

低速轴流压气机转子叶片三维优化的数值研究

张晨凯¹, 胡 骏^{1,2}, 王志强¹, 尹 超¹, 严 伟¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为了深入认识低速大尺度轴流压气机端壁区的流动, 减小流动损失, 提高其气动性能, 采用数值模拟和优化相结合的手段, 针对用于低速模拟的某低速大尺度轴流压气机原型转子的三维积叠线进行了优化, 提高了其设计工况下的气动性能。结果表明: 优化转子轮毂附近无法承受过大的负荷; 相比于原型转子, 优化转子主要的性能提升位于轮毂附近, 一定程度的正弯有效减小了轮毂区的流动损失, 具有“前加载”的效果, 抑制了叶根尾缘的流动分离, 转子总压损失减小约 19.4%。

关 键 词: 压气机转子; 流动损失; 气动性能; 数值优化; 流动分离

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical study on three-dimensional optimization of low-speed axial compressor rotor blade

ZHANG Chen-kai¹, HU Jun^{1,2}, WANG Zhi-qiang¹, YIN Chao¹, YAN Wei¹

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,

College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: To deepen the knowledge of endwall flow in the large-scale low-speed axial compressor, reduce accordingly its flow loss and improve its aerodynamic performance, numerical simulation and optimization were presented. With numerical tool, three-dimensional stacking principle was optimized to improve the design operation point aerodynamic performance for the prototype rotor of a large-scale low-speed axial compressor in low speed simulation. Results show that, near-hub region of the optimized rotor cannot undertake large blade loading; compared with the prototype rotor, the main region of performance improvement of optimized rotor locates near the hub region, and a certain degree of positive bend in this region effectively helps to reduce its flow loss. It shows the effect of “loaded leading edge”, which suppresses flow separation near the trailing edge; consequently nearly 19.4% of total pressure loss is reduced.

Key words: compressor rotor; flow loss; aerodynamic performance; numerical optimization; flow separation

风扇/压气机内部流动复杂, 存在着端壁附面层、叶尖泄漏流、通道二次流等多种流动与主流的相互作用, 在风扇/压气机前面级还可能

存在激波, 这些流动的相互作用对压气机的效率、压比和稳定裕度起着近乎决定性的作用^[1]。

高压压气机内部流场测量因其尺寸小、转速高

收稿日期: 2013-09-18

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金(20123218120009)

作者简介: 张晨凯(1987—), 男, 江苏丹阳人, 博士生, 研究方向为叶轮机械气动热力学。

而代价昂贵,因此通常采取低速模拟试验技术来研究不同的先进三维叶片造型,进而提高高压压气机效率.低速模拟试验技术成败的一个重要因素是能否在低速试验台上再现高压压气机的主要流动特征^[2].General Electric(GE)公司开展了E³的低速模拟工作^[1,3-4].Cranfield大学针对5级压气机C147第4级开展了试验工作^[2,5-6].罗·罗公司和剑桥大学合作开展了将弯掠技术应用于Trent发动机多级轴流压气机上的低速和相应的高速研究内容^[7-8].国内南京航空航天大学叶轮机气动实验室从2008年开始开展的一系列低速模拟试验工作^[9-11],均充分论证了低速模拟试验研究的可靠性和实用性.低速模拟试验一般涵盖5个步骤,即:模拟目标的建立,低速模型压气机的设计,低速模型试验,低速模型的改善,高压压气机的改进设计^[1].

本文的内容是在某4级低速大尺度轴流压气机上设计完成并能充分反映高压压气机设计工况下内部流动特点的基础上,采用数值模拟和优化相结合的方法,对原型转子三维积叠线进行优化,提高其设计点性能,为后续的低速模拟试验和低速原型改善设计提供充分的数据储备,同时也进一步加深了其内部流场的认识.

1 研究对象

研究的转子为用于某高压压气机第7级低速模拟的4级低速大尺度轴流压气机上的转子,其设计方法可参照文献^[9],设计步骤为:高压目标的建立,总体参数的确定,通流设计,叶型设计以及三维CFD数值校核.低速大尺度轴流压气机转子的设计参数可参见表1.

表1 低速大尺度轴流压气机转子设计参数

Table 1 Design parameters of large-scale low-speed axial compressor rotor

设计参数	数值
转速(r/min)	900
外径/mm	1500
轮毂比	0.88
中径雷诺数/ 10^5	4.6
流量系数	0.385
叶片数	72
弦长(叶尖、中径、轮毂)/mm	85.2, 93.8, 87.4
稠度(叶尖、中径、轮毂)	1.302, 1.525, 1.518
中径展弦比	0.957
叶尖间隙/mm	0.6

2 数值方法

采用三维Navier-Stokes(N-S)流动求解器EURANUS开展定常的数值研究.方程组的空间和时间离散分别为格心格式的有限体积方法和显式多步龙格-库塔方法.空间离散中,黏性通量项中的梯度值利用高斯公式进行中心差分来确定,而无黏通量项则采用中心差分格式.采用Spalart-Allmaras湍流模型^[12]评估涡黏性的大小.为了加速收敛,采用了当地时间步长、隐式残差光滑以及多重网格技术,同时将Courant-Friedrichs-Lewy(CFL)数定为3.

计算域的网格分为3部分,为提高叶片表面网格正交性,非叶顶区采用结构化的O4H型网格,5块网格(周向×径向×流向)节点数分别为:17×73×129, 25×73×21, 17×73×129, 25×73×37和21×73×193;叶顶区域的网格采用蝶形拓扑结构,相应的网格节点数分别为17×17×193和25×17×73;总网格节点数为808699,如图1所示.以往的研究表明^[13],叶尖间隙沿径向布置17个网格节点能较好地模拟出尖部流动信息.固壁第1层网格厚度为4μm以保证 $y^+ < 2$.

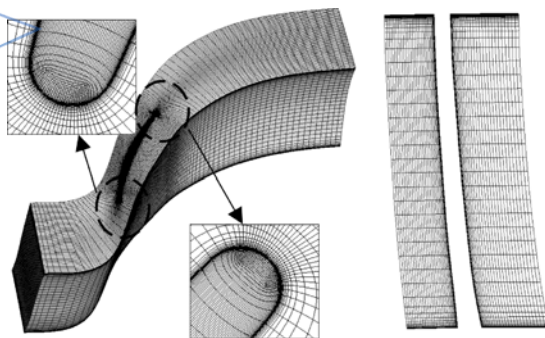


图1 网格分布

Fig. 1 Grid distribution

采用无滑移、绝热的固壁边界条件;周向采用周期边界条件;因为低速通流设计结果中进口总温和总压沿径向基本保持不变,因此给定进口边界为标准大气的总温、总压,进口气流角按通流设计得到的角度值给定;出口边界给定设计点流量,仅针对设计点开展数值计算和优化.

利用同一台试验器上已有的转子的出口气动参数周向平均值的测量值进行计算方法的校核.如图2和图3所示,设计点转子Rotor 2出口无量纲轴向速度 V_z/U_t (其中 V_z 为轴向速度, U_t 为叶尖线速度)和相对气流角的计算结果(Comp.)沿叶高

的分布和试验结果(Exp.)总体上吻合较好,采用该数值方法具有足够的可靠性,为后文计算出的总压升系数和损失系数的可靠性提供了一定的依据。

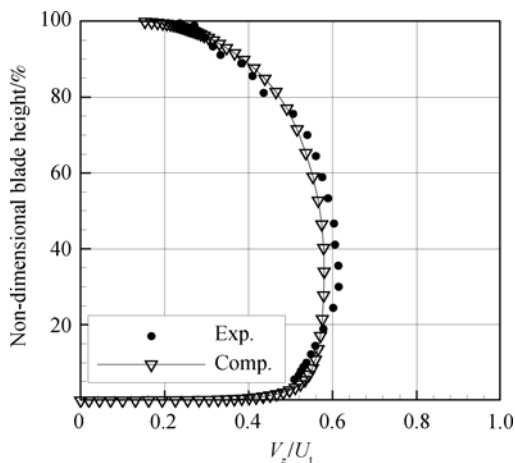


图2 设计点下转子 Rotor 2 出口无量纲轴向速度对比
Fig. 2 Comparisons of Rotor 2 outlet non-dimensional axial velocity at design point

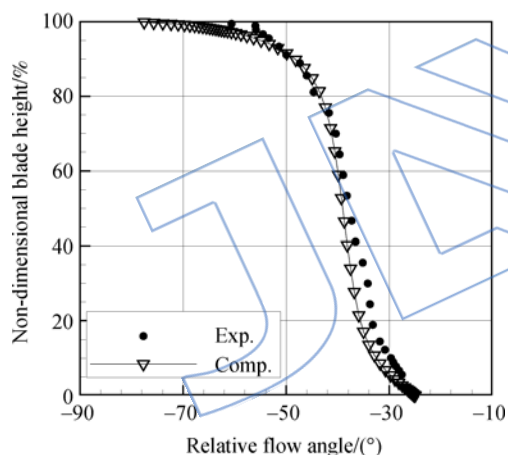


图3 设计点下转子 Rotor 2 出口相对气流角对比
Fig. 3 Comparisons of Rotor 2 outlet relative flow angle at design point

3 优化过程

采用旋转机械优化设计一体化平台 FINE/Design 3D^[14]进行原型转子叶型的优化。该软件是基于 N-S 方程解进行优化设计的综合环境,基本思想是应用已有设计类似叶型所获得的数据库来加速新叶型的设计。在该软件中采用的主要方法学思想是人工神经网络(ANN)而非采用三维 N-S 方程求解器来实施对连续设计的评价,从而能有效地应用遗传算法。该软件由自动 CFD 模拟向导模块 CFD Screening,数据库生成和管理模块 Database Generation 和优化模块 Optimization

三部分组成。

首先对原型转子叶片几何进行参数化的拟合,将其在子午面内和周向平面内的积叠规律用 Bezier-line-Bezier (BLB) 曲线形式来表示,如图 4 所示,图上横坐标为用弧度表示的角度值,纵坐标则相对叶高进行了无量纲化。BLB 曲线 7 个控制参数分别为:3 个角度参数 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$; 两个长度参数 C_1, C_2 ; 以及 2 个比例参数 P_1, P_2 。而将其各个叶高截面(9 个)中弧线采用简单 Bezier 曲线进行拟合,吸力面和压力面则采用在中弧线上叠加厚度的方式进行构造。通过对比原型和参数化叶片的前缘、尾缘在子午面以及周向平面内的位置以及 3 个典型叶高截面上的叶型后发现它们均吻合很好,验证了叶片参数化拟合的可行性。随后执行 CFD Screening 操作,即:定义 CFD 求解流程,确定网格划分、边界条件设置、确定计算方法以及如何处理计算结果等。在进行优化前利用 Database Generation 模块,进行有限数量样本的生成,与此同时明确优化参数为 α_{1m}, α_{3m} 以及 α_{1t}, α_{3t} , 其中下标 m 和 t 分别表示子午面和周向平面,下标 1 和 3 的定义如图 4 所示,其他积叠控制参数保持不变。优化参数的取值范围设为 $-18^\circ < \alpha_{1m} < 18^\circ$, $-18^\circ < \alpha_{3m} < 18^\circ$, $-12^\circ < \alpha_{1t} < 12^\circ$ 以及 $-12^\circ < \alpha_{3t} < 12^\circ$, 选取这些优化参数主要是考虑到原型转子在端壁区的流动损失较大,因此针对两端壁区附近的叶片积叠线进行优化。利用有效的 30 个数据库样本,采用人工神经网络结合遗传算法的方法进行单目标的优化,目标函数定为设计点的效率,以

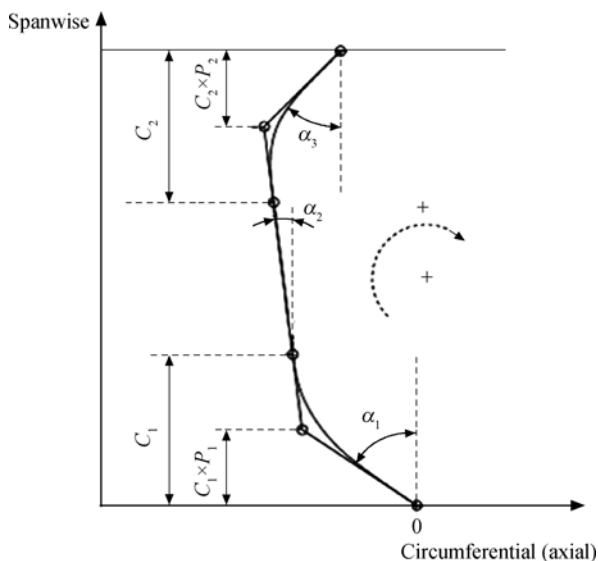


图4 叶片弯、掠积叠规律

Fig. 4 Stacking laws of blade bead and sweep

反映转子中的流动损失,优化过程中目标函数的收敛情况如图5所示,图上 Imposed 表示在罚函数中强制给定的值,ANN 表示人工神经网络预测结果,CFD 表示 CFD 计算结果,Best CFD 表示 CFD 计算当前的最优结果。

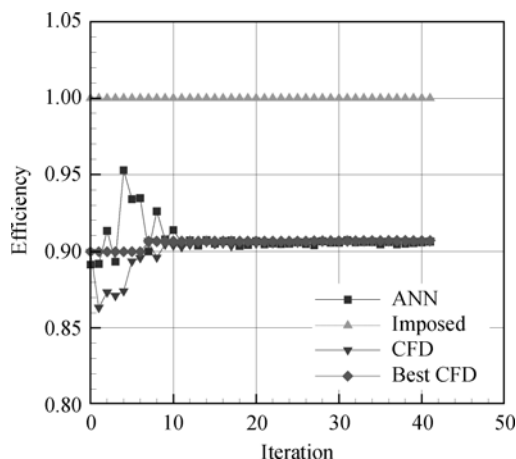


图5 优化过程目标函数的收敛情况

Fig. 5 Convergence history of objective function in optimization procedure

4 优化结果及讨论

表2给出了原型和优化转子积叠参数的对比,两者在几何上的区别如图6所示,图上 LE 和 TE 分别表示叶片的前缘和尾缘。如图6(a)所示,优化转子叶根处存在一定程度的正弯,而原型转子叶根处的弯角很小。如图6(b)所示,优化转子相对原型转子在端壁区有更大的后掠,叶片尾缘沿径向几乎平直。

表2 原型和优化转子积叠参数对比

Table 2 Comparisons of stacking parameters between prototype and optimized rotors

转子	$\alpha_{1m}/(^{\circ})$	$\alpha_{2m}/(^{\circ})$	$\alpha_{1t}/(^{\circ})$	$\alpha_{2t}/(^{\circ})$
原型	-5.10	-7.69	-0.32	0.75
优化	-3.02	12.35	3.44	-0.12

在低速压气机中,通常采用总压升系数和损失系数评价其性能指标,以取代高速压气机中的压比和效率。

总压升系数定义为

$$\psi_{11} = (p_2^* - p_1^*) / (0.5 \rho U_m^2)$$

其中 p_1^* 和 p_2^* 为叶片进、出口平均绝对总压值; ρ 为进口密度; U_m 为进口中径处旋转线速度。

损失系数定义为

$$\bar{\omega} = (p_{1w}^* - p_{2w}^*) / (p_{1w}^* - p_1)$$

其中 p_{1w}^* 和 p_{2w}^* 为叶片进、出口平均相对总压值; p_1 为进口平均静压。

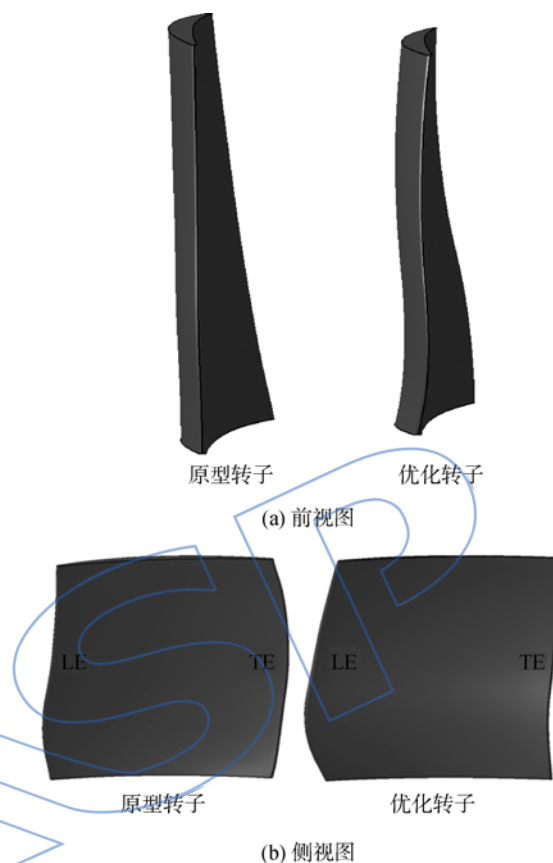


图6 转子叶片外形对比

Fig. 6 Comparisons of rotor blade configurations

原型和优化转子设计点性能的对比如表3所示,优化转子相对原型转子总压升系数提高了约11.2%,损失系数减小了约19.4%,由此可见,设计点的气动性能得到了明显的提高。优化后其稳定裕度略有减小,但仍然大于25%,能满足该转子的设计要求。

图7给出的是原型和优化转子设计点的损失系数沿径向的分布以及通流设计结果的对比。图中显示,根部区损失得到了明显的减小,从而使得优化转子在大部分叶高内的损失均小于设计值,且其设计点性能超过了要求的目标值。

表3 原型和优化转子设计点性能对比

Table 3 Comparisons of design point performance between prototype and optimized rotors

转子	总压升系数	损失系数
原型	0.634	0.067
优化	0.705	0.054

图 8 给出了原型和优化转子机匣表面静压系数 C_p 的对比,优化转子叶尖附近的流动基本和原

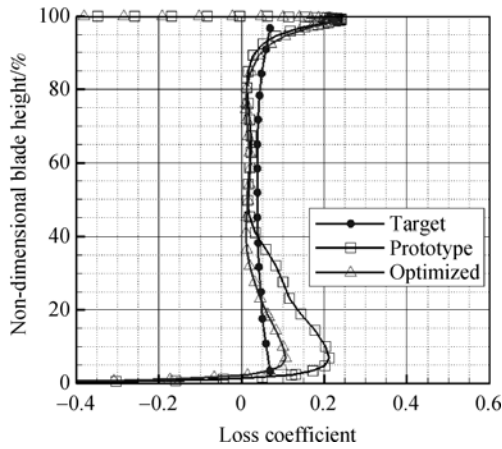
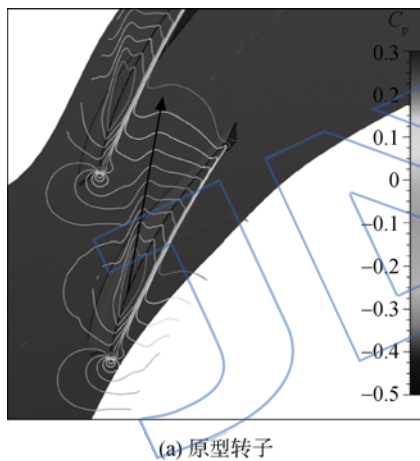
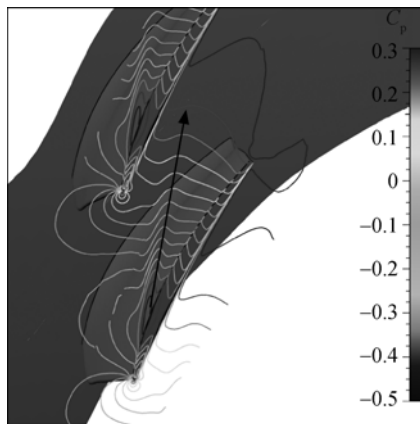


图 7 原型和优化转子设计点的损失系数对比

Fig. 7 Comparisons of loss coefficient between prototype and optimized rotors at design point



(a) 原型转子



(b) 优化转子

图 8 原型和优化转子机匣表面静压系数的对比

Fig. 8 Comparisons of surface static pressure coefficient of casing between prototype and optimized rotors

型转子相同,叶片吸力面上的压力最小值通常是叶尖泄漏涡始发位置,而静压凹槽(如图上黑色箭头指示)则代表泄漏涡的轨迹.原型和优化转子设计点的吸力面极限流线如图 9(a)和图 9(b)所示.在轮毂附近存在着朝向机匣方向的二次流,这是由沿着吸力面的轮毂边界层内的二次流引起的.在叶尖附近,也存在着一定的径向向外的流动.从分离线位置来看,优化转子的分离区明显小于原型转子,在轮毂处分离范围约为后 30% 弦长,而原型转子分离范围约为 60% 弦长,使得优化转子的损失得到了明显的减小.这是由于根部的正弯,使根部叶片附面层内的速度减小^[15],离心力减小,进而产生一个沿径向向外的合力,使得根部附面层内低能流体被疏运到中径附近,改善了端部流动情况,进而减小了流动的堵塞,叶片抵抗较高负荷以及逆压梯度的能力得以提升.

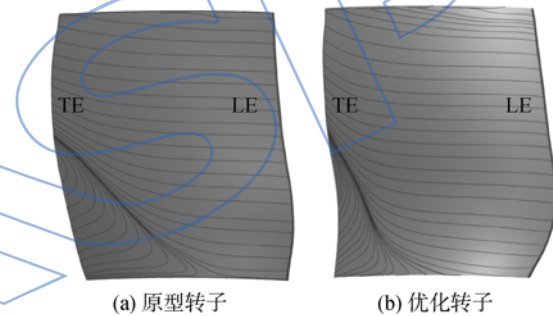
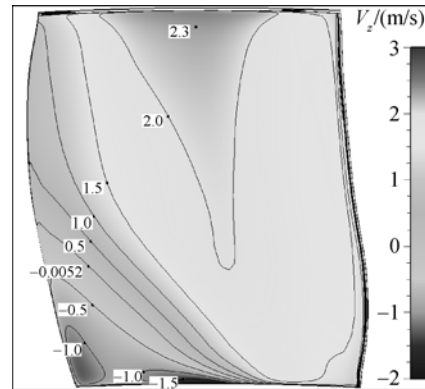


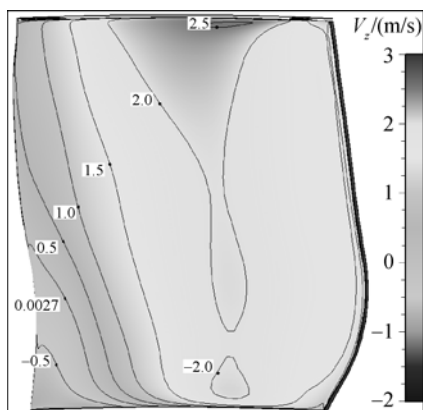
图 9 原型和优化转子设计点吸力面极限流线对比

Fig. 9 Comparisons of limiting streamlines on suction surface between prototype and optimized rotors at design point

近吸力面轴向速度分布能定性评估叶片几何变化对吸力面附近流动的影响.如图 10 所示,靠近轮毂端壁,优化转子的轴向速度 V_z 相对原型转子有所增加,极大地减小了负轴向速度区大小和流动损失,而原型转子呈现大的角区分离,进



(a) 原型转子



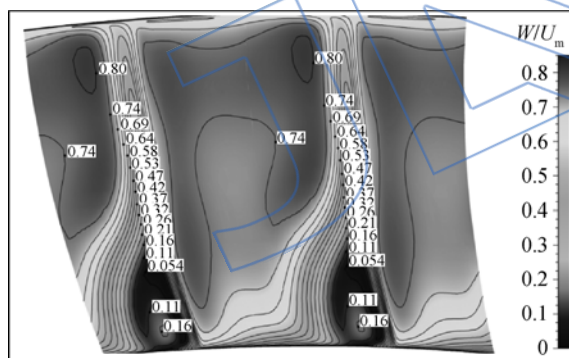
(b) 优化转子

图 10 近吸力面轴向速度分布

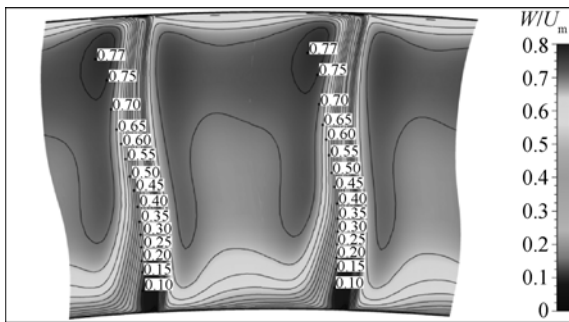
Fig. 10 Distributions of axial velocity on near-suction surface

而产生更大的流动堵塞和损失. 在叶尖附近, 轴向速度等值线的分布基本接近, 都没有出现流动分离现象, 因为叶尖处的几何形状没有发生变化.

图 11 给出了转子出口无量纲相对速度 W/U_m (W 为相对速度, U_m 为转子中径处旋转速度) 的云图以及等值线图. 图上从轮毂到机匣的低速区表示的是转子的尾迹, 而深色区域表示的是低



(a) 原型转子



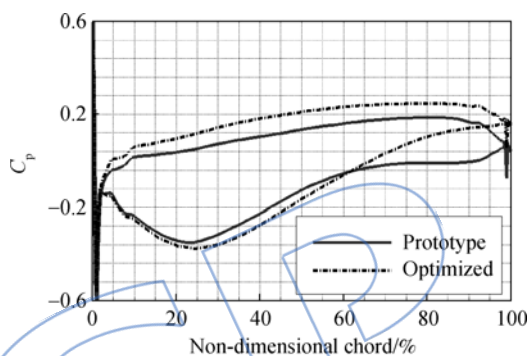
(b) 优化转子

图 11 转子出口无量纲相对速度分布

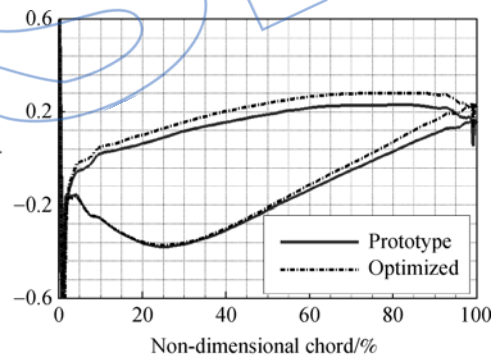
Fig. 11 Distribution of non-dimensional relative velocity at rotor exit

速高损失区, 这是轮毂角区失速造成的. 对比图 11(a) 和图 11(b) 可以发现, 优化转子的高损失区明显小于原型转子, 其轮毂角区的低能回流流体区范围得到明显的减小, 流动堵塞明显减小, 较大地提高了转子的总体性能.

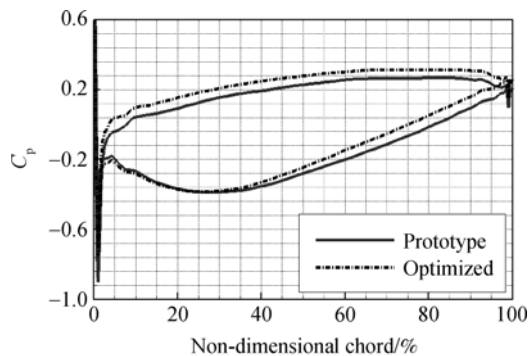
图 12 给出的是两种转子 10%, 50% 和 90% 三个叶高截面叶片表面静压分布系数的对比情况. 其中叶片表面静压系数 (C_p) 是采用进口叶尖旋转线速度表示的动压头对静压进行无量纲化处



(a) 10%叶高



(b) 50%叶高



(c) 90%叶高

图 12 10%, 50% 和 90% 叶高叶片表面静压系数分布对比

Fig. 12 Comparisons of surface static pressure coefficient distribution of blade at blade heights of 10%, 50% and 90%

理得到的结果.在图12(a)中,优化转子和原型转子吸力面上前20%弦长区域静压几乎完全吻合,而后面弦长部分由于原型转子出现较大的流动分离,静压无法继续上升而低于优化转子;对于压力面,优化转子由于在叶根处有比较大的正弯而导致静压均高于原型转子.相比原型转子,叶片前缘负荷增加,而适当地减小了尾缘的负荷,有“前加载”的效果,有效抑制了尾缘的流动分离,减小了流动损失,提高了转子性能.图12(b)中,两者的区别也是优化转子的压力面静压更高,且吸力面后50%弦长区逆压力梯度更大,使得叶中处的静压升得到一定程度的提升.图12(c)中,原型和优化转子表面静压系数基本重合,只是在尾缘处有较小的差异,叶尖处静压升稍有提升.

优化转子的3个典型叶高位置处的叶片负荷如图13所示,叶片负荷是采用进口叶尖旋转线速度表示的动压头对吸力面与压力面之差进行无量纲化后的结果,图上用 ΔC_p 表示.可以发现,在整个弦长范围内叶尖处承受的叶片负荷均为最大,且最大负荷出现在约34%弦长位置;叶中和叶根处承受的叶片负荷在前23%弦长范围内基本相同,在后面弦长范围内叶中处承受的叶片负荷要大于叶根相应弦长位置,且叶中和叶根处的最大负荷约出现在32%和30%弦长位置;总体来看,3个位置承受的叶片负荷依次为叶尖>叶中>叶根,且最大负荷相对弦向位置也是叶尖>叶中>叶根但变化不大,叶根处出现了一定程度的反流说明叶根无法承受过大的负荷.

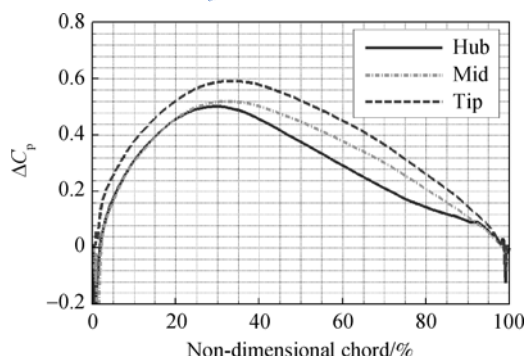


图13 10%,50%和90%叶高叶片负荷沿弦向分布的对比

Fig. 13 Comparisons of load distribution on blade surfaces along chordwise direction at blade heights of 10%, 50% and 90%

5 结论

本文采用数值计算和优化方法,针对一台用

于高压压气机低速模拟的4级低速大尺度轴流压气机上的转子端区积叠线进行了优化,减小了轮毂区的流动堵塞和流动损失,提高了设计点的压升能力.通过该研究得出以下主要结论:

1) 叶根处一定程度的正弯能将该端壁区内的低能流体向主流区迁移而有效减小该区域内的流动损失,同时增加了前缘负荷而适当减小了尾缘的负荷,具有“前加载”的效果,有效抑制了尾缘的流动分离,提高了转子性能.

2) 优化转子承受的叶片负荷依次为叶尖>叶中>叶根,且最大负荷相对弦向位置基本一致,均位于30%~35%之间,叶根处出现的一定程度反流说明叶根无法承受过大的负荷.

3) 优化转子和原型转子在叶尖处的流动损失基本吻合,只是前者前缘的负荷和压升略有增加.

参考文献:

- [1] Wisler D C. Loss reduction in axial-flow compressor through low-speed model testing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 354-363.
- [2] Lyes P A, Ginder R B. Low-speed compressor tests of swept and bowed blade designs[R]. International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE 99-7048, 1999.
- [3] Wisler D C. Core compressor exit stage study: Volume I blading design[R]. NASA Contractor Report CR-135391, 1977.
- [4] Wisler D C, Halstead D E, Beacher B F. Improving compressor and turbine performance through cost-effective low-speed testing[R]. International Symposium on Air Breathing Engines, ISABE 99-7073, 1999.
- [5] Lyes P A, Ginder R B. Experimental evaluation of the high-to-low speed transformation process for a highly loaded core compressor stage[R]. ASME Paper 98-GT-334, 1998.
- [6] Lyes P A. Low speed axial compressor design and evaluation, high speed representation and endwall flow control studies[D]. Cranfield; Cranfield University, 1999.
- [7] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part I university research and methods development[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 521-532.
- [8] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part II low and high-speed designs and test verification[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 533-541.
- [9] 王志强, 胡骏, 王英锋, 等. 用于低速模拟试验的低速模型压气机气动设计[J]. 航空学报, 2010, 31(4): 715-723.

- WANG Zhiqiang, HU Jun, WANG Yingfeng, et al. Aerodynamic design of low-speed model compressor for low-speed model testing[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2010, 31(4): 715-723. (in Chinese)
- [10] 王志强, 胡骏, 王英锋, 等. 高压压气机低速模拟实验[J]. *航空学报*, 2012, 33(5): 828-838.
- WANG Zhiqiang, HU Jun, WANG Yingfeng, et al. Low speed model testing for high pressure compressor[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2012, 33(5): 828-838. (in Chinese)
- [11] 王志强. 高压压气机低速模拟方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- WANG Zhiqiang. Research on the method of low-speed Model testing for high pressure compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [12] Spalart P R, Allmaras S R. A one equation turbulence model for aerodynamic flows[R]. AIAA 92-0439, 1992.
- [13] WU Yanhui, CHU Wuli. Behavior of tip-leakage flow in an axial flow compressor rotor[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2007, 221(1): 99-110.
- [14] Demeulenaere A, Ligout A, Hirsh C. Application of multi-point optimization to the design of turbomachinery blades [R]. ASME Paper 2004-GT-53110, 2004.
- [15] 苏杰先, 冯国泰, 闻杰, 等. 弯曲叶片在压气机中的应用[J]. *工程热物理学报*, 1990, 11(4): 404-407.
- SU Jiexian, FENG Guotai, WEN Jie, et al. The application of bowed blade to compressor[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1990, 11(4): 404-407. (in Chinese)