

考虑静叶封严泄漏对压气机端区影响的 三维叶片优化

何 柳, 蒋洪德

(清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘 要: 鉴于静叶叶根封严齿间隙的泄漏对压气机端区所产生的不利影响, 取某带静叶封严结构的双级轴流压气机为研究对象, 采用遗传算法对其进行了气动数值优化. 优化自变量为所选双级轴流压气机的后面级静叶近轮毂区叶型的安装角和前缘角, 优化目标为极大化该双级轴流压气机的等熵效率. 优化后, 双级轴流压气机设计点的等熵效率提高了约 0.2 个百分点. 所优化的静叶近轮毂处呈现出了明显的端弯效果. 双级轴流压气机性能改善的主要原因是, 通过对后面级静叶根部叶型的调整, 使其端区来流的攻角值落在了该叶型的最优设计攻角的附近.

关 键 词: 重型燃气轮机; 轴流压气机; 封严齿; 气动数值优化; 端弯叶片

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Three-dimensional blade optimization considering effect of stator seal leakage on end-wall in compressor

HE Liu, JIANG Hong-de

(Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Considering the negative effect of the leakage of the labyrinth seal gap close to the stator root on the end-wall in the compressor, a two-stage axial compressor of the stator seal structure was chosen as the research subject. Genetic algorithm (GA) was applied to conduct numerical aerodynamic optimization of this two-stage axial compressor. The optimization variables included the stagger angles and the leading-edge angles of the airfoils close to the hub of the rear-stage stator, and the optimization object was to achieve the maximum isentropic efficiency of the two-stage axial compressor. After the optimization, the isentropic efficiency of the two-stage axial compressor in the design point increased by 0.2 percentage points, and the rear-stage stator obviously showed the end-bend blading close to the hub. The main reason for the improvement of the two-stage axial compressor performance is that after the root airfoils of the rear-stage stator have been modified by the optimization, the incidences of the upstream flow close to the end-wall are located close to the optimal design incidences of these airfoils.

Key words: heavy-duty gas turbine; axial compressor; labyrinth seal; numerical aerodynamic optimization; end-bend blade

在航空发动机和燃气轮机中不可避免地存在着结构间隙以及由此所产生的间隙泄漏流, 比如压气机中旋转轮盘与静子内环之间的间隙. 间隙

泄漏流不但会带来损失, 影响效率, 而且会增大流动阻塞, 减少有效通流面积, 威胁到压气机运行的稳定性. 为抑制泄漏所产生的不利影响, 工程上常

采用篦齿封严等措施,其具有明显地减少泄漏流量和改善压气机性能的潜力。

关于封严篦齿间隙的泄漏,国内外利用实验和 CFD 数值模拟相结合的方法做了比较多的研究^[1-5]。一方面,研究者对于泄漏间隙内部的流动进行了研究^[6],分析了影响泄漏流量的种种因素,比如篦齿的齿数和齿形、上下游的静压差、壁面的转速等,并在此基础上建立了简化的经验模型以预测泄漏量;另一方面,研究者通过对泄漏流与压气机主流的相互作用的研究,分析了其对主流流场所造成的影响。比较有代表性的工作包括:Wellborn 等^[7-8]对某低速多级压气机的叶根间隙泄漏流进行了实验研究,发现静叶的叶根泄漏会影响下游叶排的流动,并进而降低压气机的总压比和效率,影响压气机的性能和稳定性。Lejambre 等^[9]通过研究发现,上游叶根间隙的泄漏流会以射流的方式进入主流,而下游的叶根间隙则会对端区流动产生抽吸作用。其中,射流对主流所产生的干扰影响更大。

近年来,有些研究者通过考虑泄漏对压气机端区流场的影响,进而指导压气机流道或端区叶型的改进^[10]。但上述工作还是对于性能分析的研究较少,特别是通过研究获取的在实际工程中有帮助的经验性结论或规律尚少。为此,本文考虑静子内环封严间隙的泄漏流对其端区流场的影响,采用气动数值优化的方法对某压气机进行三维优化,通过对比来分析性能改善的原因以获得有益的结论来为压气机设计提供参考和帮助。

1 研究对象及简化处理

本文选取自主设计的多级轴流压气机的中间两级作为研究对象。图 1 给出了该双级轴流压气机的子午面示意图。其中,第 2 级静叶带有封严篦齿结构。本文为了表述方便,在后面的内容中称所选的研究对象为双级轴流压气机。

为了减少 CFD 数值模拟的计算网格数以加

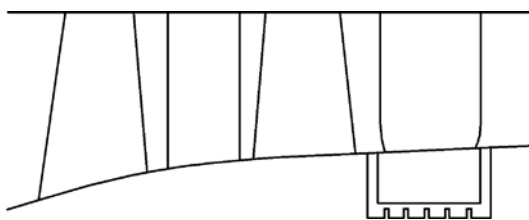


图 1 带封严篦齿结构的双级轴流压气机示意图

Fig. 1 Sketch of the two-stage axial compressor with the labyrinth seal structure

快优化速度,对篦齿结构进行了简化处理,如图 2 所示。这里以某一高度为 ΔH 的狭缝代替篦齿,其所选择的 ΔH 值保证了封严间隙的泄漏流量基本不变。

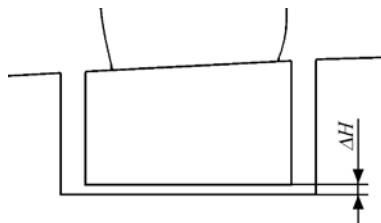


图 2 优化过程代替篦齿的简化封严结构的示意图

Fig. 2 Sketch of the simplified seal structure to replace the labyrinth in optimization

2 数值模拟方法和优化方法

本文使用商用软件 NUMECA 进行三维 CFD 数值模拟。其中,使用 AutoGrid 模块生成叶片通道网格,叶片网格类型为 H-O-H 型,而封严结构的网格划分成若干个块。图 3 给出了封严结构附近的子午面网格。

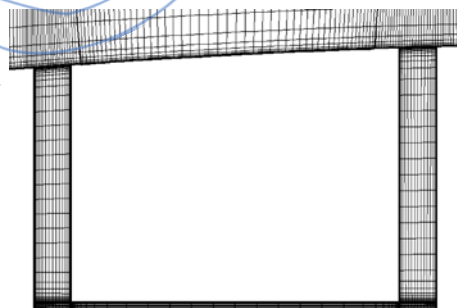


图 3 封严结构附近的子午面网格

Fig. 3 Meridional mesh close to the seal structure

使用 flow-integrated-environment (FINE) 模块求解定常黏性流场。对流项的空间离散格式为带 2,4 阶黏性的中心差分格式。时间离散格式为 4 步 Runge-Kutta 显式格式, Courant-Friedrich-Levy number (CFL 数) 取 3。采取当地时间步长、隐式残差平均和多重网格等加速收敛技术。湍流模型选用 Spalart-Allmaras 一方程模型。

对于所选取的双级轴流压气机这个研究对象,其边界条件的取法为:进口域给定沿展向分布的周向平均的总压、总温、湍流黏度、径向气流角、周向气流角;出口域给定背压;静叶通道与封严间隙的交界面,采用的是非完全匹配混合面边界条件^[11]。

优化算法采用具有全局寻优能力的遗传算法. 其中, 本文采用了自主开发的基于文献[12]提出的仿二进制交叉算子和基于参数的变异算子所开发的带约束的单目标优化的遗传算法程序. 其特点是具有快速的寻优能力, 在处理约束优化问题时不需要构造惩罚函数^[13]. 在考虑封严泄漏的叶片优化中, 选择第2级静叶10%展高以下的叶型进行优化. 其中, 优化自变量为所选叶型的安装角(定义为弦线与轴线的夹角)和前缘角(定义为前缘切线与弦线的夹角, 见文献[14]), 见图4, 并通过多项式插值实现叶片其他展高的光滑过渡; 优化目标则是极大化双级轴流压气机的等熵效率.

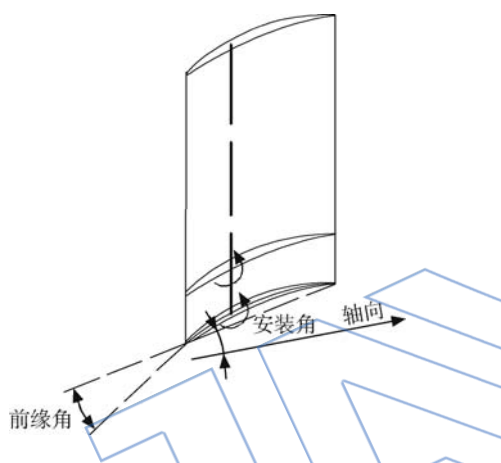


图4 优化自变量示意图

Fig. 4 Sketch of the optimization variables

3 封严泄漏对双级轴流压气机性能的影响

首先特别指出对双级轴流压气机端区流场影响较明显的因素主要有两个: 端壁附面层和封严泄漏. 此外, 原始的静叶叶根如果存在设计问题, 比如攻角不匹配, 也会在后来的封严泄漏优化和分析中产生混淆. 因此, 为了在一定程度上恰当评估封严泄漏的影响和后面便于对考虑其影响的叶片优化的对比分析, 在本文工作开展之前, 先仅考虑端壁附面层的影响对第2级静叶近轮毂区的叶型进行优化. 原自主设计的第1, 2级静叶均为直叶片, 但如图1所示的第2级静叶已经有所变化. 然后, 本文在此基础上, 同时考虑端壁附面层和封严泄漏的影响继续优化. 后文所指的初始设计就是端壁附面层优化后所得的双级轴流压气机.

为了说明封严间隙的泄漏流如何对压气机流场造成影响, 图5给出了设计点有无封严间隙泄

漏流的第2级静叶排沿展向分布的总压恢复系数对比. 图中 ori. without leak. 指不带封严结构的初始设计, ori. with leak. 指带封严结构的初始设计. 可以看出, 对于存在封严泄漏的情况, 静叶30%展高以下的总压恢复系数有所减小, 8%~15%展高下降比较明显, 达到了近1.0个百分点, 而其他展高的变化相对不明显. 图6给出了第2级静叶近出口截面的熵对比. 可见, 近轮毂区域的熵损失明显增加. 这主要因为: ①静叶封严间隙泄漏本身已是高损失低能流, 在进入主流后, 这部分熵损失也会被引入主流; ②泄漏流与主流相掺混后, 干扰了主流区气体的流动, 导致静叶根部出现堵塞, 分离增大, 造成静叶通道内的有效流通面积减小, 进而加剧了吸力面角区分离和沿叶背的二次流, 从而导致静叶近轮毂附近效率的下降.

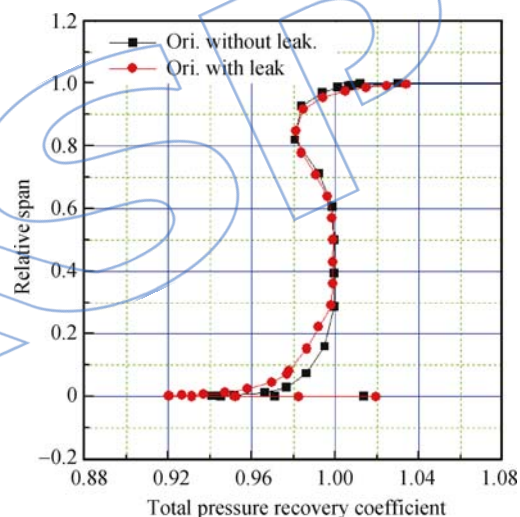
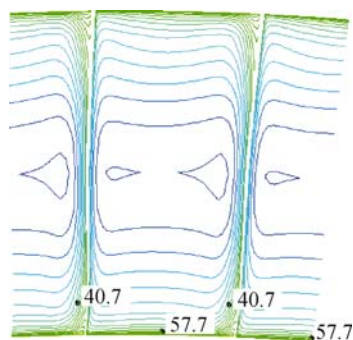


图5 有无泄漏第2级静叶总压恢复系数的对比

Fig. 5 Comparison of total pressure recovery coefficient of the second stage stator with and without leakage



(a) 不带封严结构的初始设计

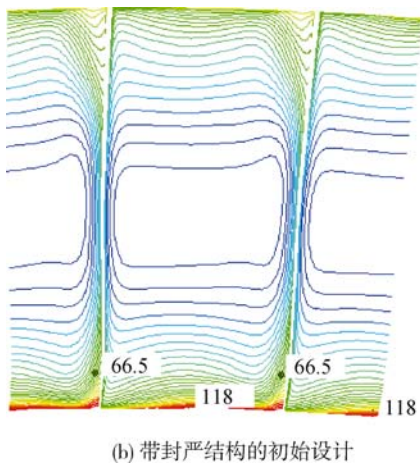


图6 有无泄漏第2级静叶近出口截面的熵对比
(单位: $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)

Fig. 6 Comparison of entropy close to the second stage stator outlet with and without leakage
(unit: $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)

4 考虑封严泄漏的叶片优化

对带有简化封严结构的双级轴流压气机进行了优化设计,下面对优化前后压气机的流场进行对比分析.在下文中,如无特殊说明,base ori. 指带封严结构的初始设计,leakage opt. 指优化所得的带封严结构的最优设计.

图7为优化前后的第2级静叶的3-D造型和近轮毂处叶型的对比.如图所示,根部叶型的安装角有了一定的增加,进口几何角也有所增大,其中,几何角定义为中弧线切线与轴线的夹角.而从整体的3-D叶片造型来看,优化前根部已呈现出一定的端弯,而优化后端弯效果更为明显.

下面再对优化前后的带封严结构的双级轴流压气机的特性线进行对比,如图8所示.相对于带

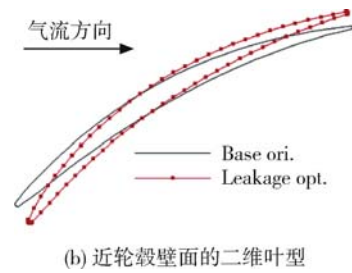


图7 优化前后的第2级静叶造型对比

Fig. 7 Comparison of shaping of the second stage stator before and after optimization

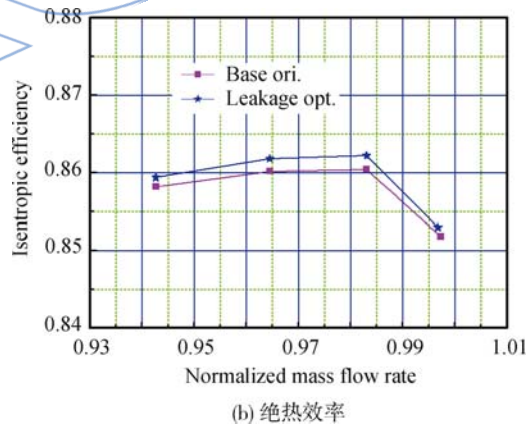
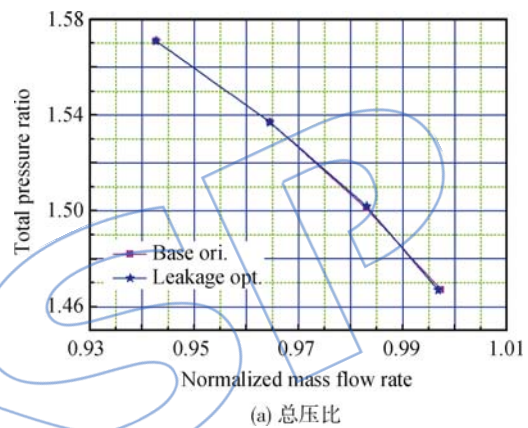
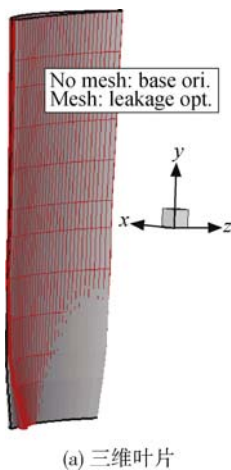


图8 优化前后双级轴流压气机的特性线对比

Fig. 8 Comparison of characteristics curves of the two-stage axial compressor before and after optimization

封严结构的初始设计,优化之后的双级轴流压气机的总压比变化并不明显;设计点的等熵效率提高了约0.2个百分点;小流量工况点的效率也提高了近0.13个百分点.总体来说,优化设计对带封严结构的压气机的性能有所改善.

图9和图10分别给出了优化前后设计点的第2级静叶排沿展向分布的总压恢复系数和其吸



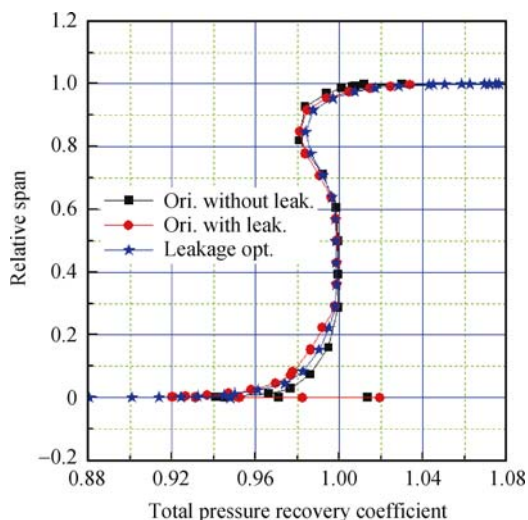


图9 优化前后第2级静叶总压恢复系数的对比
Fig. 9 Comparison of limit total pressure recovery coefficient of the second stage stator before and after optimization

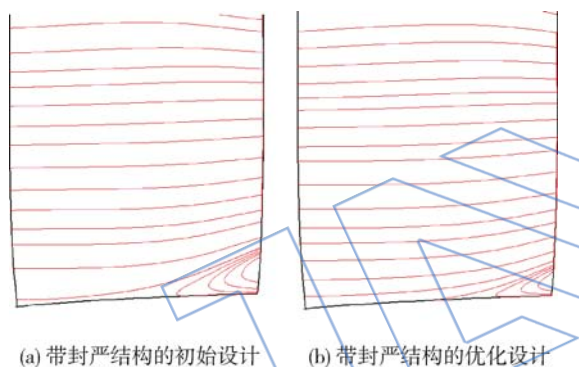


图10 优化前后第2级静叶吸力面的极限流线对比
Fig. 10 Comparison of limited stream lines on suction surface of the second stage stator before and after optimization

力面上的极限流线对比. 可见, 优化后静叶约30%展高以下的总压恢复系数有所提高, 增加幅度较明显之处达到了近0.5个百分点, 但仍较不带封严结构的情况为小; 吸力面尾缘角区的分离范围有所减小, 这对压气机的性能提高和损失减少是有利的. 整体性能的提高和内部流动情况的改善说明本文考虑封严泄漏的叶片优化是有效的.

图11为优化前后的第2级静叶进口处沿展向分布的周向气流角和几何角分布对比, 图12为对应的第2级静叶攻角分布对比. 可见, 优化后静叶进口10%展高以下的周向气流角增加约 1° . 但如图7和图11所示, 相比于初始设计, 约37%展高以下的叶型进口几何角有明显的增大, 使得来流正攻角减小. 特别地, 10%~37%展高之间的来

流攻角基本控制在了 1.5° 以内, 见图12. 该双级轴流压气机的动静叶的叶型均采用了NACA-65系列的标准叶型. 根据文献[15]可知, 优化后的攻角值落在了该系列叶型的最优设计攻角附近, 这也是静叶根部性能改善的主要原因.

同样地, 由图11可知, 静叶叶尖的来流正攻角设计的不够合理, 造成尖部存在较大的损失, 见图9. 因此, 该双级轴流压气机的性能尚有较大的改善潜力, 其进一步的设计改进将在今后的工作中完成.

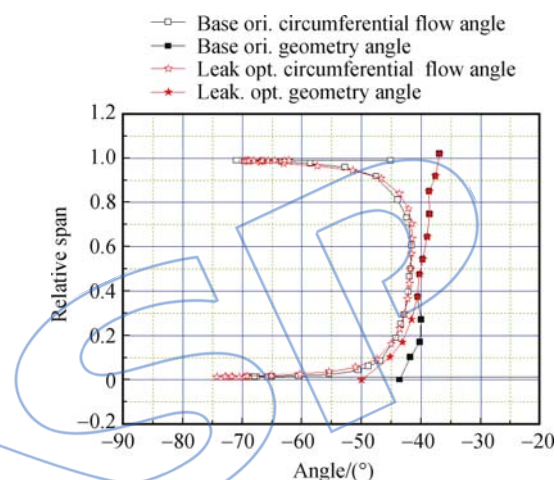


图11 优化前后的第2级静叶进口处的周向气流角和几何角分布对比

Fig. 11 Comparison of circumferential flow angles and the geometry angles at the second stage stator inlet before and after optimization

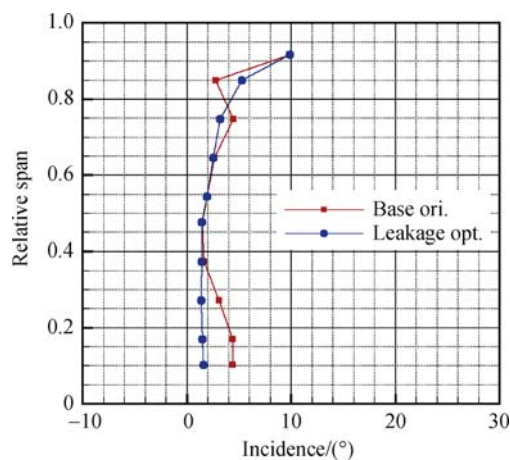


图12 优化前后的第2级静叶的攻角分布对比
Fig. 12 Comparison of incidences of the second stage stator before and after optimization

5 结 论

1) 以某带有封严结构的双级轴流压气机为研究对象,通过对其所进行的数值模拟,研究了泄漏流对压气机性能的影响.结果表明,封严泄漏造成了静叶近轮毂处的流动堵塞,使其叶根的附面层增厚,加剧了吸力面角区分离,增加了根部损失.

2) 对所研究的带封严结构的双级轴流压气机进行了优化设计.优化自变量选取了第2级静叶10%展高以下叶型的安装角和前缘角,优化目标为极大化压气机的等熵效率.优化后该压气机设计点的等熵效率提高了约0.2个百分点.第2级静叶近轮毂处呈现出了明显的端弯效果.优化后由泄漏流所引起的根部阻塞和损失有所减少.

3) 通过对比优化前后压气机的流场,发现效率提高的主要原因是,对第2级静叶根部NACA-65叶型的调整,使其端区来流的攻角值落在了该系列叶型的最优设计攻角附近.研究表明,在设计过程中若考虑真实的端区流动对获得高性能的压气机是有帮助的.

参考文献:

- [1] Wasserbauer C A, Weaver H F, Senyitko R G. NASA low-speed axial compressor for fundamental research [R]. NASA TM 4635, 1995.
- [2] Heidegger N J, Hall E J, Delaney R A. Parameterized study of high-speed compressor seal cavity flow[R]. AIAA 96-2807, 1996.
- [3] Shabbir A, Celestina M L, Adamczyk J J, et al. The effect of hub leakage flow on two high speed axial flow compressor rotors[R]. ASME Paper 97-GT-346, 1997.
- [4] Rosic B, Denton J D, Curtis E M. The influence of shroud and cavity geometry on turbine performance: an experimental and computational study; Part 1 shroud geometry [R]. ASME Paper GT2007-27769, 2007.
- [5] Naylor E, Montomoli F, Hodson H, et al. Numerical modeling of cavity in multistage axial compressors[R]. ISABE-2009-1186, 2009.
- [6] 纪国剑. 航空发动机典型菟齿封严泄漏特性的数值和实验研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2008.
JI Guojian. Numerical and experiment investigation of sealing characteristics on typical labyrinth seals in aeroengine [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [7] Wellborn S R, Tolchinsky I, Okiishi T H. Modeling shrouded stator cavity flows in axial-flow compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 55-61.
- [8] Wellborn S R, Okiishi T H. The influence of shrouded stator cavity flows on multistage compressor performance [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 486-498.
- [9] Lejambre C R, Zacharias R M, Biederman B P, et al. Development and application of a multistage Navier-Stokes flow solver; Part II application to a high pressure compressor design[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2): 215-223. (in Chinese)
- [10] 马文生, 禄堃, 顾春伟. 压气机静叶气封几何优化与流动分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(8): 1288-1290.
MA Wensheng, LU Kun, GU Chunwei. Compressor stator seal cavity geometry optimization and flow analysis[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(8): 1288-1290. (in Chinese)
- [11] Denton J D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines [J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1): 18-26.
- [12] Deb K. An efficient constraint handling method for genetic algorithms[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2000, 186(2): 311-338.
- [13] 何柳. 基于气动变量参数化的轴流压气机三维气动数值优化[D]. 北京:北京航空航天大学, 2011.
HE Liu. Three-dimensional aerodynamic optimization for axial-flow compressors based upon the aerodynamic parameters [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [14] 彭泽琰, 刘刚. 航空燃气轮机原理:上册[M]. 北京:国防工业出版社, 2001.
- [15] NASA. 轴流压气机气动设计[M]. 秦鹏, 译. 北京:国防工业出版社, 1975.