缘密封预旋盘腔流动换热特性数值研究 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38(8): 1647-1654.
- CHENG Shuxian, YAN Xin, LI Zhigang, et al. Numerical investigations of the flow and heat transfer in a pre-swirl Rotor-Stator cavity with rim radial seal [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(8): 1647-1654.
- [11] 李志刚, 李军, 丰镇平. 迷宫密封泄漏特性影响因素的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(3): 16-20.
- LI Zhigang, LI Jun, FENG Zhenping. Effects of gap pressure ratio and rotational speed on discharge behavior of labyrinth seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(3): 16-20.
- [12] 李志刚, 郎骥, 李军, 等. 迷宫密封泄漏特性的试验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(3): 48-52.
- LI Zhigang, LANG Ji, LI Jun, et al. Experiment on leakage flow characteristics of labyrinth seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(3): 48-52.
- [13] CHENG Shuxian, LI Zhigang, LI Jun, et al. Numerical investigations on the sealing effectiveness of turbine groove radial rim seal [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: V05BT15A002.
- [14] ZHOU D W, ROY R P, WANG C Z, et al. Main gas ingestion in a turbine stage for three rim cavity configurations [C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2009: 1239-1252.
- [15] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: part I rotationally-induced ingress [C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2009: 1071-1082.
- [16] OWEN J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals: part II externally-induced and combined ingress [C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2009: 1083-1093.
- [17] DUNN D M, ZHOU D W, SAHA K, et al. Flow field in a single-stage model air turbine rotor-stator cavity with pre-swirled purge flow [C]//ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2010: 2477-2487.
- [18] SANGAN C M, POUNTNEY O J, SCOBIE J A, et al. Experimental measurements of ingestion through turbine rim seals: part III single and double seals [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(5): 051011.
- [19] SCOBIE J A, HUALCA F P, SANGAN C M, et al. Egress interaction through turbine rim seals [C]//ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2017: V05BT15A029.
- [20] POPOVIĆ I, HODSON H P. Improving turbine stage efficiency and sealing effectiveness through modifications of the rim seal geometry [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(6): 061016.
- [21] GREEN B R, MATHISON R M, DUNN M G. Time-averaged and time-accurate aerodynamic effects of rotor purge flow for a modern, one and one-half stage high-pressure turbine: part II analytical flow field analysis [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(1): 011009.
- [22] BALASUBRAMANIAN J, JUNNARKAR N, ZHOU D W, et al. Experiments on aft-disk cavity ingestion in a model 1.5-stage axial-flow turbine [C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2011: 871-881.
- [23] 雷隆, 丛庆丰, 郭黎, 等. 1.5级燃气透平轮缘密封非定常流动特征和封严效率的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(10): 64-77.
- LEI Long, CONG Qingfeng, GUO Can, et al. Numerical investigation on the unsteady flow characteristics and sealing effectiveness of rim seals in a 1.5-stage gas turbine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(10): 64-77.
- [24] 屠珊, 孙弼, 毛靖儒. 用 Richardson 外推法分析流动传热层流问题的不确定度 [J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(11): 47-50.
- TU Shan, SUN Bi, MAO Jingru. Uncertainty analysis of laminar flow and heat transfer problems by Richardson extrapolation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1999, 33(11): 47-50.
- [25] 李军, 晏鑫, 李志刚. 热力透平密封技术 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2016.

(编辑 亢列梅)