DOI: 10.3901/JME.2014.12.177

薄叶式气封在透平级中应用的数值研究*

张宏涛^{1,2} 王祥锋¹ 颜培刚¹ 韩万金¹

(1. 哈尔滨工业大学能源科学与工程学院 哈尔滨 150001;

2. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司 哈尔滨 150046)

摘要: 为研究薄叶式气封替换迷宫气封应用于透平级中的可行性,将某一级半高压透平中相应部位的迷宫气封替换为薄叶式气封,采用商业计算软件 CFX 进行数值模拟,并与采用迷宫气封的原型一级半透平进行对比分析。计算结果表明,简单的气封替换虽然降低气封处的泄漏流量,但没有降低透平级的泄漏损失,而且加强泄漏流动对主流的干扰,将一级半透平中的静叶隔板迷宫气封简单替换为薄叶气封的设计方案是不可行的。为了薄叶气封、平衡孔、轴向间隙的合理匹配,在原型设计方案的基础上,动叶叶顶和静叶隔板处采用薄叶气封,级内轴向间隙设置迷宫气封。采用该薄叶气封应用于透平级的最终方案,薄叶气封和平衡孔达到合理匹配,改善透平级的气动性能,降低泄漏损失,同时为下级透平提供良好的进汽条件。

关键词: 透平级;薄叶气封;迷宫气封;平衡孔;泄漏流

中图分类号: TH136

Simulation Investigation on Application of Leaf Seal in Turbine Stage

ZHANG Hongtao^{1,2} WANG Xiangfeng¹ YAN Peigang¹ HAN Wanjin¹

(1. College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001;

2. Harbin Turbine Company Limited, Harbin 150046)

Abstract: In order to study the feasibility of the leaf seal replacing the labyrinth seal used in turbine stage, the labyrinth seal of the corresponding parts of one and a half high-pressure turbine stage is replaced by leaf seal, numerical simulation is carried on by using the commercial software CFX, and the result is compared with the original one and a half stage with labyrinth seal. The result shows that, although the simple seal replacement reduces the leakage flow of the seal, but does not reduce the leakage loss of turbine stage, and enhance the interference of the leakage flow to mainstream, the simple design is not feasible. So as to match the leaf seal, the balance hole and the axial gap reasonably, on the basis of the original design, the leaf seal is used as the stator diaphragm seal and the rotor tip seal, and the labyrinth seal is set in the axial gap of the turbine stage. To the final scheme of leaf seal applied to turbine stage, the leaf seal and balance hole achieve reasonable match, and improve the aerodynamic performance, reduce the leakage loss, provide a good inlet condition to the next turbine stage at the same time.

Key words: turbine stage; leaf seal; labyrinth seal; balance hole; leakage flow

0 前言

研究表明汽轮机的漏气损失占效率损失的 1/4 左右^[1],采用先进的密封技术可以大大减小泄漏量,显著提高汽轮机的效率并改善转子运行的可靠性^[2]。非接触式迷宫气封^[3]得到了广泛采用,其通过多次节流膨胀产生节流效应,减小蒸汽沿轴向泄漏,但由于齿间为环形空腔,环向流动大大减少了

涡流降速的效果,因而泄漏量较大。刷子气封^[4]的应用也在日益增加,该柔性气封显著降低了漏气量,然而刷子气封在停机和运行期间与轴均有接触,加之刷毛柔软,因而加速了刷毛的磨损,降低了轴封的密封性能。而且,刷毛本身的刚性很低,气封不能承受较大的压差。指尖密封^[5]由一组金属薄片(密封片)相互交错叠置构成,每个金属片加工出若干柔性曲梁(指尖),曲梁的末端(指尖靴)与转子表面接触,流体被密封片及转子和指尖靴间的径向接触封严,避免其由高压腔向低压腔的泄漏。指尖密封具有优良的密封效果和较高性价比,被称为一种革命

* 国家自然科学基金委创新研究群体资助项目(51121004)。20130615 收到初稿,20131220 收到修改稿

性的密封技术。指尖密封由于结构上具有多柔性元件组合的特点而始终存在迟滞,密封的接触磨损也是一个重要问题。强声密封^[6]是一种新型的动密封技术,其原理是在透平机械中需要气密封的高压和低压区域之间安装一个谐振管,谐振管在外激励作用下作轴向整体振动,当外激励的频率达到谐振管内的声场固有频率时,谐振管内部会产生高幅值的非线性驻波,从而阻止高压气流向低压区域的流动,达到密封效果。该密封技术的公开报道还较少。

为了克服上述气封的缺点,日本三菱重工公司发明了一种“薄叶式气封”^[7]。薄叶式气封在结构上是沿周向设置了多层弹性金属薄叶。在转子处于静止状态时,薄叶气封顶端与转子表面接触,当转子旋转加速时,受气动力和压差的作用,薄叶气封顶端上浮、离开转轴表面。因此,此种气封在运行期间磨损减小^[8]。由薄叶顶端上抬而形成的间隙很小,同时由于薄叶间距很狭窄,壁面对气体的黏性阻抗大于气流的膨胀加速,气体同时降低速度与密度,气封泄漏流量明显减小^[9]。所以,薄叶气封密封性能良好。此外,薄叶气封轴向宽度较小,缩小了密封处的轴向尺寸,同时具有一定的轴向宽度,能够承受较大的压差。国内外学者对薄叶气封进行了相关的研究工作^[10-11],但是将其应用到透平中的报道还很少见。

通过国内外学者的不懈努力,人们所关注的透平级叶片的叶型损失和二次流损失,已经获得到了一些较好的解决手段^[12-13],由气封泄漏流动引起的流道内部二次流动为下一步急需解决的问题^[14-15],而合理匹配气封装置和平衡孔结构^[16-17]恰是解决该问题的重要手段。本文尝试将薄叶式气封应用于一级半透平,针对与初始迷宫气封结构的一级半透平的对比分析结果,对薄叶气封、平衡孔、轴向间隙进行重新匹配设计,确定薄叶气封应用于透平级的最终方案。

1 计算模型和计算方法

1.1 几何模型

为了考虑平衡孔结构对透平级内和级间流动的影响,采用了一级半几何模型,计算模型为某透平高压端第八级及其下级静叶,本文称为一级半透平。为了便于描述,用 S1、R1 分别表示某透平第八级的静叶栅和动叶栅, S2 表示第九级静叶栅。初始计算了两个方案(图 1):实际结构的一级半透平 P1 方案,将迷宫气封替换为薄叶气封的一级半透平 P2 方案。

图1 三维几何计算模型

1.2 密封结构

实际结构的一级半透平即 P1 方案中,动叶叶顶采用的是迷宫式密封结构,在 P2 方案中,将其替换为薄叶式气封,在进行薄叶气封的结构设计时参考了文献[5],其薄叶气封结构表示在图 2 中。本文设计的动叶叶顶薄叶式气封结构在图 3 中给出。动叶叶顶薄叶式气封前后采用间隙进行连接,间隙与动叶叶顶之间的交接面按照原始结构尺寸进行设计。

图2 薄叶式气封结构

图3 动叶叶顶薄叶式气封结构形式

在静叶隔板底部, 由于隔板与转轴之间的相对运动, 初始采用的也是迷宫式气封结构, 在本文的研究中, 将静叶隔板位置处的迷宫式气封替换为所设计的薄叶式气封, 静叶隔板薄叶气封与动叶叶顶薄叶气封结构相似, 各细节位置处尺寸不同, 第八级和第九级透平的两个静叶隔板薄叶气封采取相同的结构。

1.3 网格划分

以 P2 方案为例给出网格划分方法。带动叶叶顶气封、静叶隔板气封及平衡孔结构的一级半透平三维计算域分如下: 静叶通道 S1、动叶通道 R1、静叶通道 S2、静叶隔板气封通道和动叶叶顶气封通道等区域, 网格划分对于这些区域单独进行。几何体构造和网格生成综合应用了 Gambit、ICEM 和 Turbogrid 等网格生成器, 采用结构化和非结构化网格联合使用的方法。构造网格时, 按照图 4 所示的分区方式进行, 分别构建每个区域的几何形状, 选择适当的网格生成软件对每个区域进行网格划分, 最后合并成一个计算域后再进行 N-S 方程求解。

图 4 流动模型的几何分区

对规则的几何体和叶栅流道, 采用结构化网格, 图 5 给出的是静、动叶及薄叶气封的网格划分; 对于不规则的几何体, 采用非结构化网格以便适用于复杂的几何形状。图 6 给出了静叶隔板与动叶叶轮之间的非结构化网格。

本算例所有计算域的总网格节点数约为 200 万, 采用 3 台 4 核 8 GB 内存的计算机进行并行计算。

1.4 计算方法与边界条件

本文的数值模拟采用商用软件 CFX 完成, 采用有限体积法离散 N-S 方程, 采用 $k-\omega$ 两方程湍流模型来封闭方程组, 离散格式为 CFX 的“高精度”格式, 选用自动时间步长, 时间步长因子设为 1。当动量方程、能量方程和湍流模型残差小于 10^{-5} 数量级, 监测点的流量值变化幅度小于 0.1% 时, 认为计算达到收敛。

图 5 静、动叶及薄叶气封结构化网格

图 6 静叶隔板与动叶叶轮之间网格

带有静叶隔板气封的一级半透平, 计算域与外界的连接面主要有 4 个(图 1), 其中入口 1 和入口 2 为第八级静叶和隔板入口界面, 出口 1 和出口 2 为第九级静叶和隔板出口界面。进出口边界条件采用的具体数值如表 1 所示。

表 1 界面上边界条件的给定方式

界面	边界条件及给定方式
入口 1, 入口 2	总压 8.015 MPa, 总温 690.25 K
出口 1	静压 6.022 3 MPa, 周向平均方式
出口 2	静压 6.022 3 MPa, 截面平均方式

在 CFX 中, 进出口边界条件有多种选取方式。入口 2 和出口 2 截面具有较强的旋涡运动, 进、出口平面都有气体流进和流出, 计算中选用开放边界条件, 选取压力无方向的进、出口条件以满足进出口强旋涡的流动特点。在计算域内动静部件对应的动静网格之间的交界面参数传递均采用 CFX 的 Frozen Rotor 模式。

2 计算方案可行性分析

计算方案 P2 直接将实际方案 P1 中的静叶隔板迷宫气封和动叶叶顶迷宫气封替换为所设计的薄叶气封,这种直接替换是否合理可行需要进行验证。本文主要验证不同气封形式的选取对一级半透平通流特性的影响。

图 7 给出的是一级半透平的 6 个流量计算截面,其中 1、5 处流量可代表气封 1 和气封 2 处的流量,6 处代表流过动叶叶顶气封的流量,规定图中箭头所示的方向表示各截面处流体流动的正方向。

图 7 一级半透平六个流量计算截面

表 2 给出了计算得到的 P1 和 P2 两个方案各个

表 2 P1 和 P2 两方案通过各计算截面的流量

kg/s

方案	截面					
	1	2	3	4	5	6
P1	0.041 343 9	0.077 841 3	0.036 497 4	-0.045 863 2	0.031 978 1	0.066 451 6
P2	0.010 133 6	0.077 006 0	0.066 872 4	-0.070 075 3	0.006 930 7	0.014 441 2

注:数据是对于单个流道的。

图 8 给出的是 P1 和 P2 工况下第九级静叶吸力面极限流线。对于第九级静叶片吸力面下部分极限流线,主要受到的影响因素是栅前叶轮空间内气流流入或流出及流量大小。流过平衡孔的气流,一部分流向下流气封,一部分从叶轮空间流向了主流,流入主流空间的气流将对下流叶栅吸力面通道涡的发展起到促进作用,因此 P1 和 P2 方案吸力面下通道涡抬起高度及影响范围都比不带平衡孔方案要大,同时由于 P2 方案采用的漏气量较小的薄叶气封,流入主流的气流流量较 P1 方案大,因此, P2 方案第九级静叶下通道涡的尺度是最大的。

因此,将一级半透平中的静叶隔板迷宫气封简单替换为薄叶气封的 P2 设计方案是不可行的。欲将薄叶气封合理地应用在透平级中,必须重新匹配设计上下级静叶隔板薄叶气封、平衡孔、动叶前后轴向间隙等相关结构。

计算截面处的流量。由表 2 的数据, P2 方案动叶叶顶气封的漏气量为 P1 方案的 21.73%,采用薄叶气封作为动叶叶顶密封装置,较采用迷宫气封显著地减少了动叶叶顶漏气量,更多的气流直接流经动叶做功,同时减少了泄漏流动对下级静叶顶部区域流场的干扰,这对提高涡轮的性能是有益的。通过第八级和第九级静叶隔板气封的泄漏流量 P2 方案分别约为 P1 方案的 24.51%和 22%,说明在具有迷宫气封和平衡孔的一级半透平(P1 方案)中直接引入薄叶气封(P2 方案),能够有效地降低隔板气封的泄漏量。薄叶气封较迷宫气封具有更好的封严性。

但是,从表 2 可以看到, P2 方案通过级内轴向间隙截面 3 由主流进入级间间隙的气流量较 P1 方案显著增加,增加幅度约为 83%,即动叶根部泄漏量增加,该泄漏流汇合静叶隔板薄叶气封的泄漏量流过平衡孔,两个方案通过平衡孔的泄漏量接近相等。通过平衡孔的漏气进入级后轴向间隙,其中一小部分气流由第九级静叶隔板薄叶气封 5 流出,余下一大部分气流由级后轴向间隙通过截面 4 进入主流。P2 方案通过级后轴向间隙进入主流的泄漏量比 P1 方案增加了 53%左右,这将严重恶化下级静叶的进汽条件,降低下级气动性能。这个问题是在进行气动设计时需要尽量避免的。

图 8 各个工况下第九级静叶吸力面极限流线

3 薄叶气封与平衡孔匹配设计

P2 方案虽然不可行,但该方案给设计者以启示,即欲达到应用薄叶气封和平衡孔降低级泄漏量

并改善流动性能, 需要从三方面入手: 一是要降低通过截面 3 主流向级内轴向间隙的泄漏量; 二是逆转八级后气流通过截面 4 的流动方向, 使主流有少量汽体流入级后轴向间隙; 三是调整九级静叶隔板气封 5 的漏气量, 使其能够通过平衡孔与截面 4 的流量之和。

3.1 级内轴向间隙设置气封

由 P2 方案计算结果能够看到, 级的泄漏量有两个来源: 一是静叶隔板气封; 二是级内轴向间隙。静叶隔板漏气已通过应用薄叶气封大幅下降, 而通过级内轴向间隙的漏气量同时大幅增加。如果后者的漏气量得到控制, 级的漏气量就会下降到预想值。由于静叶隔板与叶轮之间存在相对运动, 在由叶根至平衡孔外缘的轴向间隙内, 只能设置非接触式气封, 本文采用的是迷宫气封。为了保证由平衡孔漏入级后轴向间隙的气流不进入下级静叶前缘的主流, 下级(第九级)静叶隔板气封的泄漏能力必须略大于平衡孔的漏气量, 需要增加下级静叶隔板薄叶气封片之间的间距。

在方案 P2 的级内轴向间隙内分别尝试设置具有 2、3、4 及 5 个气封齿的迷宫气封, 下级静叶隔板薄叶气封的气封片之间的间距增宽为方案 P2 中此处气封的 3 倍。分别称这 4 种方案为不同迷宫气封齿方案, 并进行数值模拟, 计算结果表示在表 3 中。由表 3 中数据可见, 随着迷宫气封齿数的增加, 通过级内轴向间隙的泄漏流量逐渐减少, 通过级后轴向间隙漏入主流的汽体流量也逐渐降低, 当气封齿数增加到 5 个时, 通过级后轴向间隙的流动方向发生了逆转, 由主流流向级后轴向间隙。与 P1 方案对比, 迷宫气封齿数为 5 时, 不仅级的泄漏量显著减小, 而且泄漏流动方向实现了图 7 的预想方案, 基本消除了泄漏流对主流的干扰, 泄漏流量及其流动方向的匹配有利改善级的气动特性。为了便于下面对该方案详细分析, 将该方案简记为 P3 方案, 静动叶轴向间隙内设置的迷宫气封结构表示在图 9 中。

表 3 不同迷宫气封齿方案通过级计算截面的流量

kg/s

气封齿数/个	计算截面				
	1	2	3	4	5
2	0.012 482 3	0.065 352 6	0.052 870 3	-0.033 983 2	0.031 369 4
3	0.013 761 4	0.052 713 8	0.038 952 4	-0.017 931 4	0.034 782 4
4	0.014 255 1	0.037 506 4	0.023 251 3	-0.005 080 9	0.032 425 5
5	0.014 577 2	0.031 470 5	0.016 893 3	0.007 394 2	0.038 864 7

注: 数据是对于单个流道的。

图 9 静动叶轴向间隙内设置的迷宫气封简图

计算级轴向力的各壁面表示在图 10 中。如图 10 所示, H1 表示叶冠部位齿封侧壁面, H2 表示动叶流道的上下端壁壁面和叶片表面, H3 表示动叶叶轮上部壁面, H4 表示动叶叶轮下部壁面。

为了检验 P3 方案中级的轴向力变化, 将计算所得该方案的轴向力表示在表 4 中并与 P1 方案对比。如表 4 所示, P3 方案总轴向力与 P1 方案相比降低了 7.56%。H1 部位两个方案轴向推力大体相

当, 动叶入口和出口压差比 P1 方案稍大, 动叶所产生的轴向推力比 P1 方案略高。P3 方案轴向推力的降低主要发生在叶轮的两个侧面上, 由于 P3 方案采用薄叶隔板气封和级内轴向间隙迷宫气封, 加强了平衡孔均衡叶轮前后压力的作用, 叶轮两个侧面上作用的压差进一步降低, 产生的轴向推力也相对于 P1 方案有所降低。

图 10 用于计算轴向推力的各部分表面

表 4 P1 和 P3 方案级轴向力比较

位置	力/N	
	P1	P3
H1	84 775.6	88 220.0
H2	139 149.0	146 302.3
H3	-53 043.6	-64 715.0
H4	21 394.6	7 925.2
求和	192 275.6	177 732.5

注：表中数据是对于整圈的。

综上所述，采用 P3 方案，通过级内轴向间隙密封与下级静叶隔板气封漏气量的合理匹配，充分发挥了薄叶轴封与平衡孔改善泄漏流场以及降低轴向力的作用，达到了优化泄漏流场，提高透平级气动性能的目的，本文采用 P3 方案作为薄叶气封应用于透平级中的最终方案。

3.2 透平级主流流场性能分析

图 11 和图 12 分别表示 P1 和 P3 两个方案动叶吸力面极限流线和第九级静叶吸力面极限流线。对比两图叶根的通道涡分离线的抬起高度，可以看到泄漏流动的方向对叶栅根部分离流动的影响。泄漏流动在叶栅前缘流向轴向间隙，还是相反由轴向间隙流向主流，对叶栅根部前缘鞍点分离以及马蹄涡与通道涡的同步发展有显著影响。泄漏流由轴向间隙流向主流，流量愈大，对主流的干扰愈强烈，加

(a) P1 方案 (b) P3 方案

图 11 第八级动叶吸力面极限流线

(a) P1 方案 (b) P3 方案

图 12 第九级静叶吸力面极限流线

强马蹄涡与通道涡的同步发展，表现为提高通道涡分离线在出口边上的抬起高度，结果在增高泄漏损失的同时，增大叶栅的二次流损失。如果泄漏流动由叶栅根部前缘流入轴向间隙，则降低叶栅进口边界层厚度，削弱前缘鞍点分离，限制马蹄涡与通道涡的同步发展，使通道涡分离线在出口边上的抬起高度降低。

如图 12 所示，在级内轴向间隙内，P3 比 P1 方案漏入轴向间隙的泄漏流量小得多，在 P3 方案动叶叶根的出口边上，通道涡分离线抬起高度稍微大于 P1 方案。在级内轴向间隙内，P1 方案暴露的问题是漏气量较大，通过在轴向间隙内设置迷宫气封，大幅降低了漏气量，获益远胜于叶根二次旋涡的微弱增强。对于下级静叶，P3 方案静叶根部前缘少量主流被“吸”入级后轴向间隙，而 P1 方案在此处是泄漏流动进入主流，P1 方案下通道涡分离线的抬起高度远大于 P3 方案，这充分说明 P3 方案逆转 P1 方案级后泄漏流动方向，不仅能降低泄漏流动对主流的干扰，还为下级创造了良好的进汽条件。

表 5 给出了气流作用在如图 9 所示的各旋转部件壁面上的做功率。从表 5 中的数据可以看出，与 P1 方案相比，P3 方案中气流力在 H2 壁面即动叶上的做功率有较大提高，其原因是在 P3 方案中，级内轴向间隙设置了迷宫气封，大幅降低了动叶前缘主流的泄漏流量，流经动叶参与做功的气流流量增加。叶冠部位壁面(H1)和动叶叶轮下半部分壁面(H4)以及平衡孔附近的壁面(H3)，气流做的都是负功。这三处壁面的圆周速度都高于其附近气流，气流被叶轮拖动而耗功，耗功大小与漏气量成正比，因此 P3 方案负功的绝对值之和小于 P1 方案。在数量值上负功的绝对值相对级的做功量处于很小的量级。

表 5 气流作用在各旋转部件壁面上的功率 J/s

位置	方案	
	P1	P3
H1	-26 528.7	-25 640.8
H2	$2.706\ 0\times 10^7$	$2.746\ 4\times 10^7$
H3	-45 127.6	-43 036.1
H4	-53 761.6	-51 481.9
求和	$2.709\ 8\times 10^7$	$2.734\ 4\times 10^7$

注：表中数据是对于整圈的。

图 13 表示 P1 和 P3 两方案第八级透平节距质量流量平均等熵流动效率沿叶高的分布。从图 13 可以观察到，在叶展中部两方案的等熵流动效率几乎相等。由叶展中部朝向叶顶和叶根，P3 方案的效率比 P1 方案越来越高，而且叶根的提高量相对较大。P3 方案效率比 P1 方案高的原因可归结为下列

两点: 一是在静叶隔板应用薄叶气封、在级内轴向间隙应用迷宫气封降低了泄漏损失, 在动叶顶泄流量下降接近 4.6 倍(表 2), 通过平衡孔的泄流量减少 2.5 倍左右(表 3); 二是下级静叶前缘主流少量漏向级后轴向间隙, 消除了泄漏流进入主流对动叶出口流动的干扰, 降低了动叶根部区域的二次流损失。

图 13 透平级节距质量流量平均等熵流动效率沿叶高的分布

表 6 给出了方案 P1 和方案 P3 计算得到的第八级透平的总参数对比。由表 6 可见, 相对于 P1 方案, P3 方案主流流量虽然略低, 总做功功率增加大约 0.8%, 级反动度提高 0.7% 左右, 等熵流动效率增大近 1%。

表 6 第八级透平总参数计算结果比较

方案	流量/(kg/s)	功率/($\times 10^7$ J/s)	级压力反动度 Ω_p	等熵效率 $\eta_{is}(\%)$
P1	652.363	2.709 8	0.245 366	91.249
P3	651.542	2.734 4	0.252 372	92.152

注: 表中数据是对于整圈的。

4 结论

(1) 将已匹配设计合理的原型一级半透平的静叶隔板、动叶叶顶迷宫气封替换为薄叶气封, 结果级内轴向间隙漏气量大幅增加, 通过平衡孔的漏气量与原型相当; 此外, 级后轴向间隙流向主流的流量增大, 强化了泄漏流动对主流的干扰。因此, 要在透平级中应用薄叶气封, 达到降低泄漏损失和减弱甚至消除泄漏流动对主流的干扰, 必须重新匹配设计泄漏流动的相关结构。

(2) 在动叶顶部直接采用薄叶气封, 可降低叶顶泄漏损失并削弱对下级静叶叶顶流场的干扰, 而不影响隔板气封、轴向间隙与平衡孔的匹配设计。

(3) 静叶隔板采用薄叶气封, 级内轴向间隙采用具有长短齿的带凸肩迷宫气封, 并将下级静叶隔板薄叶气封的流量调至稍大于平衡孔的漏气量, 能

够达到合理匹配薄叶气封与平衡孔, 改善透平级的气动性能, 降低级轴向力, 同时为下游透平级提供良好的进汽条件。

(4) 相对于 P1 方案, P3 方案级做功功率增加约 0.8%, 级反动度提高 0.7% 左右, 等熵流动效率增高接近 1%, 轴向力下降 7.56%。

参 考 文 献

- [1] 茅声凯, 商中福, 尹莲华, 等. 改善汽轮机流通部分性能的现代技术[J]. 汽轮机技术, 1999, 41(3): 129-135. MAO Shengkai, SHANG Zhongfu, YIN Lianhua, et al. Modernization technologies for inhancing performance of steam turbine path[J]. Turbine Technology, 1999, 41(3): 129-135.
- [2] CHUPP R E, GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A, et al. Advanced seals for industrial applications: Dynamic seal development[J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(6): 1260-1266.
- [3] KANG Y, KIM T S, KANG S Y, et al. Aerodynamic performance of stepped labyrinth seals for gas turbine applications[R]. ASME, GT2010-23256, 2010.
- [4] NEEF M, SULDA E, SUERKEN N, et al. Design features and performance details of brush seals for turbine applications[J]. ASME, GT2006-90404, 2006.
- [5] 苏华, 陈国定. 指尖密封迟滞特性的机理分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 57-61. SU Hua, CHEN Guoding. Analysis on hysteresis characteristics of finger seal[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 57-61.
- [6] 宁方立, 张文治, 董梁. 圆柱形谐振管内非线性驻波的有限体积计算方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(16): 176-121. NING Fangli, ZHANG Wenzhi, DONG Liang. Finite volume algorithm for nonlinear standing waves in cylindrical acoustic resonators[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(16): 176-121.
- [7] NAKANE H, MAEKAWA A, AKITA E. The development of high-performance leaf seals[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126: 342-350.
- [8] WATANABE E, TANAKA Y, NAKANO T. Development of new high efficiency steam turbine[J]. Mitsubishi Heavy Industries, 2003, 40(4): 1-6.
- [9] 张宏涛, 王祥锋, 颜培刚, 等. 迷宫和薄叶气封结构与气动特性的对比分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(22): 148-154.

- ZHANG Hongtao, WANG Xiangfeng, YAN Peigang, et al. Comparative analysis of seal structure and aerodynamic characteristics of labyrinth and leaf seals[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(22): 148-154.
- [10] GRONDAHL C. Pressure actuated leaf seal feasibility study and demonstration[R]. AIAA, 2009-5167, 2009.
- [11] INGO H J J, ANDREW K O, GERVAS F. Negative stiffness in gas turbine leaf seals[R]. ASME, GT2011-46483, 2011.
- [12] 宋立明, 罗常, 李军, 等. 透平叶栅自动气动优化设计方法[J]. 机械工程学报, 2009, 45(9): 109-113.
SONG Liming, LUO Chang, LI Jun, et al. Automatic aerodynamic optimization method for turbine cascade[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(9): 109-113.
- [13] OYAMA A, LIOU M S, OBAYASHI S. Transonic axial flow blade shape optimization using evolutionary algorithm and three-dimensional navier-stokes solver[R]. AIAA, 2002-5642, 2002.
- [14] GIBONI A, MENTER J, PETERS P, et al. Interaction of labyrinth seal leakage flow and main flow in an axial turbine[R]. ASME, 2003-GT-38722, 2003.
- [15] PFAU A, KALFAS A I, ABHARI R S. Making use of labyrinth interaction flow[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2007, 129(1): 164-174.
- [16] 刘利宏, 方韧, 徐星仲, 等. 带平衡孔结构透平级内部流动的数值模拟[J]. 汽轮机技术, 2004, 46(2): 116-118.
LIU Lihong, FANG Ren, XU Xingzhong, et al. Numerical simulation for flow in turbine stages with balance holes[J]. Turbine Technology, 2004, 46(2): 116-118.
- [17] LUO Chang, SONG Liming, LI Jun, et al. Numerical study of internal flow fields in steam turbine stages with balance holes[R]. ASME, GT2010-23704, 2010.

作者简介: 张宏涛, 男, 1971 年出生, 博士研究生。主要研究方向为叶轮机设计及流动控制。

E-mail: hevkiid@163.com

王祥锋(通信作者), 男, 1979 年出生, 博士, 讲师, 硕士研究生导师。主要研究方向为叶轮机机械气体动力学。

E-mail: wxf6046516@gmail.com