

基于控制轴向速度变化的 1.5 级涡轮压力可控涡设计

邓庆锋, 郑群*, 刘春雷, 李松

哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001

摘要: 考虑了可控涡级内流面弯曲, 通过寻找可控涡设计合适的轴向速度分布, 采用给定压力分布求解环量分布的可控涡设计方法, 首先对 1.5 级轴流亚声速试验涡轮进行了设计; 然后进行参数化造型; 最后运用三维黏性数值模拟, 对所设计的 1.5 级涡轮进行了数值研究。数值结果表明: 采用可控涡设计方法减缓了叶栅通道内的横向压力梯度; 遏制了低能流体向吸力面堆积; 消除了动叶栅根部沿径向方向的负压力梯度; 降低了下通道涡核能量。与自由涡设计相比, 可控涡设计涡轮效率提高了 0.67%, 功率提高了 3.47%。研究还表明, 采用这种压力可控涡设计方法, 不仅可以提高动静叶匹配, 还可以避免级后气流参数不均匀, 最大程度地减少叶栅出口掺混损失。

关键词: 涡轮; 涡轮设计; 叶片造型; 可控涡设计; 压力可控涡; 数值模拟

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

可控涡设计思想是由 Dorman 等^[1]在对可控涡和自由涡设计的叶片进行了详细的对比试验后首次提出。研究结果表明, 可控涡设计可使涡轮效率提高约 2% 的效率。此后, 可控涡技术受到众多学者的重视和青睐, 并将其应用到工程实际当中。可控涡设计方法大体上可分为 3 类: 第 1 类是边界的控制, 通过改变上、下子午面端壁的型线, 改变流线特别是近端部的流线曲率。如: 文献^[2]对采用非轴对称端壁造型的某一低速模型涡轮级进行了试验和数值研究, 分析了非轴对称端壁对叶栅二次流的影响。文献^[3]采用端壁收缩技术对高负荷涡轮叶栅进行了优化设计, 通过端壁型线造成叶栅前、后段有利的径向压力梯度, 从而抑制二次流的径向扩展。这类方法简单, 毋需改变叶片, 然而对于长叶片级的情况, 效果不是很明显; 第 2 类是叶片的弯^[4]、掠^[5]以及叶片的倾

斜^[6], 通过叶片给气流的反作用力来改变叶片槽道内的静压梯度。这类方法常见于叶片的优化设计, 通过对叶身的三维设计来提高涡轮的性能。多数学者利用响应面法^[7]、遗传算法^[8]和人工神经网络算法^[9]等, 并结合三维计算流体力学 (CFD) 流场分析, 对各种叶轮的静叶栅和动叶栅进行优化设计, 结果显示通过这些优化方法可以提高叶轮的效率, 改善叶片表面的压力分布, 降低边界层的流动损失, 同时也进一步缩短设计周期。这类方法的优点在于能借助叶片设计的一切先进成果, 可以很直观地对叶片进行修改, 从而较容易被设计人员所接受, 其问题的关键是对冷却叶栅无法采用弯掠方案; 第 3 类是环量控制, 即控制各截面涡轮基元级输出功沿叶高的分布, 或者控制各截面上焓降对静叶和动叶之间的分配即控制反动度沿叶高的分布。由于涉及到叶片的全新设

收稿日期: 2011-03-21; 退修日期: 2011-05-16; 录用日期: 2011-06-09; 网络出版时间: 2011-06-15 13:22

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20110615.1322.003.html

DOI: CNKI: 11-1929/V.20110615.1322.003

基金项目: 国家自然科学基金 (50776021); 国家教育部博士点专项基金资助 (20092304110004)

* 通讯作者. Tel.: 0451-82518116 E-mail: zhengqun@hrbeu.edu.cn

引用格式: 邓庆锋, 郑群, 刘春雷, 等. 基于控制轴向速度变化的 1.5 级涡轮压力可控涡设计[J]. 航空学报, 2011, 32(12): 2182-2193.
Deng Qingfeng, Zheng Qun, Liu Chunlei, et al. Pressure controlled vortex design of 1.5-stage turbine based on the method of controlling axial velocity variation[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(12): 2182-2193.

计,因此关于这方面公开发表的文献相对较少。文献[10]和文献[11]通过改变动、静叶的扭曲规律,使级内流线向下凹陷,逼近根部,减小叶片槽道内以及出口处的静压梯度,使反动度沿叶展的分布更加均匀,单级样机试验表明采用该方法设计的涡轮效率提高了1.5%。Plaia等[12]通过调整轮周功沿叶展的分布规律来吸收由不均匀进口气流参数所携带的能量,数值结果表明,该方法可以有效降低由进口参数不均匀造成的掺混损失,减小出口参数沿叶高的不均匀性。然而,以上3类方法均没有考虑可控涡设计涡轮本身的流面弯曲和涡轮中速度环量分布对流场的影响,往往使设计结果与实际情况有较大的偏离。

本文采用给定压力分布求解环量分布的可控涡设计方法,对传统可控涡设计方法理论进行了改进,并结合叶片参数化造型程序,对1.5级亚声速试验涡轮进行了设计。

1 试验涡轮设计要求

图1为1.5级亚声速试验涡轮剖面图,由两排不同的静叶栅和一排动叶栅组成。进口采用轴向进气布置型式,并且第1级静叶可转,转动角度为 $\pm 10^\circ$ 。各轮盘之间的轴向间隙连续可调,两静子之间的周向相对位置可调。子午通道采用平行流道,外机匣布置有光学窗,可以很方便地接入粒子成像测速仪(PIV)或激光测速仪(LDA),测量范围覆盖了整个流动区域。整个涡轮试验段运用了模块化设计思想,涡轮转子也采用了悬臂结构,便于快速改装或更换试验件。此外,对于试验涡轮,还要求第1级静叶出口流场均匀,便于满足各种试验工况的相似性。一些大尺寸涡轮,在保证折合流量和折合转速相等的条件下,通过相似模

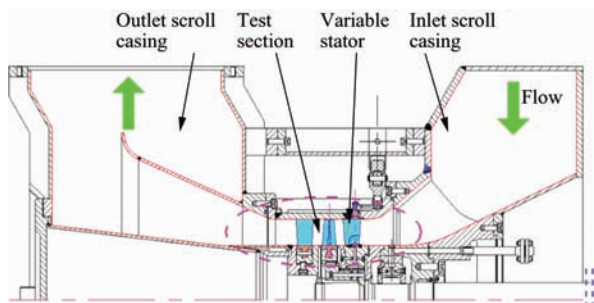


图1 1.5级涡轮剖面图

Fig. 1 Cross section of 1.5-stage turbine

化对原型级进行几何缩放后,也可以在试验台上进行模拟级试验。因此,从试验功能角度上讲接近世界先进水平^[13-15]。目前试验涡轮已经建造完成,正处于调试阶段。1.5级试验涡轮主要设计参数见表1。

表1 1.5级涡轮主要设计参数

Table 1 Main design parameters of 1.5-stage turbine

Parameter	Value	Parameter	Value
Inlet total temperature T_0/K	402	Massflow $G/(kg \cdot s^{-1})$	15
Inlet total pressure p_0/kPa	220	Blade height H/mm	80
Rotational speed $n/(r \cdot \min^{-1})$	7 000	Outer diameter D_t/mm	500
Outlet static pressure p_3/kPa	101.3	Hub diameter D_h/mm	340

2 试验涡轮叶片设计

2.1 压力可控涡设计

传统设计往往假定气体在涡轮级内的流动是轴对称的和定常的,并且是等熵的。由于1.5级涡轮流道是平行的,流面假定为圆柱面。子午面上流线曲率半径 $r_m \rightarrow \infty$,由流线曲率造成的离心力为零。子午扩张角 $\delta=0$,有 $\sin \delta=0$,那么流体运动加速度在径向的分量也为零。 S_2 流面的无叶片间隙中的完全径向平衡方程最终可以简化为简单径向平衡方程。经过一系列变换和转化,可控涡方程可以表示为

$$\frac{dc_z}{dr} = -\frac{1}{r^2} \frac{d(c_u r)^2}{dr} \quad (1)$$

式中: c_z 为绝对速度的轴向分速度; c_u 为绝对速度的切向分速度; r 为半径。 c_z 和 c_u 均是与 r 有关的函数。式(1)中有两个未知数,即 c_z 和 c_u ,这两个变量沿径向的分布总是相反。如果一个参数已知,另外一个参数也相应地确定了,因此问题由求解环量 $c_u r$ 的分布可以转化为求解轴向速度 c_z 的分布。

在传统设计中,每一计算站上沿径向方向上的某个跨度的流动可以看成流管中的一元流动,即认为流体参数仅沿流道坐标变化。然而在可控

涡设计中存在大量的径向流动,如图2所示,尤其是近端壁区域,具有较强的三维流动特征。因此,流管假设不再成立,采用准三维(Q3D)理论的截面设计方法有一定的局限性。在可控涡级内,流体向叶根处迁移,子午流线偏离轴向并且向根部收缩,如图2中流线所示。由流线曲率造成的离心力在径向的分量,可以部分抵消径向压力梯度,这就使得静叶栅出口静压沿叶高变化减缓,使得反动度沿叶高的增大较为平缓。

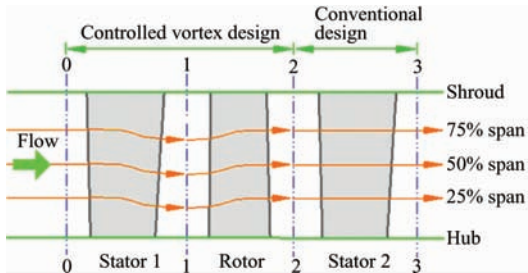


图2 可控涡设计涡轮中流线弯曲

Fig. 2 Streamline distortions in controlled vortex design turbine

图3为叶片反扭对可控级内流动的影响示意图。由图可见,可控涡设计对流场的影响主要表现在可控级内,对上游和下游的影响较小。事实上也是如此,在涡轮间隙中径向速度分量相比其他速度分量非常小。在可控级内,顶部区域静压降低,根部区域静压升高。静叶尾缘与轮毂成锐角,动叶前缘与轮毂成钝角,对气流产生了沿径向

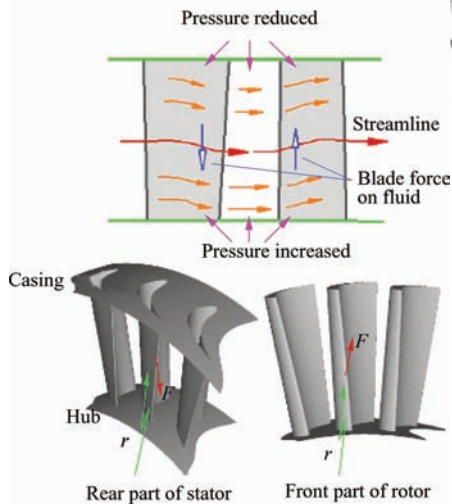


图3 叶片反扭的影响

Fig. 3 Effect of negative twist of blade

方向的叶片力 F 。这些影响主要集中在根部区域,因此流线向根部收缩。根部反动度得到了不同程度的提高,改进了转子气动性能。顶部反动度也有所减少,降低了顶部泄露损失。

在传统设计方法中,流面往往假定为圆柱形,微分形式的基元级连续性方程可以写成

$$\frac{\partial(\rho A c_z)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式中: $\rho A c_z$ 为任意截面基元级流量; ρ 为气体密度; A 为垂直于轴向方向的叶栅流道截面积; z 为轴向坐标。通常,涡轮进口往往设计成轴向进气,即进口气流角 $\alpha_0 = 0$,因此式(2)可以写成

$$\rho A c_z = \rho_0 A_0 c_0 \quad (3)$$

式中: $\rho_0 A_0 c_0$ 表示涡轮进口处,即图2中的0-0截面的基元级流量。式(3)表明,流面的弯曲,是与轴向速度密切相关的。在传统设计中这种弯曲被认为是微不足道以至于被忽略。然而,在可控涡设计中,这种流面弯曲是不容忽视的,因此有必要寻找一种新的处理流面弯曲的方法。为此,引入这样的假定,认为流体的径向迁移只存在于叶片排中,在叶列间轴向间隙中,径向速度小到可以忽略不计,这也是和涡轮内部的实际流动比较相符的。图3形象地说明了这一点。

通过式(3)还可以了解到,所有叶列间轴向间隙中的轴向速度都可以由级前速度决定,因此可以采用不同的进口速度分布来组织叶列间轴向间隙中气流的流动。分析的第1步是确定合适的轴向速度分布,首先,自由涡被排除,因为它采用的是沿叶高等功设计原理。其次,对等质量流量设计规律进行了研究,结果发现流量略超过了 15 kg/s 。于是通过减小叶顶轴向速度,使叶栅顶部开度减小,流量满足设计要求。图4给出了各种控制叶列叶栅间轴向速度分布的级前轴向速度分布图。最终获得控制级间轴向速度分布的进口轴向速度分布,如图4中带“□”标记的线所示。通过适当地降低顶部轴向速度,增大根部轴向速度,便得到控制级内速度的进口轴向速度分布,如图4中带“△”标记的线所示。从整体上看,可控涡设计的轴向速度分布在顶部小,根部比较大,在级内这种效果表现得非常明显。作为参照,图4也给出了自由涡和等质量流设计的速度分布。需要

说明的是,这里的进口轴向速度分布只是便于控制级内的流动,不是实际进口速度。图中, \bar{H} 为相对叶片高度。

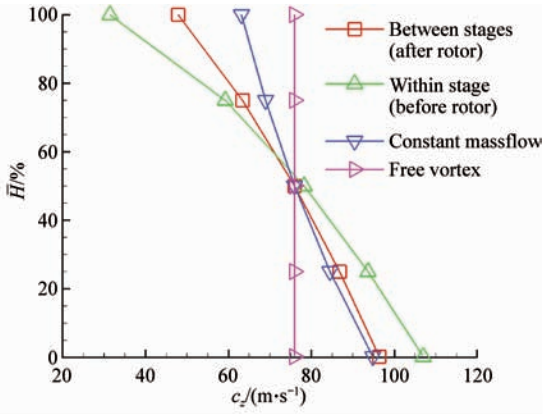


图4 级前轴向速度沿叶高分布

Fig. 4 Axial velocity distribution along blade height before stage

轴向速度分布图也表征了流量沿径向的分布。由图4可知,在可控级内,根部质量流量要比顶部大。传统自由涡设计,气流的轴向分速 c_z 沿叶高不变,密度 ρ 沿叶高也不变,而面积 A 则随半径的增加而增加。因此,质量流量 $\rho A c_z$ 在该截面上由根部至顶部逐渐增加,换言之,叶片顶部的通流能力大于根部的通流能力,即 $\rho_h A_h c_z < \rho_t A_t c_z$ 。等质量流量设计 $\rho A c_z$ 沿叶高保持为常数,由于 A 随半径的增加而增加,级前轴向分速 c_z 由叶根至叶顶逐渐减小,而密度 ρ 将随半径的增加而增加。可控涡设计,静叶后质量流量 $\rho_1 A_1 c_{1z}$ 沿叶高不保持为常数,轴向分速 c_{1z} 由叶根至叶顶逐渐减小,而密度 ρ_1 将随半径的增加而增加。但是, c_{1z} 下降的速度大于 ρ_1 增加的速度,其结果是质量流量 $\rho_1 A_1 c_{1z}$ 将沿叶高由根部至顶部逐渐减小。换言之,叶片根部的通流能力大于顶部的通流能力,即 $\rho_{1h} A_{1h} c_{1z} > \rho_{1t} A_{1t} c_{1z}$ 。动叶后的质量流量 $\rho_2 A_2 c_{2z}$ 沿叶高亦不保持为常数,轴向分速 c_{2z} 由叶根至叶顶逐渐减小,动叶片后的气体密度 ρ_2 沿半径呈均匀分布或接近均匀分布,而出口面积 A_2 将随半径的增加而增加,但是 c_{2z} 下降的速度小于 A_2 增加的速度,其结果是质量流量 $\rho_2 A_2 c_{2z}$ 将沿叶高由根部至顶部增加,所以流体微团通过动叶片流道时,将向上偏移。

式(3)表示了叶列间质量流量 $\rho A c_z$ 与级前质量流量 $\rho_0 A_0 c_0$ 的关系,而质量流量 $\rho A c_z$ 又是和压力分布有关的函数,即

$$\rho A c_z = \rho_0 A_0 c_0 = f(p) \quad (4)$$

式中: p 为静压。由式(4)可知,压力分布可以代替轴向速度分布去求解环量分布。选择压力分布求解环量分布有以下几个优点:①首先压力量级比较大,对边界层二次流不是很敏感;②其次压力分布可以很好的满足径向平衡条件;③最后压力分布多呈线性分布,而环量分布多表现为高阶曲线。在可控级内,控制进口轴向速度的压力分布如图5所示。为了简单起见,所有叶列间的压力

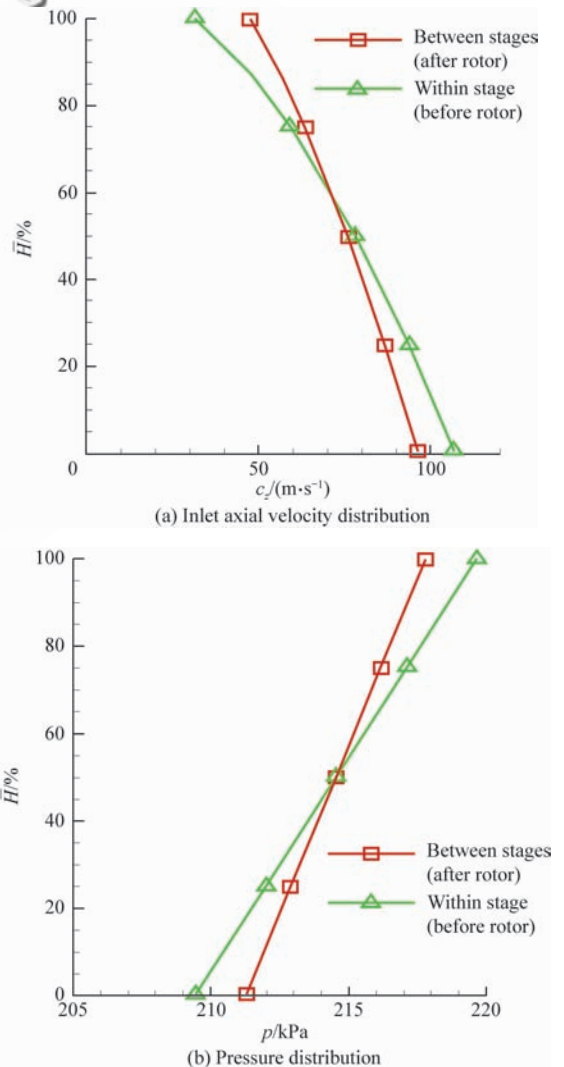


图5 进口轴向速度和压力沿叶高分布

Fig. 5 Distribution of inlet axial velocity and pressure along blade height

分布也采用线性分布,这里平均半径处的压力和斜率都是依据反动度、工作系数和流量系数等综合选取。平均半径处反动度的选择也是综合考虑了推力轴承的承载能力。

整个设计流程如图 6 所示。传统可控涡设计都是先求解环量分布,然后再确定轴向速度分布。而压力可控涡设计,并不是直接求解环量分布,而是先确定合适的轴向速度分布,然后再根据压力分布求解环量分布,通过不同的轴向速度分布和压力分布来组织级内流动。

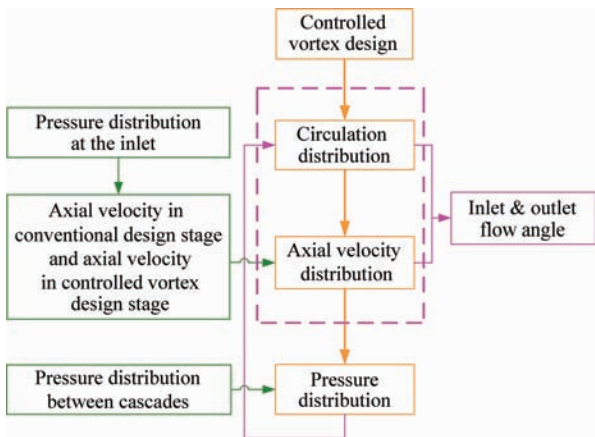
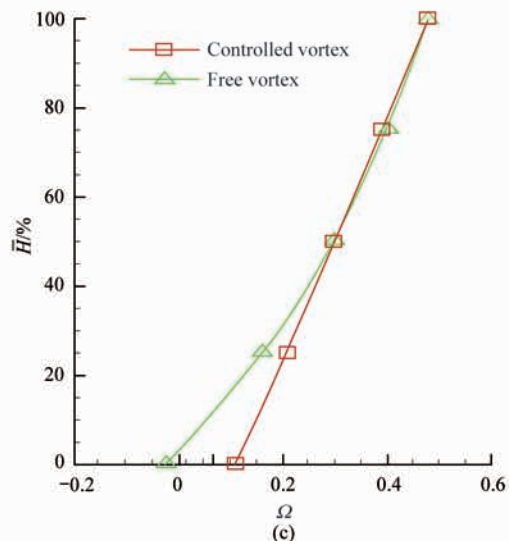
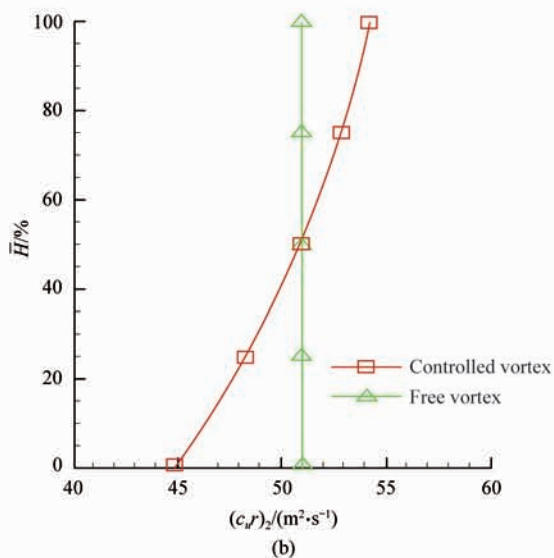
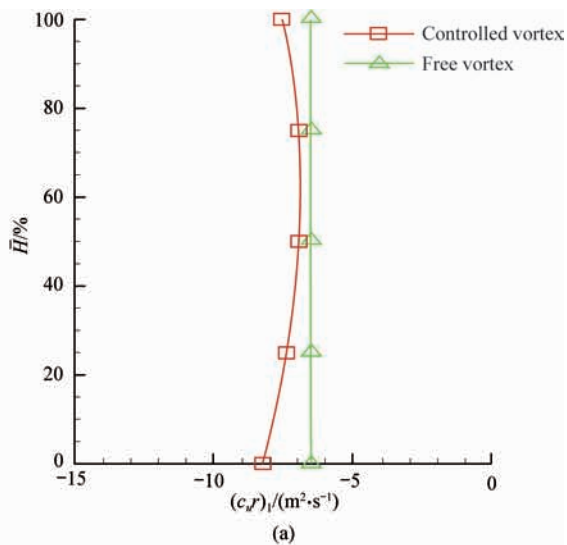


图 6 压力可控涡设计流程

Fig. 6 Process of pressure controlled vortex design

图 7 是设计得到的动叶进出口环量分布、级的反动度 Ω 沿叶高分布以及叶栅进出口气流角沿叶高的分布,这里气流角均是与周向方向的夹角。图中: β_1 和 β_2 分别为动叶进出口相对气流角; α_1 为静叶出口绝对气流角。可控涡设计动叶进口环量 $(c_u r)_1$ 沿叶高逐渐增大,动叶出口环量 $(c_u r)_2$ 沿叶高变化很小。可控涡设计级的反动度由自由涡的 -0.02 提高到了 0.11 ,并且控制在 $0.02 \sim 0.15$ 的合理范围内,消除了根部扩压流动,也防止了顶部出现太大的反动度。动叶根部 β_1 的显著增加也使气流的折转角减小,动叶进出口角差 $(\beta_1 - \beta_2)$ 增大。而自由涡设计叶根出现负反动度,表现为角差 $(\beta_1 - \beta_2)$ 为负,叶栅流道扩散并且气流转折角较大易于出现分离,损失急剧增加。在动叶栅顶部 β_1 显著减小,角差 $(\beta_1 - \beta_2)$ 减小,叶型弯曲程度大,改善了顶部的气动性能。



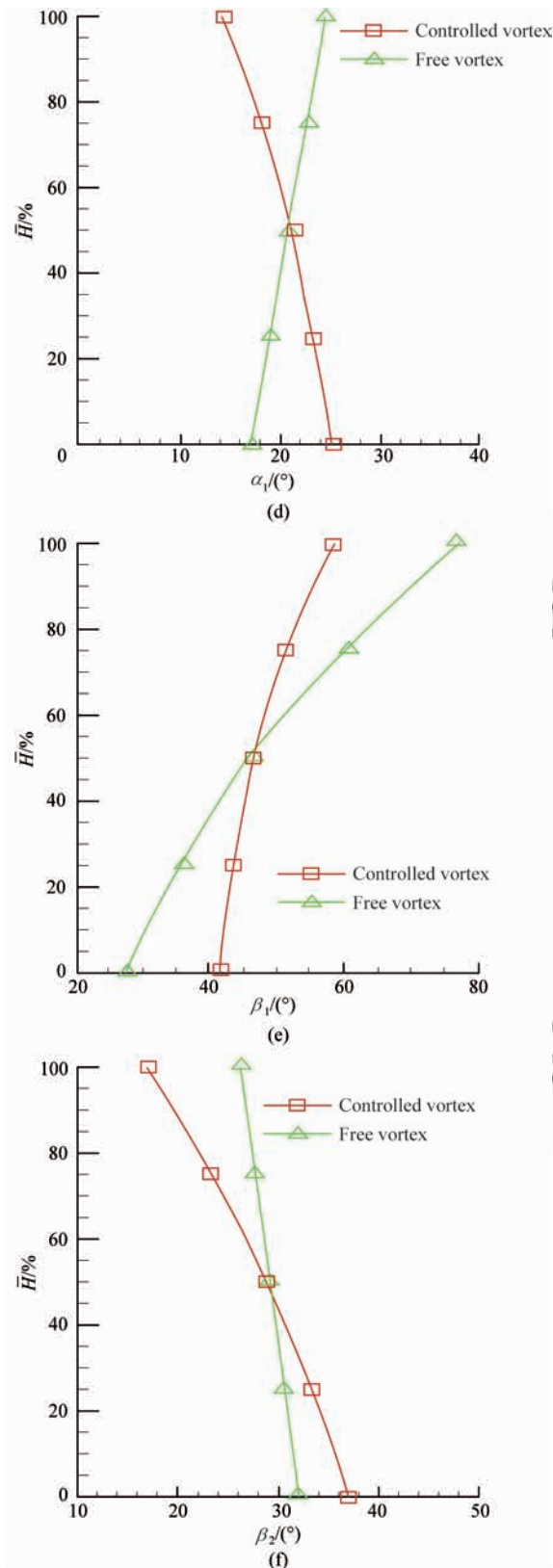


图7 级内气流参数沿叶高的分布

Fig. 7 Distribution of flow parameters along blade height with stage

2.2 叶片设计

叶片设计主要是根据流量 G 、转速 n 、进口总压 p_0 、进口总温 T_0 和出口背压 p_2 这 5 个基本要素,确定与叶片结构相关的设计参数,如:叶片轴向弦长 b ,叶片进出口气流角,叶片安装角 λ 和叶片数目 N 。然后结合相关的结构因素、加工因素和强度因素等,合理选择前缘半径 r_1 、尾缘半径 r_2 、前缘楔形角 φ_1 、尾缘楔形角 φ_2 和最大叶片厚度 c_{\max} 等。最后进行基元级造型,在基元级的基础上按照一定积叠规律对基元级叶型进行积叠。

叶片造型采用 CFX-BladeGeom 提供的 Bezier 曲线进行叶型参数化设计。BladeGeom 将叶片分成了吸力面、压力面、前缘圆弧和尾缘圆弧 4 个组成部分,采用了分段描述方法。压力面型线曲率变化比较平缓,由一条单一的三阶 Bezier 曲线组成,其上有 4 个控制点。吸力面型线曲率变化比较大,其加速降压段和减速扩压段分别由一条三阶 Bezier 曲线和一条二阶 Bezier 曲线组合而成,其上有 5 个控制点。各吸力面型线和压力面型线的起点和终点分别与前缘圆弧和尾缘圆弧相切,这些点即使控制点也是交点。除前缘和尾缘控制点外,其余控制点均是可以移动的控制点。沿叶片高度方向选取 5 个截面对叶身进行设计,5 截面位置包括:叶根、25% span、50% span、75% span 和叶顶截面,如图 2 所示。然后将这些叶型截面进行空间积叠,将各截面曲线拟合生成三维曲面。第 1 级静叶和第 2 级静叶均采用前缘积叠方式,动叶采用重心积叠方式。为保证强度,各叶片仅扭不弯,以减少动叶旋转产生的附加弯矩。为确保叶片的质量,最后需要对叶片所有几何参数进行光滑性检查与修整,找出叶片表面因曲率变化较大而出现的不光滑区域,通过调整该区域附近曲线的控制点,反复调整,直到结果满意为止。整个叶片三维造型过程可以用图 8 表示。

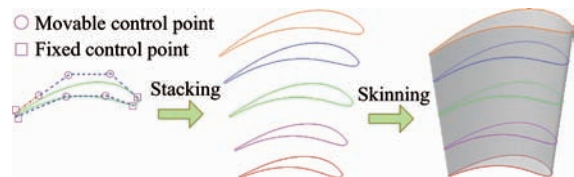


图8 三维叶片造型过程

Fig. 8 3D modeling process of blade

图9展示了顶部、中部和根部3个截面上叶型的变化。从图上看,叶片厚度变化不是很大,最终的叶型看起来相当光滑。和自由涡设计相比,可控涡设计的第1级静叶和第2级静叶尾缘在根部弯度减小,在顶部弯度增大,动叶前缘弯度沿整个叶高都是增大的,叶根尾缘弯度略微增大,直至叶顶基本不变。另外可以发现,可控涡设计可以适当缩小叶片轴向弦长,增加展弦比,有利于降低型面损失和二次损失。

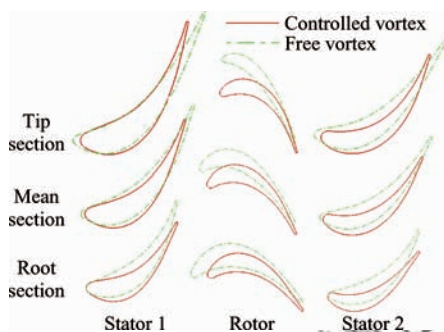


图9 叶片截面

Fig. 9 Cross sections for all blades

最终生成的1.5级涡轮三维实体模型如图10所示,将可控涡设计涡轮与自由涡设计涡轮进行了对比。第1级静叶、动叶和第2级静叶均采用变截面扭叶片设计规律,具有较高的气动性能。此外,可控涡设计的动叶片扭曲较小,有效地改善了动叶片的制造工艺性。第1级静叶可转,叶片相对较厚,静叶数目不宜过多,因此叶片相对较宽。考虑到振动与噪声,3列叶栅不能采用相同的叶片数目。最终第1级静叶数目为30个,动叶数目为45个,第2级静叶数目为32个。各叶片排之间的间隙取试验涡轮常用数值,即0.8倍的

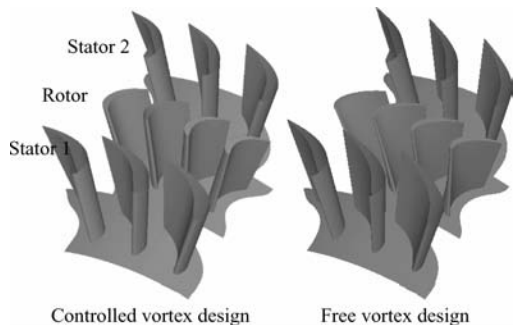


图10 三维叶片模型

Fig. 10 3D blade model

静叶轴向弦长。叶片前缘对叶型损失的影响不是很大,因此前缘相对较厚,可以改善攻角特性。在不影响加工和强度等因素下,尾缘半径应尽量地小,可以减少尾迹损失。

3 数值研究

3.1 数学模型

数值计算采用EURANS(European Reynolds-averaged Navier-Stokes)气动数值求解器求解三维定常雷诺时均Navier-Stokes方程组。空间离散采用Jameson中心差分格式的有限体积法,时间离散采用四阶显式Runge-Kutta格式的时间推进法。湍流模型采用Spalart-Allmaras模型,计算还采用了隐式残差光顺法和多重网格加速收敛技术。计算软件采用NUMECA软件包中的Fine/turbo模块。

3.2 计算网格

网格生成采用NUMECA软件包中的Auto-Grid模块,对各排叶片自动生成网格,并搭接成整体计算域。各列叶栅均采用HHOHH(O4H)型网格拓扑结构,近壁面区采用O型网格,可以提高叶栅前缘和尾缘的网格质量,同时还可以很好地模拟叶栅表面的黏性流动。而远壁面区采用H型网格,可以提高流道中的网格质量。涡轮进、出口段均采用H型拓扑结构。为保证叶顶间隙网格质量,叶顶间隙区域网格采用“蝶型网格”。叶栅前缘、尾缘及端壁附近也进行了局部加密。为便于比较,可控涡设计与自由涡设计的1.5级涡轮都采用了相同拓扑结构相同网格量级的计算域。

最终生成的网格最小倾斜角为 15° 左右,最大长宽比为13 209.3,最大延展比为5.71。图11给出了计算所用的计算域和B2B(Blade-to-Blade)网格图,其中第1级静叶通道内的网格数为 $57 \times 59 \times 127$ (径向 \times 周向 \times 轴向),第2级静叶的网格数为 $57 \times 43 \times 106$ 、动叶的网格数为 $57 \times 43 \times 87$,动叶顶部间隙沿径向采用9层网格来模拟顶部间隙的影响。总网格数约为115万,近壁面第1层网格离壁面的距离 y^+ 值约为1。动静叶交界面采用周向守恒型连接面来处理相邻叶片排之间的信息传递。

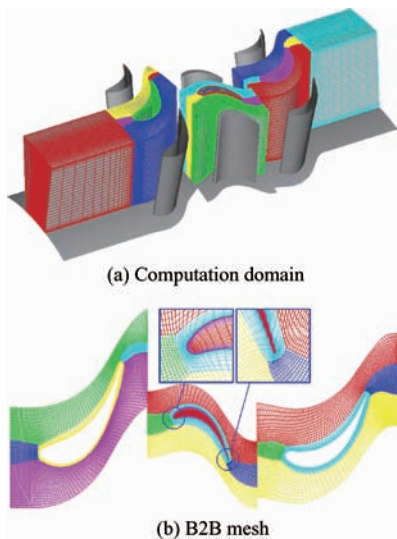


图 11 计算域和 B2B 网格

Fig. 11 Computation domain and B2B mesh

进口边界条件给定总压、总温及气流角,出口边界条件给定平均静压,涡轮转速 $7\,000\text{ r/min}$, 固壁绝热无滑移。工质采用理想气体。

3.3 可控涡设计结果分析

表 2 对可控涡设计和自由涡设计的性能参数进行了比较。可见,采用可控涡设计后,涡轮等熵效率由 89% 提高到了 89.6% , 提高了 0.67% , 总功率由 597.5 kW 提高到了 618.25 kW , 提高了 3.47% , 而流量不变,压比基本保持一致。所以,采用可控涡设计后性能更优,达到了设计目标。

表 2 可控涡与自由涡设计性能参数比较

Table 2 Performance parameters comparison between controlled vortex design and free vortex design

Parameter	Free vortex design	Controlled vortex design	Increment/%
Massflow $G/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	15.086	15.089	
Efficiency $\eta/\%$	89	89.6	0.67
Total pressure ratio	0.665 11	0.657 21	-1.19
Power P/kW	597.5	618.25	3.47
Torque $T/(\text{N} \cdot \text{m})$	815.11	843.41	3.47

3.3.1 可控涡设计对流面的影响

图 12 显示的是子午通道内流线分布和绝对速度的轴向分速度云图。在可控涡设计中,第 2 级静叶采用了常规设计方法,即等质量流设计规

律,其流线基本上是和子午通道平行的,目的是避免在级后产生额外的掺混损失。从图 12 中可以看出,在自由涡设计级内和级后轴向速度沿径向方向呈均匀分布,而在可控涡设计级内和级后轴向速度沿径向方向是均匀变化的,随半径增大轴向速度是递减的,并且这种变化趋势在级内比在级后更明显。在自由涡设计中,尽管轴向速度沿径向不变,但是叶片顶部的通流能力大于根部,造成流线偏离轴向并逼近机匣,呈现凸起状态。而可控涡设计级内,可以明显地看到流线偏离轴向并且向轮毂收缩,呈现凹陷状态,使得涡轮级中下部通过了更大的流量,在子午面内动、静叶间隙中形成了如图 12 所示具有反曲率的流线。由流线反曲率造成的离心力在径向的分量,部分抵消了由气流周向运动引起的离心力,减缓了径向压力梯度,使根部流动情况得到改善。本文采用的可控涡设计方法是通过改变叶片的扭转方式,使得静叶尾缘与轮毂成锐角,动叶前缘与轮毂成钝角,从而对气流产生了沿径向方向的叶片力而向下压迫气流,改变了涡轮级通流部分的质量流量沿叶展的分布规律。此外,可控涡设计对流场的影响主要表现在可控级内,对上游和下游的影响较小,再次验证了此前的假设。从图 12 中还可以看出,可控涡设计可以有效减小叶片长度,增大叶片的展弦比,有利于试验测量。

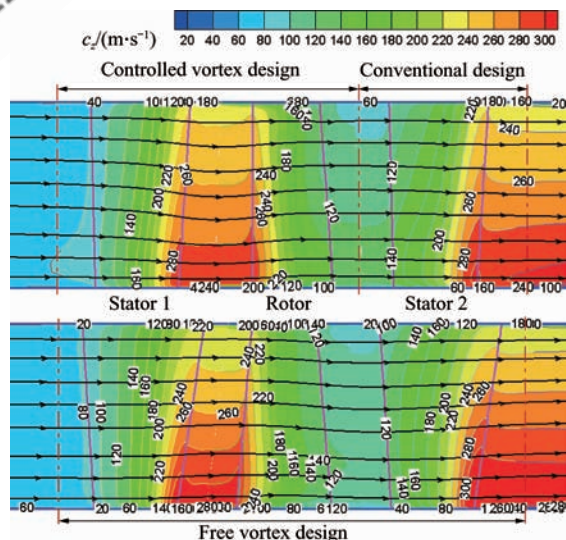


图 12 子午流道内轴向速度云图和流线图

Fig. 12 Axial velocity contours and streamline distributions in meridional plane

3.3.2 可控涡设计对载荷分布的影响

图 13 为第 1 级静叶顶部及根部的叶片表面静压分布。本文针对可控涡设计级,采用可控涡设计后,叶片顶部出口压力有所降低,叶片根部出口压力有所提高,有效地减缓了第 1 级静叶出口径向压力梯度。静叶根部最低压力值得到提升,相应位置也略向前迁移,有效地控制了吸力面侧尾缘逆压力梯度段长度和逆压力梯度值,消除了自由涡设计根部过度膨胀的现象。在吸力面上沿径向方向减小的正压力梯度,使得顶部通道涡强度得到弱化,上端区损失减小,而根部通道涡强度得到增强,下端区损失增加。然而,叶片根部作功能力降低,相应的叶栅通道内横向压力梯度降低,由端壁附面层进入到通道涡内的低能流体减少,由此造成的掺混损失也随之减小,收益大于亏损,总体上来说,叶片根部损失还是减小的。顶部作功能力增大,相应的叶栅通道内横向压力梯度增大,由端壁附面层进入到通道内的低能流体增多,也进一步恶化了流动。从图 13 中还可以看出,原自由涡设计和可控涡设计中,第 1 级静叶均采用了后加载叶型,具有良好的攻角适应性,可以满足试验涡轮变工况要求。

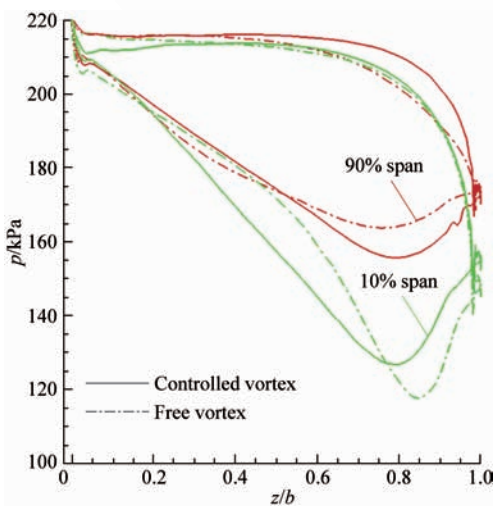


图 13 第 1 级静叶表面压力分布

Fig. 13 Pressure distribution along the first stator blade surface

图 14 为动叶顶部及根部叶片表面静压分布。采用可控涡设计后,一方面,动叶顶部气流攻角减小,提高了级间匹配,叶栅前部横向压力梯度减

小,也使得端壁附面层增长缓慢,流动损失减小。另一方面,在动叶根部,由于第 1 级静叶根部出口压力上升,动叶根部进口压力也得到提升,有效地控制了动叶根部吸力面逆压力梯度,缩短了逆压力梯度段长度,减缓了叶片表面附面层增长速度,同时也增大了叶片根部作功能力,使得叶片根部反动度增大,流动得到改善,消除了自由涡设计叶片根部所带来的负反动度问题。

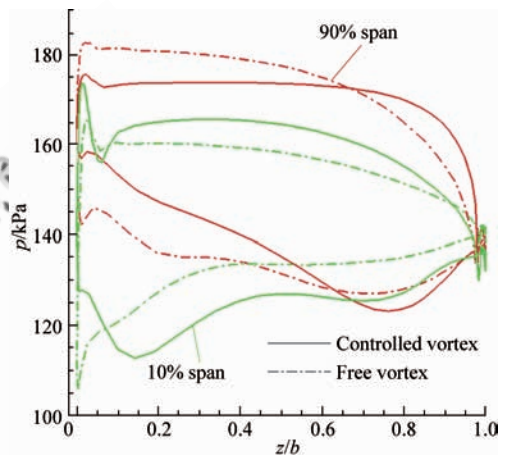


图 14 动叶表面压力分布

Fig. 14 Pressure distribution along rotor blade surface

3.3.3 可控涡设计对损失的影响

图 15 为可控涡设计前后第 1 级静叶和动叶相对总压损失系数(ω)沿叶高的分布,这里采用周向质量加权平均总压损失。由图 15 可知,采用可控涡设计后,第 1 级静叶顶部损失略有增加,根部损失明显减小,而出口总压损失沿叶高分布近似呈线性分布,几乎为一常值,说明第 1 级静叶二次流损失不大,影响区域也较小。可控涡设计采用了变功原理,过去研究认为,采用这种设计方法会使叶栅出口滞止压力不均匀,会增加叶栅出口的掺混损失。由于叶栅出口参数的不均匀所带来的气流掺混损失在设计过程中是难以估算的,因此只能通过叶栅出口总压分布进行定性分析。研究表明,压力可控涡设计方法并没有造成额外的掺混损失,相反地第 1 级静叶栅出口总压损失分布要比自由涡设计更趋于均匀。

对于动叶,在两端存在两个高损失区,对应的是上端区损失和下端区损失。由图 15 可知,采用可控涡设计后,上端区损失略有减小,下端区损失

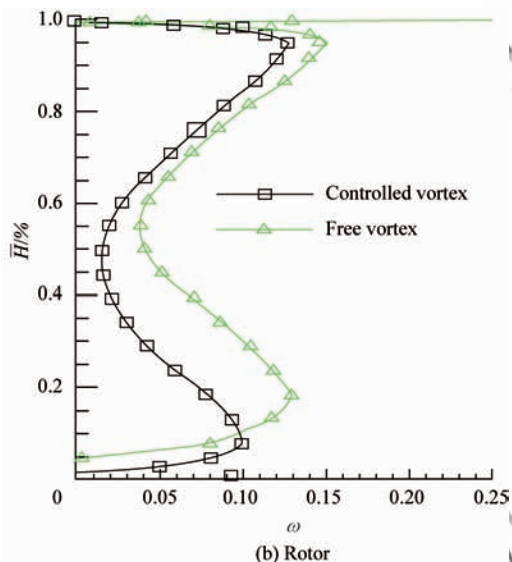
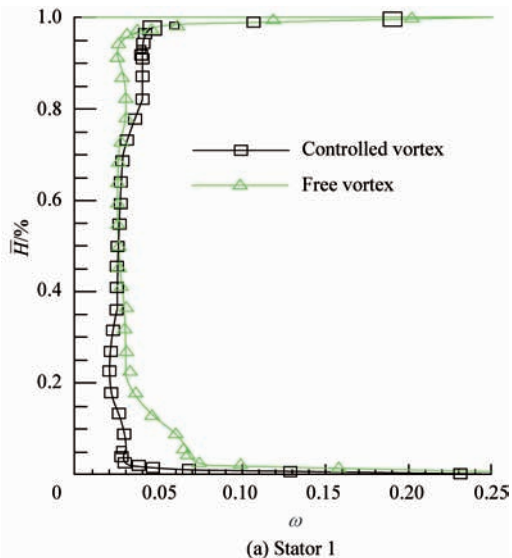


图 15 各列叶栅总压损失系数沿叶高的分布
Fig. 15 Total pressure loss coefficient along blade height for all cascades

减小明显。从整体上看,损失的减小主要发生在动叶 50%以下叶高,此处正是与下通道涡影响区域。可见,可控涡设计在一定程度上降低了动叶栅下通道涡强度,减小了通道涡所携带的低能流体与主流区的掺混。关于可控涡设计对动叶损失的影响在后续文中会进行详细的阐述。

3.3.4 可控涡设计对通道涡的影响

图 16 为第 1 级静叶表面以及端壁极限流线分布和静压云图。在设计工况下,叶栅通道中流动图谱比较简单。在叶栅端部区域,由于通道涡

的存在,造成近壁面气流向叶展方向卷起,形成了图中所示的分离线。从图 16 中可以看到,可控涡设计的这种下压气流的作用,使得第 1 级静叶根部尾缘压力提高,抑制了根部气流的分离,使根部流动得到改善,然而对顶部区域并不有利,它将促使上端壁二次流的发展,使顶部损失增加。从图 16 中还可以看到,在可控涡设计中,与自由涡相比,马蹄涡压力面分支与吸力面交点明显向叶栅尾缘推移。可见,可控涡设计叶栅通道内的横向压力梯度减小,有效抑制了端壁附面层发展,同时也将后加载叶型发挥到极致。从叶片表面静压分布来看,叶片根部吸力面尾缘压力得到大幅提升,径向压力梯度得到改善,这与图 13 得到的结论一致。

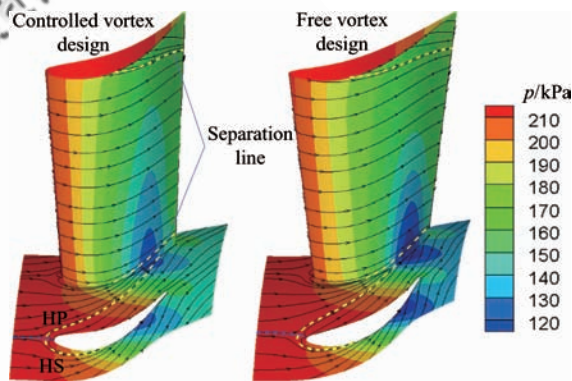


图 16 第 1 级静叶表面极限流线分布
Fig. 16 Limiting streamline for the first stator

图 17 为动叶表面以及端壁极限流线和静压云图。在自由涡设计中,从叶栅表面静压分布来看,动叶吸力面大部分区域都是扩压流动,附面层增厚,损失增大。在叶栅吸力面/端壁角区,如图中标记为虚线的椭圆区域所示,由于静叶根部压力下降过快,致使这部分区域产生沿径向方向的负压力梯度,无疑也增大了下通道涡强度,使得下通道涡分离线抬起程度增大。而可控涡设计,叶栅吸力面扩压区明显减小,主要集中在叶栅吸力面尾缘,同时也消除了叶栅沿径向方向的逆压力梯度减弱,通道涡抬起程度明显减弱,有效地减少了通道涡内低能流体与主流的掺混,使得叶栅中部性能大幅提升,流动损失减小,这与图 14 所得结果一致。可控涡设计后,叶根前缘处的鞍点也移向吸力面。一方面降低了叶栅进口气流攻角损失,另一方面削弱了马蹄涡压力面分支的强度,有效地控制了通道涡的强度。端壁极限流线的弯曲

程度也明显增大,表明叶栅通道内横向压力梯度减弱,有效遏制了端壁附面层低能流体向叶片吸力面堆积。此外,由图 17 还可以看出,可控涡设计对于上端壁通道涡和泄露涡的影响并不是很明显。

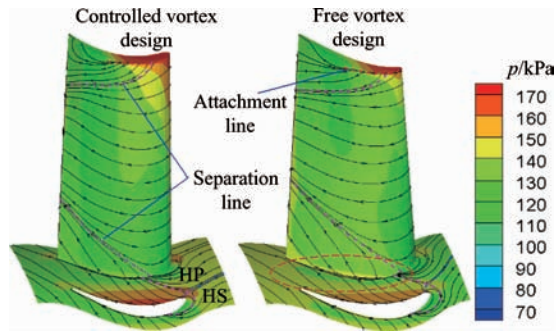


图 17 动叶极限流线分布

Fig. 17 Limiting streamline for rotor

4 结 论

(1) 提出了一种压力可控涡设计方法,通过给定压力分布求解环量分布的可控涡设计方法,有别于传统可控涡设计方法,避免了直接求解环量分布的复杂性。同时,采用该方法设计涡轮能有效地避免级出口气动参数不均匀。

(2) 压力可控涡设计的思想是:首先寻找可控涡设计合适的轴向速度分布,通过改变涡轮级通流部分的质量流量沿叶展的分布来促使流线在动静叶间隙中出现反曲率,然后再根据压力分布求解环量分布,可有效消除二次流对传统可控涡设计的影响。

(3) 数值研究表明,采用给定压力分布求解环量分布的可控涡设计方法能显著改善叶片气动性能,削弱通道涡强度,降低二次流损失,并能改善动静叶的气流攻角,提高级间匹配。

(4) 基于控制轴向速度均匀变化的可控涡设计方法,不仅可以应用于出口喉部面积沿叶高变化剧烈的小尺寸涡轮设计,还可以用于末级长叶片涡轮设计。

(5) 采用可控涡设计,有效提高了涡轮效率,然而动叶两壁区损失还是很大。进一步可以考虑黏性对可控涡设计的影响,并结合二次结构特征(如叶片弯、扭、掠等)来降低级内二次流动损失,提高涡轮效率。

参 考 文 献

- [1] Dorman E E, Welna H, Lindlauf R W. The application of controlled-vortex aerodynamics to advanced axial flow turbines[R]. ASME Paper GT-1968-4, 1968.
- [2] Snedden G, Dunn D, Ingram G, et al. The application of non-axisymmetric endwall contouring in a single stage, rotating turbine[R]. ASME Paper GT-2009-59169, 2009.
- [3] Duden A, Raab I, Fottner L. Controlling the secondary flow in a turbine cascade by three-dimensional airfoil design and endwall contouring[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 191-199.
- [4] Fischer A, Riess W, Seume J R. Performance of strongly bowed stators in a four-stage high-speed compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(3): 333-338.
- [5] Zhao G J, Chen F, Song Y P, et al. Experimental study on the aerodynamic performance of swept-curved blade [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2004, 17(3): 136-141.
- [6] Vad J, Kwedikha A R A, Horváth C, et al. Aerodynamic effect of forward blade skew in axial flow rotors of controlled vortex design[J]. Journal of Power and Energy, 2007, 221(7): 1011-1023.
- [7] 宁方飞, 刘晓嘉. 一种新的响应面模型及其在轴流压气机叶型气动优化中的应用[J]. 航空学报, 2007, 28(4): 813-820.
Ning Fangfei, Liu Xiaojia. A new response surface model and its applications in the aerodynamic optimization of axial compressor blade profile[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(4): 813-820. (in Chinese)
- [8] 樊会元, 王尚锦, 席光. 透平机械叶片的遗传优化设计[J]. 航空学报, 1999, 20(1): 47-51.
Fan Huiyuan, Wang Shangjin, Xi Guang. Optimization of the blades for turbomachine by genetic algorithm[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1999, 20(1): 47-51. (in Chinese)
- [9] Zhou F Z, Feng G T, Jiang H D. The development of highly loaded turbine rotating blades by using 3D optimization design method of turbomachinery blades based on artificial neural network & genetic algorithm[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2003, 16(4): 198-202.
- [10] Couchman R S, Robbins K E, Schofield P. GE steam turbine design philosophy and technology programs[R]. GE Power Generation, GER-3705, 1991.
- [11] Cofer IV J I, Reinker J K, Sumner W J. Advances in steam path technology[R]. GE Power Generation, GER-3713E, 1996.
- [12] Plaia J M, Lear W E. Preliminary turbine design for non-uniform inlet conditions[R]. AIAA-1997-3010, 1997.

- [13] Sell M, Schlienger J, Pfau A, et al. The 2-stage axial turbine test facility "LISA"[R]. ASME Paper GT-2001-492, 2001.
- [14] Stephan B, Gallus H E, Niehuis R. Experimental investigations of tip clearance flow and its influence on secondary flows in a 1-1/2 stage axial turbine[R]. ASME Paper GT-2000-613, 2000.
- [15] König S, Stoffe B, Schobeiri M T. Experimental investigation of the clocking effect in a 1.5-stage axial turbine-part I: time-averaged results[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 021004-021011.

E-mail:dengqingfeng@hrbeu.edu.cn

郑群(1962—) 男,教授,博士生导师。主要研究方向:叶轮机械气动热力学和气动设计。

Tel:0451-82518116

E-mail:zhengqun@hrbeu.edu.cn

刘春雷(1984—) 男,博士研究生。主要研究方向:叶轮机械气动设计。

E-mail:liuchunlei00700@sina.com

李松(1985—) 男,硕士研究生。主要研究方向:叶轮机械气动设计。

E-mail:leesong@yahoo.com.cn

作者简介:

邓庆锋(1983—) 男,博士研究生。主要研究方向:叶轮机械气动设计。

Pressure Controlled Vortex Design of 1.5-stage Turbine Based on the Method of Controlling Axial Velocity Variation

DENG Qingfeng, ZHENG Qun^{*}, LIU Chunlei, LI Song

College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

Abstract: Considering distortions of the stream surface and through the search for suitable axial velocity distributions in controlled vortex design stage, a 1.5-stage subsonic axial flow turbine is designed by controlled vortex design method with the given pressure distributions to resolve circulation distributions. The turbine blades are then obtained through parameterization design and are numerically studied through 3D viscous simulation finally. The results show that this controlled vortex design method relieves the transverse pressure gradient in cascade passage to keep the low-energy fluid from moving towards the blade suction. Also, it removes the negative pressure gradient along radial direction which could reduce the passage vortex core energy. Compared with free vortex design, the controlled vortex design turbine efficiency is increased by 0.67%, and the power, 3.47%. The results also indicate that the pressure controlled vortex design method not only enhances the stage match but also prevents the blade outlet flow parameters from non-uniform to reduce mixing losses to the greatest extent.

Key words: turbine; turbine design; blade modeling; controlled vortex design; pressure controlled vortex; numerical simulation

Received: 2011-03-21; **Revised:** 2011-05-16; **Accepted:** 2011-06-09; **Published online:** 2011-06-15 13:22

URL: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20110615.1322.003.html **DOI:** CNKI:11-1929/V.20110615.1322.003

Foundation items: National Natural Science Foundation of China (50776021); Doctoral Fund of Ministry of Education of China (20092304110004)

*** Corresponding author.** Tel.: 0451-82518116 E-mail: zhengqun@hrbeu.edu.cn