

文章编号:1674-8190(2013)03-319-08

高压涡轮导叶非轴对称端壁优化设计

那振喆,刘波,高丽敏

(西北工业大学 动力与能源学院,西安 710072)

摘要:为使高压涡轮导叶非轴对称端壁造型在减少二次流损失、提高气动性能方面更好的发挥作用,以某一级高压涡轮为研究对象,采用端壁参数化造型、三维 Navier-Stokes(N-S)方程流场求解和基于人工神经网络的遗传算法相结合的优化方法对涡轮导叶进行非轴对称端壁的优化设计。优化目标为在控制涡轮导叶进口质量流量、出口马赫数及出口气流角的情况下,导叶出口总压损失系数和出口二次流动能最小化。对比分析优化前后端壁对涡轮导叶出口参数和涡轮级性能的影响。结果表明:优化后得到的非轴对称端壁有效地改善了涡轮导叶通道内的流场,抑制了通道内二次流涡系的发展,降低了导叶出口处的流动损失,涡轮导叶出口总压损失系数降低了 14.85%,高压涡轮级等熵效率提高了 0.456%。

关键词: 高压涡轮;非轴对称端壁;优化设计;总压损失系数;二次流动能

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Optimization Design of Non-axisymmetric End Wall in a High Pressure Turbine Guide Vane

Na Zhenzhe, Liu Bo, Gao Limin

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to make optimization design of non-axisymmetric end wall in high pressure(HP) turbine guide vane play a better role reducing the secondary flow losses and enhancing the aerodynamic performance, a HP turbine is taken as a research object, using the methods which combined end wall parameterization, three-dimensional Navier-Stokes(N-S) flow computation, and genetic algorithm(GA) based on artificial neural network(ANN) to optimize the non-axisymmetric end wall in a HP turbine guide vane. The objective of optimization design is to minimize the total pressure loss coefficient and secondary kinetic energy(SKE) at the stator exit while the inlet mass flow, the exit Mach number and the exit flow angle are controlled. The influences on the parameters at the stator exit and the stage performance of the HP turbine are compared and analyzed between pre and post optimization. The analysis results indicate that the optimized non-axisymmetric end wall can effectively improve the flow field through suppressing the development of secondary flow vortex system in the HP turbine stator so as to reduce the flow loss at the stator exit. And the total pressure loss coefficient at the stator exit reduces by 14.85%, while the stage isentropic efficiency increases by 0.456%.

Key words: high pressure turbine; non-axisymmetric end wall; optimization design; total pressure loss coefficient; secondary kinetic energy

0 引言

叶轮机械内部各种复杂流动带来不同的流动损失,其中叶片通道内二次流引起的损失在总损失中占很大比例。20世纪60年代起,各国专家学者就开始进行大量控制叶片通道内流动、减小二次流

收稿日期:2012-11-09; 修回日期:2013-01-11

基金项目:国家自然科学基金(51236006)

通信作者:那振喆, na_wuli@163.com

损失的理论分析和试验研究,提出并发展了弯扭联合叶型、弯掠复合叶型、后加载叶型、子午通道型线收缩、非轴对称端壁造型等技术。其中,非轴对称端壁造型技术已经被证明是减少叶片通道内二次流损失的有效途径之一。

20世纪90年代起,国外学者开始非轴对称端壁研究工作。1994年,M. G. Rose^[1]首先提出了非轴对称端壁造型技术概念及其基本原理,并将该技术应用于涡轮导叶中。1999年,N. W. Harvey等^[2]提出了FAITH端壁成型方法,并从数值模拟角度证实了非轴对称端壁能减弱涡轮叶栅中二次流强度,减少二次流损失。1999年,J. C. Hartland等^[3]将非轴对称端壁造型技术应用于Durham叶栅中,进行了试验研究,结果进一步证实非轴对称端壁是减少叶片通道内二次流损失的有效途径之一。2001年,G. Brennan等^[4]和M. G. Rose等^[5]在Trent500高压涡轮上应用了非轴对称端壁造型技术,进行了数值模拟和试验研究,结果表明:应用该造型技术后效率分别提高了0.4%和 $0.59 \pm 0.25\%$,同时,证实了在级环境下应用非轴对称端壁造型技术的可行性。随后一些专家和学者们^[6-12]相继证实了非轴对称端壁造型技术在叶轮机应用中的可行性和有效性。

近年来,国内一些学者也开始对非轴对称端壁造型技术进行探索和研究,并相继提出了非轴对称端壁的三角函数造型法^[13]和压差造型法^[14]。刘波等^[15]利用数值模拟方法分析了非轴对称端壁减少涡轮叶栅通道内二次流动损失的机理。

然而,由于现有的非轴对称端壁造型设计方法的局限性,传统型设计方法很难找到最佳的非轴对称端壁,不能进一步挖掘非轴对称端壁在减少二次流损失、提高气动性能方面的巨大潜力。但随着计算机性能和全三维流场数值模拟的不断发展,利用优化手段,可以实现非轴对称端壁优化设计。

本文运用Numeca商用软件对某一级高压涡轮导叶轮毂进行非轴对称端壁优化设计,对优化前后高压涡轮进行全三维流场数值模拟,并对比分析优化前后涡轮导叶出口处的气动性能和高压涡轮的级性能,该研究对非轴对称端壁造型更好的应用于高压涡轮具有一定意义。

1 优化设计

将端壁参数化造型、三维N-S方程流场求解与基于人工神经网络(Artificial Neural Network,简称ANN)的遗传算法(Genetic Algorithms,简称GA)相结合,保证涡轮导叶出口参数变化范围不大,以减小该涡轮导叶出口处的总压损失和二次流动能为目的,得到相应的最佳非轴对称端壁造型。

1.1 优化方法概述

优化过程采用基于人工神经网络的遗传算法,对高压涡轮导叶轮毂进行非轴对称端壁优化设计。对端壁参数化并选取生成端壁曲面控制点,对控制点随机赋值,生成不同形状的非轴对称端壁。对具有不同非轴对称端壁的高压涡轮导叶进行全三维流场计算,建立一个有限个样本的数据库,人工神经网络根据对数据库的学习及对网络中联权值的训练,能够预测出控制点与目标函数之间的函数关系。通过遗传算法找到上述函数关系中的最优解(即最佳非轴对称端壁造型),该最优解一般不是数据库中的样本。如果所得最优解不满意,可对该最优解进行流场计算,并建立一个新样本添加到数据库中,重新进行一次循环。随着循环的进行,数据库中样本的数量将逐渐增加。同时,人工神经网络也能更准确地预测出控制点与目标函数之间的函数关系,找到全局的最优解。

1.2 端壁造型的参数化

对涡轮导叶中的轮毂进行非轴对称端壁优化设计,需对端壁进行参数化,即根据选定的控制点建立叶片通道内非轴对称端壁的几何形状。在优化过程中,非轴对称端壁的应用范围起始于涡轮导叶前缘,终止于涡轮导叶尾缘,即整个叶片通道。

对端壁进行参数化,优化过程采用由一组端壁型线放样生成端壁曲面的设计方法。其中,端壁型线是以叶片中弧线为基准,在叶片通道内等距分布的五条线。每一条型线,沿轴向方向选取等距分布的五个点作为控制点,然后根据Bezier曲线,由这五个控制点来确定该型线的具体形状。因此,在优化过程中,共有二十五个控制点,每个控制点沿叶

高的变化范围为-10~10 mm,约占叶高的 20%。

参数化后的非轴对称端壁是通过这组型线生成的放样曲面,如图 1 所示。

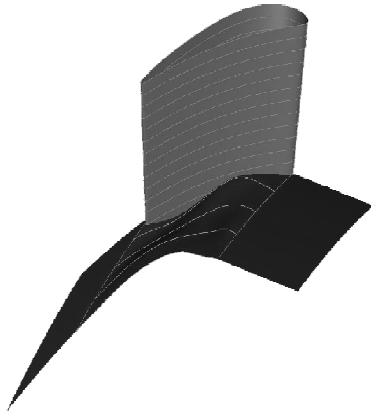


图 1 非轴对称端壁示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the non-axisymmetric end wall

1.3 目标函数设定

优化设计中,目标函数应满足优化前后高压涡轮导叶的进口质量流量、出口马赫数和出口气流角尽量不变,同时涡轮导叶出口总压损失系数和二次流动能最小化。对于该多目标优化问题,可通过在罚函数中引入权重因子,将多目标优化问题转化为单目标优化问题,目标函数具体定义如下:

$$F = w_{Cp_t} P_{Cp_t} + w_{SKE} P_{SKE} + w_W P_W + w_{Ma} P_{Ma} + w_{\beta} P_{\beta} \quad (1)$$

式中: P 为相应参数的罚函数; w 为相应罚函数的权重因子;下标 Cp_t 和 SKE 分别为导叶出口总压损失系数和出口二次流动能; W 为导叶进口质量流量; Ma 和 β 分别为导叶出口马赫数和出口气流角。

罚函数的具体定义如下:

$$P = \left(\frac{|Q_{imp} - Q|}{Q_{ref}} \right)^k \quad (2)$$

式中: Q_{imp} 为相应参数的目标值; Q 为相应参数的计算值; Q_{ref} 为相应参数的参考值,一般取为目标值 Q_{imp} ; k 一般取为 2。

因此,可根据式(1)通过调整各罚函数的权重因子 w 实现优化设计目的。在优化过程中更侧重于涡轮导叶出口处总压损失系数最小化。目标函数的具体设定如表 1 所示。

表 1 目标函数中各参数的设定情况

Table 1 Settings of the objective function

优化参数	目标值 Q_{imp}	权重因子 w	$\frac{w_i P_i}{F} \times 100\%$
总压损失系数(Cp_t)	0.0	8000	71.68
二次流动能(SKE)/ ($kg(m \cdot s^2)^{-1}$)	0.0	1×10^{-6}	11.20
出口质量流量(W)/($kg \cdot s^{-1}$)	68.731	20 000	9.80
出口马赫数(Ma)	1.002 8	20 000	3.41
出口气流角(β)/($^\circ$)	-76.145	20 000	3.91

从表 1 可以看出,导叶出口总压损失系数所对应的罚函数在目标函数中占的比例较大,达到 71.68%。

经过优化设计后的非轴对称端壁等高线,如图 2 所示。

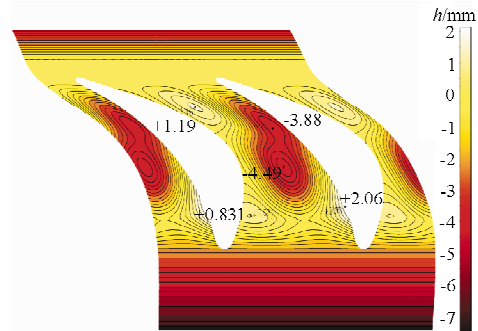


图 2 优化设计后的非轴对称端壁等高线图

Fig. 2 Height contouring of the optimized non-axisymmetric end wall

2 数值模拟

在对高压涡轮进行数值模拟时先利用 Numeca 的 AutoGrid5 模块自动生成 O4H 网格,再采用 FINE/Turbo 模块进行全三维流场定常计算。数值模拟分为两部分,优化过程中对高压涡轮导叶的流场计算和优化前后对整级高压涡轮的数值模拟。数值模拟过程中,高压涡轮导叶均采用相同的 O4H 网格结构,近壁面处网格均加密处理,最贴近壁面网格与壁面间距为 5×10^{-6} m,所对应的 Y^+ 值为 4.64,满足流场计算所用湍流模型的适用范围,涡轮导叶网格节点总数约为 51 万;对于整级高压涡轮的数值模拟,涡轮动叶同样采用 O4H 网格结构和相同的近壁面网格加密处理方式,叶顶间隙内采用蝶形网格结构控制网格质量,涡轮动叶网格节点总数约为 50 万。数值模拟所用网格如图 3 所

示。全三维流场计算采用 Spalart-Allmaras(S-A) 湍流模型求解相对坐标系下的三维时均守恒型 Reynold-Averaged Navier-Stokes(RANS)控制方程,空间离散格式为中心差分格式。边界条件为进口给定总温、总压,并设定轴向进气;出口给定静压;壁面给定无滑移边界条件。

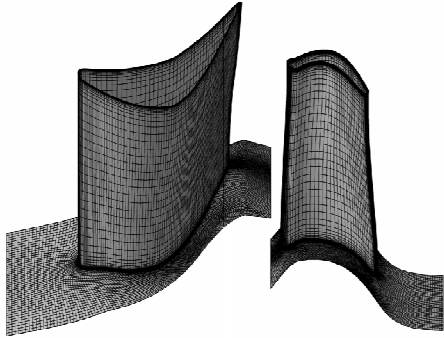


图3 计算网格示意图

Fig. 3 Schematic diagram of numerical grids

3 二次流动能近似定义方法

二次流的准确定义尚未统一,可认为是与主流方向不一致流动的统称。对二次流的确定其实是对主流方向的确定。由于 Numeca 商用软件在流场数值模拟过程中没有给出可行的二次流计算方法,因此根据优化设计需要,对高压涡轮导叶出口处的二次流进行近似定义,质量平均速度定义为该出口处的主流速度,即

$$\mathbf{v}_{\text{prim}} = \frac{\int \rho_{\text{outlet}}(r, \varphi) \mathbf{v}_{\text{outlet}}(r, \varphi) ds}{\int \rho_{\text{outlet}}(r, \varphi) ds} \quad (3)$$

将导叶出口处每一点的实际速度与该主流速度作矢量减法,即可得到涡轮导叶出口处的二次流速度,即

$$\mathbf{v}_{\text{sec}}(r, \varphi) = \mathbf{v}_{\text{outlet}}(r, \varphi) - \mathbf{v}_{\text{prim}} \quad (4)$$

根据导叶出口处的当地密度可以得到涡轮导叶出口处每一点的二次流动能,即

$$SKE = \frac{1}{2} \rho_{\text{outlet}}(r, \varphi) |\mathbf{v}_{\text{sec}}(r, \varphi)|^2 \quad (5)$$

4 结果分析

为了便于对比分析,记优化前的轴对称端壁为 Axisy_Ori,优化后的非轴对称端壁为 NAxisy_Opt。

4.1 高压涡轮导叶性能分析

在级环境下对优化前后的高压涡轮导叶分别进行数值模拟,对比分析涡轮导叶出口处的气动性能。

4.1.1 总压损失系数

优化目标之一是减小高压涡轮导叶出口处的总压损失系数,具体定义公式:

$$C_{p_t} = \frac{p_{t_{\text{inlet}}} - p_t}{\frac{1}{2} \rho_{\text{outlet}} v_{\text{outlet}}^2} \quad (6)$$

式中: $p_{t_{\text{inlet}}}$ 为高压涡轮导叶进口总压; p_t 为高压涡轮导叶当地总压; ρ_{outlet} 和 v_{outlet} 分别为高压涡轮导叶出口密度和出口速度。

优化前后高压涡轮导叶出口质量加权平均总压损失系数的对比,如表2所示。

表2 优化前后总压损失系数对比

Table 2 Comparison of total pressure loss coefficient at the stator exit between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

状态	C_{p_t}	C_{p_t} 下降百分比/%
优化前	0.116 733	0.00
优化后	0.099 402	14.85

从表2可以看出,优化后的非轴对称端壁有效降低了高压涡轮导叶出口处的总压损失达14.85%。

优化前后,高压涡轮导叶出口周向质量加权平均的总压损失系数沿叶高的变化情况,如图4所示。

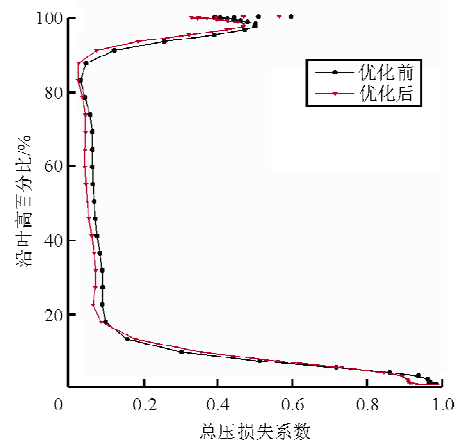


图4 优化前后导叶出口总压损失系数沿叶高分布图

Fig. 4 Total pressure loss coefficient distribution at the stator exit between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

从图 4 可以看到,优化后的非轴对称端壁,使涡轮导叶出口处的总压损失,在近端壁附近有少量的增加,但在贴近端壁处(即约 4%叶高以下)有所减少;从 16%叶高到叶顶,导叶出口处的总压损失在非轴对称端壁的作用下均有显著下降。

优化前后总压损失系数在高压涡轮导叶出口截面处的分布云图,如图 5 所示。

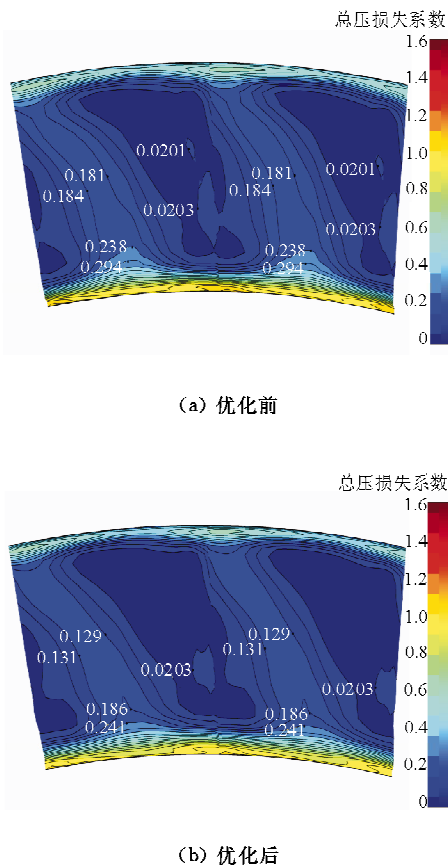


图 5 优化前后导叶出口总压损失系数云图
Fig. 5 Contouring of total pressure loss coefficient at the stator exit between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

从图 5 可以看出,优化后的非轴对称端壁使导叶出口截面处总压损失系数分布发生改变。近端壁区域高损失区面积显著减少,导叶出口处主流和尾迹区的总压损失明显下降。主要由于优化后的非轴对称端壁有效抑制了导叶通道内通道涡的发展,降低了导叶出口处的总压损失。

优化后得到的非轴对称端壁改善了高压涡轮导叶通道内的流场,降低了导叶出口处的总压损失,实现了预期的优化目标。

4.1.2 二次流动能

根据二次流动能的近似定义,优化前后高压涡轮导叶出口质量加权平均二次流动能的对比,如表 3 所示。

表 3 优化前后二次流动能的对比

Table 3 Comparison of secondary kinetic energy at the stator exit between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

状态	SKE/kg(m·s ²) ⁻¹	SKE 下降百分比/%
优化前	93 798.29	0.00
优化后	91 167.92	2.80

从表 3 可以看出,优化后的非轴对称端壁降低高压涡轮导叶出口处的二次流动能达 2.80%。从表 2 可以看出,涡轮导叶出口处二次流动能的降低效果没有出口总压损失显著,这主要由于在优化过程中通过调节目标函数中各罚函数的权重因子,让优化目标更侧重于涡轮导叶出口总压损失的减少。因此,在优化过程中,通过目标函数中各罚函数权重因子的调节可以实现不同的优化目的。

4.1.3 其他气动参数

优化后得到的非轴对称端壁,对涡轮导叶进口质量流量、出口马赫数和出口气流角的影响,如表 4 所示。

表 4 优化前后其他气动参数对比

Table 4 Comparison of other parameters between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

参数	优化前	优化后
W/(kg·s ⁻¹)	68.731 0	69.007 0
Ma	1.002 8	1.003 8
β/(°)	-76.145 0	-76.097 0

从表 4 可以看出,在优化过程中通过目标函数的设定对高压涡轮导叶进口质量流量、出口马赫数和出口气流角进行控制,使优化后的非轴对称端壁对导叶进口质量流量、出口马赫数和出口气流角的影响范围小于 0.5%。

优化前后高压涡轮导叶出口周向质量加权平均的马赫数和气流角沿叶高的分布变化,如图 6 和图 7 所示。

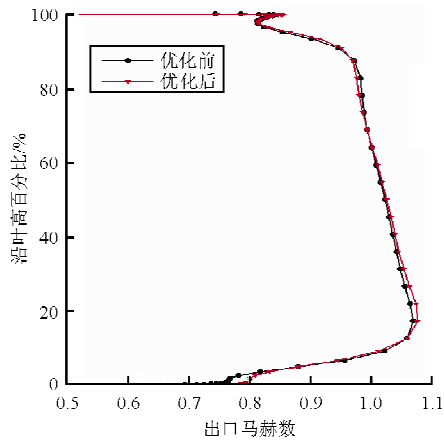


图6 优化前后出口马赫数沿叶高分布图

Fig. 6 Mach number distribution at the stator exit between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

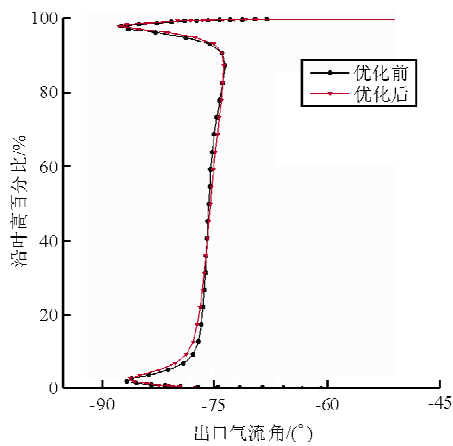


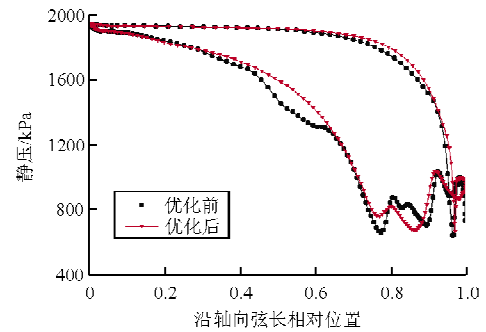
图7 优化前后出口气流角沿叶高分布图

Fig. 7 Exit flow angle distribution between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

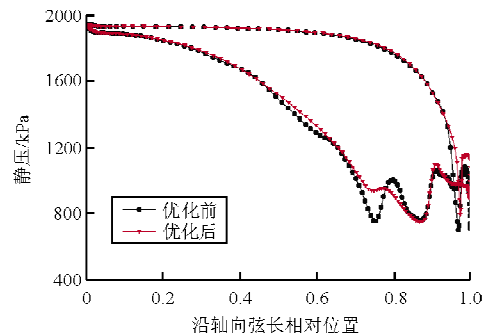
从图6和图7可以看出,优化后的非轴对称端壁对高压涡轮导叶出口马赫数和出口气流角的影响不是很大。在优化过程中通过对目标函数中各罚函数权重因子的调节,可以有效控制高压涡轮导叶出口处马赫数和气流角的变化范围。

4.1.4 叶片表面静压

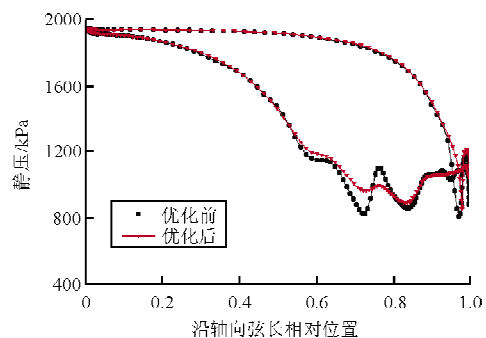
优化前后高压涡轮导叶在5%、50%和95%叶高三个典型截面处的叶片表面静压分布如图8所示。



(a) 5%叶高



(b) 50%叶高



(c) 95%叶高

图8 优化前后不同叶高表面静压分布对比图

Fig. 8 Surface static pressure distribution between Axisy_Ori and NAxisy_Opt at different blade span

从图8可以看出,该高压涡轮导叶叶型为后加载设计,该方法可以显著减小导叶通道前半段内的横向压力梯度,抑制通道内各涡系的生成。同时,载荷后置也使通道涡失去了充分发展的“机会”。但该涡轮导叶在通道后半段靠近导叶尾缘处的加载不均匀,尤其是吸力面的静压分布波动较大,这将导致导叶通道内的横向压力梯度变化过于剧烈,加剧通道涡的发展。

从图 8(a)可以看出:(1) 从导叶前缘到 30% 轴向弦长处,叶根处的静压分布在优化前后没有明显变化,这主要由于该涡轮导叶为后加载设计,可以对通道内各涡系的形成起到抑制作用,而优化后的非轴对称端壁也保留了这一优点。(2) 30% 到 66% 轴向弦长范围内,叶根处的横向压力梯度开始增加,尤其从 44% 轴向弦长处开始,优化前的吸力面静压明显下降,横向压力梯度增强,而此区域正是各涡系的发展阶段。可见,优化前的轴对称端壁加速了近端壁处各涡系的发展,恶化了通道内的流场。而优化后的非轴对称端壁不仅使叶根处的载荷增加平缓,而且在各涡系发展期间降低了近端壁处的横向压力梯度,从而抑制了各涡系的发展,改善了通道内的流场。(3) 从 70% 轴向弦长至导叶尾缘处,尤其在靠近尾缘附近,优化前的吸力面静压沿轴向的变化较剧烈、载荷波动较大,而优化后的非轴对称端壁使该区域内吸力面静压分布波动减小,同时提高了压力面静压,即在均匀加载的同时增加了叶片的载荷。这主要是由于优化后的非轴对称端壁抑制了近端壁处各涡系的发展,因此也使得靠近尾缘处近端壁附近的流场得到了改善。并且,由于横向压力梯度波动的减小,进一步抑制了近端壁处通道涡向下游的发展。

从图 8(b)和图 8(c)可以看出:在导叶通道前半段内,叶片表面静压分布受非轴对称端壁的影响较小。而从 50% 轴向弦长到导叶尾缘处,吸力面静压沿轴向的变化波动同样在优化后得到明显的减弱。可见,优化后非轴对称端壁使靠近尾缘附近的流场不仅在叶根附近,甚至在整个叶高范围内得到改善,减小了导叶通道内的流动损失。

4.2 高压涡轮级性能的分析

为了探究优化后的非轴对称端壁对高压涡轮级性能的影响,引用等熵效率来考察高压涡轮的级性能,具体定义如下:

$$\eta_{\text{stage}} = \frac{1 - \frac{T_{t,\text{outlet}}}{T_{t,\text{inlet}}}}{1 - \left(\frac{T_{t,\text{outlet}}}{T_{t,\text{inlet}}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (7)$$

式中: $T_{t,\text{inlet}}$ 和 $p_{t,\text{inlet}}$ 分别为高压涡轮的进口总温和进口总压; $T_{t,\text{outlet}}$ 和 $p_{t,\text{outlet}}$ 分别为高压涡轮的出口总温和出口总压; γ 为等熵指数。

优化前后高压涡轮等熵效率的对比,如表 5 所示。

表 5 优化前后等熵效率对比

Table 5 Comparison of the isentropic efficiency between Axisy_Ori and NAxisy_Opt

状态	$\eta_{\text{stage}}/\%$
优化前	90.480
优化后	90.893

从表 5 可以看出,优化后的高压涡轮等熵效率提高了约 0.4%。由于优化高压涡轮导叶的非轴对称端壁时未在级环境下进行,未能考虑到高压涡轮转子对优化过程和结果的影响。优化后得到的非轴对称端壁不仅改善了高压涡轮导叶通道内的流场、降低了导叶出口处的损失,同时也在一定程度上提高了高压涡轮的效率。但在级环境下对高压涡轮导叶进行非轴对称端壁优化设计,仍有待进一步研究。

5 结 论

(1) 非轴对称端壁造型技术是一种提高涡轮气动性能的有效方法,优化后的非轴对称端壁显著降低了涡轮导叶出口处的总压损失和二次流动能,分别达 14.85% 和 2.80%。

(2) 与传统的非轴对称端壁造型设计方法相比,利用优化技术对非轴对称端壁进行优化设计,降低了高压涡轮导叶通道内的流动损失,同时通过对目标函数的设定保证涡轮导叶出口处的参数控制在一定范围内。优化过程中,决定非轴对称端壁造型的控制点和目标函数由设计者自行设定,与传统设计方法相比,该方法更为灵活,能更进一步挖掘非轴对称端壁造型的潜力。

(3) 对于高压涡轮导叶非轴对称端壁优化设计并未在级环境下进行,未能考虑到高压涡轮转子对优化过程和优化结果的影响,仍需深入研究。

参考文献

- [1] Rose M G. Non-axisymmetric end wall profiling in the IIP NGVs of an axial flow gas turbine[R]. ASME 94-GT-249, 1994.
- [2] Harvey N W, Mark M G, Taylor M D, et al. Non-axisymmetric turbine end wall design(Part I): three-dimensional linear design system[R]. ASME 99-GT-337, 1999.

- [3] Hartland J C, Gregory-Smith D G, Harvey N W, et al. Non-axisymmetric turbine end wall design (Part II): Experimental validation[R]. ASME 99-GT-338, 1999.
- [4] Brennan G, Harvey H W, Rose M G, et al. Improving the efficiency of the trent 500 HP turbine using non-axisymmetric end wall (Part I): turbine design[R]. ASME 2001-GT-0444, 2001.
- [5] Rose M G, Harvey N W, Seaman P. Improving the efficiency of the trent 500 IIP turbine using non-axisymmetric end wall (Part II): experimental validation[R]. ASME 2001-GT-0505, 2001.
- [6] Hartland J, Smith D G. A design method for the profiling of end walls in turbines[R]. ASME GT-2001-30433, 2001.
- [7] Harvey N W, Brenna G, Newman D A, et al. Improving turbine efficiency using non-axisymmetric end walls: validation in the multirow environment and with low aspect ratio blading[R]. ASME 2002-GT-30337, 2002.
- [8] Marc G N, Ralf-D Baier. Experimentally verified numerical optimisation of a 3D-parametrised turbine vane with non-axisymmetric end walls[R]. ASME 2003-GT-38624, 2003.
- [9] Torre D, Vázquez R, De la Rosa Blanco E, et al. A new alternative for reduction of secondary flows on low pressure turbines[R]. ASME 2006-GT-91002, 2006.
- [10] Praisner T J, Alley Bradley E, Grover E A, et al. Application of non-axisymmetric endwall contouring to conventional and high-lift turbine airfoils[R]. ASME 2007-GT-27579, 2007.
- [11] Bao Q N, Kyle D S. A simple procedure to reduce secondary flow effect in turbine nozzle guide vanes [R]. ASME 2007-GT-28159, 2007.
- [12] Sonoda T, Hasenjäger M, Arima T, et al. Effect of end-wall contouring on performance of ultralow aspect ratio transonic turbine inlet guide vanes[R]. ASME 2007-GT-28210, 2007.
- [13] 李国君, 马晓永, 李军. 非轴对称端壁成型及其对叶栅损失影响的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2005, 11(39): 1169-1172.
Li Guojun, Ma Xiaoyong, Li Jun. Non-axisymmetric turbine end wall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University. 2005, 11(39): 1169-1172. (in Chinese)
- [14] 郑金, 李国君, 李军, 等. 一种新非轴对称端壁成型方法的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(9): 1487-1491.
Zheng Jin, Li Guojun, Li Jun, et al. Numerical research on a new non-axisymmetric endwall profiling method[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(9): 1487-1491. (in Chinese)
- [15] 刘波, 管继伟, 陈云永, 等. 用端壁造型减小涡轮叶栅二次流损失的数值研究[J]. 推进技术, 2008, 29(3): 355-359.
Liu Bo, Guan Jiwei, Chen Yunyong, et al. Numerical investigation for effect of non-axisymmetric endwall profiling on secondary flow in turbine cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(3): 355-359. (in Chinese)

作者简介:

那振喆(1986—),男,博士研究生。主要研究方向:流体机械设计 & 非轴对称端壁应用。

刘波(1960—),男,教授,博导。主要研究方向:高性能流体机械设计及流体动力工程。

高丽敏(1973—),女,教授。主要研究方向:高效节能叶轮机械设计 & 叶轮机械气动性能的数值仿真。

(编辑:张杰)