基于网格变形技术的跨声速压气机叶片 伴随优化方法研究 *

梁津华,曾军

(中国航发四川燃气涡轮研究院,四川成都 610500)

摘 要:为研究压气机三维叶片对激波和复杂二次流动的影响机理及提升相应的控制技术,耦合伴随优化方法、网格变形技术和数值计算方法,建立了压气机叶片伴随优化设计系统,利用该系统,在98%堵塞流量工况,对Rotor 37转子的叶片进行了优化。叶片优化后,压气机等熵效率提高了0.79%,压比提升了0.48%,质量流量增加了0.71%,出口熵增降低了3.85%。此外,叶片优化可提升全工况下的效率和总压比,特别是在大逆压梯度工况,性能提升更为显著。流动机理研究表明,叶片优化后,前缘往叶背偏移,尾缘往叶盆偏移,调整了气流进口几何角和出气角沿叶高的分布,减少了气流出口参数不均匀所带来的掺混损失,优化叶片在叶片前缘形成一个弓形结构,降低了前缘马赫数峰值,使边界层更好发展;优化叶片调整了叶片最大弯度位置,使气流折转更合理。叶片优化使得叶片中部负荷前移,激波位置延后,减少了激波和边界层之间的干扰,从而改善了激波后的流动。此外,叶片优化也降低了叶片后部的负荷,进一步改善了叶片后部的流动状况。上述结果证明了基于伴随优化方法开展压气机叶片优化的可行性和有效性。

关键词: Rotor 37; 伴随法; 动网格; 优化; 效率; 熵产

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055(2022)11-210501-12

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210501

Adjoint Optimization Method for Transonic Compressor Blade Based on Mesh Deformation Technique

LIANG Jin-hua, ZENG Jun

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: In order to study the influence mechanism of three–dimensional compressor blades on shock waves and complex secondary flow and improve the corresponding control technology, an adjoint optimization platform is established for a compressor blade, by coupling adjoint optimization method, mesh deformation technique and numerical simulation technique. To improve the compressor isentropic efficiency, the blade of Rotor 37 is optimized at 98% choking mass flow rate. After the blade optimization, the compressor isentropic efficiency rises by 0.79%, the total pressure ratio grows by 0.48%, the mass flow increases by 0.71%, and the outlet entropy generation drops by 3.85%. More importantly, the blade optimization can improve the efficiency and total pressure ratio at nearly all working conditions, in particular, the performance improvement is more significant at larger inverse–pressure–gradient conditions. The flow mechanism shows that after the blade is optimized, the leading edge of the blade is offset to the back of the blade, and the trailing edge is offset to the leaf pot, the distribution of

^{*} 收稿日期: 2021-07-27; 修订日期: 2021-09-13。

通讯作者:梁津华,硕士,工程师,研究领域为航空发动机气动传热。

引用格式: 梁津华,曾 军. 基于网格变形技术的跨声速压气机叶片伴随优化方法研究[J]. 推进技术, 2022, 43(11): 210501. (LIANG Jin-hua, ZENG Jun. Adjoint Optimization Method for Transonic Compressor Blade Based on Mesh Deformation Technique[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(11):210501.)

the air inlet and outlet angle along the height of the blade is adjusted to reduce the mixing loss caused by uneven outlet air flow. A bow-shaped structure is formed at the leading edge of the blade, which reduces the peak Mach number of the leading edge and makes the boundary layer better develop, the position of the maximum blade curvature is adjusted to make the airflow turn more reasonably. Besides, after blade optimization, the load on the middle of the blade moves forward, and the shock wave is delayed, which reduces the interference between the shock wave and the boundary layer so that the airflow after shock waves is improved. In addition, the blade optimization also reduces the load on the rear of the blade, which further results in better flow characteristics. The above results demonstrate the feasibility and effectiveness of the adjoint optimization method for compressor blade optimization.

Key words: Rotor 37; Adjoint method; Dynamic mesh; Optimization; Efficiency; Entropy generation

1 引 言

压气机作为发动机的重要部件,对发动机性能有重要影响;在高推重比涡轮风扇发动机中,高负荷跨声速压气机内部的流动情况复杂多变,叶型损失和二次流损失大大增加了压气机的设计难度;研究压气机三维叶片和流道对激波和复杂二次流动的影响机理及提升相应的控制技术,使得压气机优化设计成为高性能压气机设计过程中至关重要的环节[1-5]。

国内外的研究者在压气机优化设计方面做了大 量的工作, Kuzmenko等[6]利用三维CFD和多种优化 算法对风扇转子在设计点的效率进行了优化,优化 考虑内外涵的流动和转子强度,优化后转子效率提 升1.5%。Lotfi等[7]采用遗传算法对一个低速风扇进 行了气动外形优化,在保证同样的叶片厚度分布和 质量流量条件下优化叶片曲面线,得出遗传算法可 以用来自动提高风扇叶片的叶型设计。陈云永等[8] 采用全三维叶型优化方法对某低压压气机进行了优 化设计,发现优化后在不改变总压比的情况下设计 点附近效率提高1.05%,叶型改进后明显改善了主流 道的流场结构。陈忠良等[9]基于计算流体动力学和 数值优化算法,研究了一种压气机叶型优化设计方 法,对高亚声速轴流压气机叶型进行了优化,优化叶 型可以有效改善攻角特性和降低总压损失。 Dang^[10-11]和 Rooij等^[12]采用全三维反方法进行叶型优 化设计并取得一定进展,文献[13-18]也在这方面有 一定建树。这些研究工作主要集中在采用随机类优 化方法,例如遗传算法和神经网络法,将叶型参数 化,通过改变叶型参数,来获得不同的叶型,并计算 不同算例来获得性能提升的叶型。由于在优化中缺 乏明确的寻优方向,随机类优化方法往往计算量较 大,优化周期长,并且受参数数目的限制,无法使用

大量参数进行精细化设计。而梯度类优化方法,通过求解优化目标对设计变量的微分,获得敏感性,具有明确的寻优方向,并且从梯度法发展出的伴随法,解除了优化目标对设计变量的数目的依赖,极大地减少了计算量,工程实用性很强;例如,罗佳奇等[19]在设计4.5级低速压气机初始气动外形后,采用伴随法在近失速工况对最后级静子进行了优化,提升了气动性能。李伟伟等[20]采用伴随法发展的多级叶轮机三维粘性气动优化方法,结合叶片参数化方法和最速下降法,对1.5级超声速压气机以进出口熵增为优化目标进行了优化,优化后压气机气动性能明显提升。

本文发展了基于网格变形技术的伴随优化方法,该方法一方面优化方向明确,利用网格变形快速优化形状;另一方面缓解了优化过程受设计变量数目的限制和对参数化的依赖,能够使用大量设计变量进行精细化设计。基于该方法构建了压气机叶片伴随优化系统,能够快速高效地完成压气机叶片优化。

2 数值方法

2.1 研究模型

研究对象为跨声速压气机转子 NASA Rotor 37转子^[21], Rotor 37是 NASA Glenn Research Center于 20世纪 70年代设计的四个高压压气机进口级之一,见表 1,后来 NASA采用激光测速仪和探针对孤立转子流场进行了详细的测量,见图 1,实验结果参见文献[21]。

Rotor 37转子计算模型和网格见图 2,边界条件与文献[22]相同,进口根据文献[22]给定了径向分布的总温、总压,出口给定静压,叶片两侧给定周期性边界条件。对模型划分了网格,并进行了无关性验证,见图 3,网格数量大于 108 万时满足无关性要

求,通过划分网格和计算求解重复来调整 Y^* ,满足无关性要求的 Y^* 平均值约为 0.74。

Table 1 Parameters of Rotor 37

Parameter	Parameter Value	
Design blade number	36	
Design rotation/(r/min)	17188.7	
Design mass flow/(kg/s)	20.19	
Design total pressure ratio	2.106	
Velocity at blade tip/(m/s)	454.14	
Design tip clearance/cm	0.0356	
Relative Ma at tip inlet	1.48	
Relative Ma at bottom inlet	1.13	
Solidity of blade tip	1.29	
Aspect ratio	1.56	
Hub ratio	0.7	

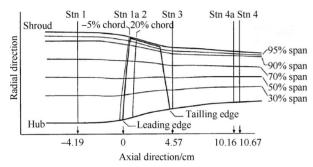


Fig. 1 Measuring positions of Rotor 37

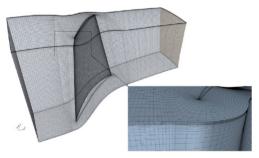


Fig. 2 Calculation region of Rotor 37

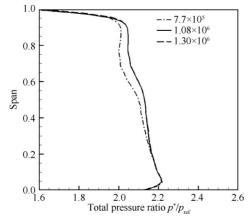


Fig. 3 Mesh independence verification

2.2 数值方法及验证

叶片流场的计算采用有限体积法求解粘性 N-S 方程的方法,采用二阶迎风格式对方程的对流项进行离散,采用中心差分格式对扩散项进行离散,离散方程的求解过程为连续方程和动量方程同时求解,湍流模型为 SST模型,采用多重网格法加速收敛。

2.2.1 伴随优化方法

伴随法[23-25]属于梯度法的一种,通过求解微分方程得到目标函数对设计变量的敏感性。在流体力学中,优化问题的目标函数I(例如流量、压比等)均可以表示为守恒流动变量U和设计变量 α 的积分函数,即

$$I = I(U, \alpha) \tag{1}$$

式中三维流动中守恒流动变量 $U = (\rho, \rho\nu_x, \rho\nu_r, r\rho\nu_\theta, \rho e)^T$; 控制流场边界几何形状的设计变量 $\alpha = (\alpha_1, \alpha_2, ..., \alpha_n)^T, n$ 为设计变量数目。

流动控制方程(N-S) 方程(N-S) 是关于(U) 和 α 的隐式偏微分方程组,统一抽象表示为

$$N(U,\alpha) = 0 \tag{2}$$

因此优化问题为:在流动控制方程(2)的约束下,从设计空间中寻找目标函数最大或最小值和相应的设计变量值,即

max or min $I(U,\alpha)$, subject to $N(U,\alpha) = 0$ (3)

如果用梯度法对问题(3)求解,就需要求解目标函数对所有设计变量的敏感性 $dI/d\alpha$,即

$$\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}\alpha_{i}} = \frac{\partial I}{\partial U} \times \frac{\partial U}{\partial \alpha_{i}} + \frac{\partial I}{\partial \alpha_{i}}, i = 1, 2, ..., n \tag{4}$$

式中 $\partial U/\partial \alpha_i$ 为守恒变量对设计变量的敏感性。

在求得流动控制方程(2)后,敏感性表达式(4)的右端项中 $\partial I/\partial U$ 可采用有限差分法(5)求得。

$$\frac{\partial I}{\partial U} = \lim_{\delta U \to 0} \frac{I(U + \delta U, \alpha)}{\delta U}$$
 (5)

对 $\partial I/\partial \alpha_i$ 的求解采用有限差分法,相当于施加小 扰动 $\delta \alpha_i$ 在设计变量 α_i 后重新生成一次网格,无需额 外迭代计算。

对 $\partial U/\partial \alpha_i$ 的计算,需对每个设计变量 α_i ,计算一套流动控制方程(6),接着采用有限差分方法求解 $\partial U/\partial \alpha_i$ 。

$$N(U,\alpha + \delta\alpha) = 0 \tag{6}$$

式中 $\delta\alpha$ 为设计变量的小扰动量。

针对每一个设计变量,梯度法计算量取决于求解 $\partial U/\partial \alpha_i$,均需额外数值迭代求解一套流动控制方程(6)。总的计算量相当于求解n+1次流动控制方程,且求解计算量随设计变量数目的增多而大幅增加。

而伴随法通过构造极值问题避免求解 $\partial U/\partial \alpha_i$ 从

而降低计算量。

将流动控制方程线性化为

$$\frac{\partial N}{\partial U}\frac{\partial U}{\partial \alpha_i} + \frac{\partial N}{\partial \alpha_i} = 0 \tag{7}$$

在敏感性表达式(4)中采用拉格朗日算子λ把控制方程(7)的左端项引入,从而构造极值问题为

$$\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}\alpha_i} = \frac{\partial I}{\partial U} \times \frac{\partial U}{\partial \alpha_i} + \frac{\partial I}{\partial \alpha_i} - \boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}} \left(\frac{\partial N}{\partial U} \frac{\partial U}{\partial \alpha_i} + \frac{\partial N}{\partial \alpha_i} \right)$$
(8)

式中三维流动中 $\lambda = (\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5)^T$, 统称伴随变量。

重新组合式(8)右端项,得到

$$\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}\alpha_i} = \frac{\partial I}{\partial \alpha_i} - \boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}} \frac{\partial N}{\partial \alpha_i} + \left(\frac{\partial I}{\partial \boldsymbol{U}} - \boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}} \frac{\partial N}{\partial \boldsymbol{U}}\right) \frac{\partial \boldsymbol{U}}{\partial \alpha_i}$$
(9)

如果伴随变量**λ**满足

$$\frac{\partial I}{\partial II} - \lambda^{\mathrm{T}} \frac{\partial N}{\partial II} = 0 \tag{10}$$

式(10)称为伴随方程,解除了 $dI/d\alpha_i$ 对 $\partial U/\partial\alpha_i$ 的依赖 关系,式(9)变为

$$\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}\alpha_i} = \frac{\partial I}{\partial \alpha_i} - \boldsymbol{\lambda}^{\mathrm{T}} \frac{\partial N}{\partial \alpha_i} \tag{11}$$

式(11)中敏感性不再依赖于 $\partial U/\partial \alpha_i$,实现了优化目标与设计变量数目无关,只需通过式(10)求解伴随变量 λ ,即可获得优化目标对设计变量的微分 $dI/d\alpha_i$ 即敏感性。

2.2.2 网格变形方法

网格变形方法是通过改变网格节点坐标使网格形状发生变化,变形前后保持相同的网格类型和拓扑结构,相比于网格重构,避免了网格离散误差对计算结果产生干扰。网格变形采用基于径向基函数的方法,通过控制点实现,每个控制点都有一个位移向量,通过这些点的位移向量建立插值场用以计算所有网格节点的位移,插值方法为径向基函数法。

控制点的位移为

$$\boldsymbol{d}_{i}' = \sum_{j=1}^{N} f_{bj}(\boldsymbol{r}_{ij}) \boldsymbol{\beta}_{j} + \boldsymbol{\alpha}$$
 (12)

$$f_{b,j}(\mathbf{r}_{ij}) = \sqrt{\mathbf{r}_{ij}^2 + \mathbf{c}_j^2} \tag{13}$$

$$\mathbf{r}_{ij}^2 = \left| \mathbf{x}_i - \mathbf{x}_j \right| \tag{14}$$

式中 $f_{b,j}(\mathbf{r}_{ij})$ 为径向基函数, \mathbf{r}_{ij} 为两个节点的距离, \mathbf{d}_{i}' 为控制点位移,i为控制点, $\boldsymbol{\beta}_{i}$ 为膨胀系数, \mathbf{x}_{i} 为节点 i的位置,N为控制点个数, \mathbf{c}_{i} 为常量。

膨胀系数 β ,满足下式,即

$$\sum_{j=1}^{N} \boldsymbol{\beta}_{j} = 0 \tag{15}$$

通过式(12)和式(15)可解出β和α,并带入目标

插值场中,见式(16)~(18),将 $f_{b,j}(\mathbf{r})$ 应用到所有网格节点中就可以计算网格节点位移量 \mathbf{d}' 。

$$d'(x) = \sum_{j=1}^{N} f_{bj}(\mathbf{r}) \boldsymbol{\beta}_j + \boldsymbol{\alpha}$$
 (16)

$$f_{b,j}(\mathbf{r}) = \sqrt{\mathbf{r}^2 + \mathbf{c}_j^2}$$
 (17)

$$r = |x - x_j| \tag{18}$$

2.2.3 参数定义

(1)等熵效率

$$\eta = \frac{\left(p_{\text{outlet}}^*/p_{\text{inlet}}^*\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{T_{\text{outlet}}^*/T_{\text{inlet}}^* - 1} \tag{19}$$

式中 p_{inlet}^* 为进口总压, p_{outlet}^* 为出口总压, T_{inlet}^* 为进口总温, T_{outlet}^* 为出口总温, γ 为比热比。

(2)总压比

$$\pi = p_{\text{outlet}}^* / p_{\text{inlet}}^* \tag{20}$$

(3)熵增

流体的熵增[26]为

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}} - R_g \cdot \ln \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}$$
 (21)

式中 c_p 为气体比定压热容, R_g 为气体常数, T_{in} 和 p_{in} 分别为系统人口静温静压, T_{out} 和 p_{out} 分别为待求截面的静温静压。

(4) 熵产率

在叶栅流动中,熵产率由黏性耗散熵产率和湍流耗散熵产率组成^[26]。文献[27]提出了一种计算熵产率的方法,总熵产率为

$$s_{g} = s_{\overline{D}} + s_{D'} \tag{22}$$

其中黏性耗散熵产率sn为

$$s_{\overline{D}} = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}$$
(23)

湍流耗散熵产率sn为

$$s_{\mathrm{D'}} = \frac{\rho \varepsilon}{T} \tag{24}$$

式中T为温度;u,v,w为x,y,z方向上的速度; ρ 为密度; μ 为动力黏度; ε 为湍流耗散率。

熵增与熵产率的关系:某个截面的熵增等于单位质量流量的气体从系统进口到该截面的熵产率体积积分。

2.2.4 数值方法验证

对 Rotor 37转子进行了数值计算,计算的堵塞流量为 20.97kg/s,试验值为(20.93±0.14)kg/s,计算结果在试验误差范围内。图 4给出了转子特性曲线,可以

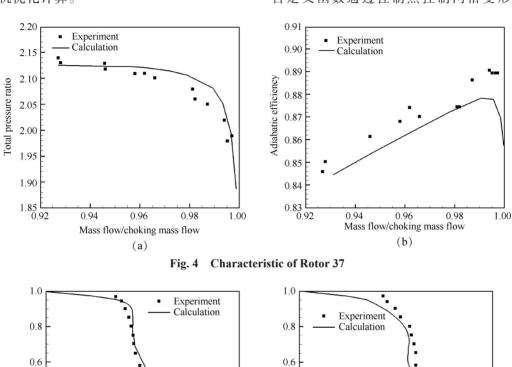
看出数值计算得到的压比和效率曲线与试验结果的 趋势基本一致。

在98%堵塞流量下(见图5),对比了效率、压比、 温比和气流角的出口节距平均值的计算结果与试验 结果的差别,可以看出计算结果与试验结果基本 一致。

通过对比Rotor 37 转子的计算结果与试验结果, 计算结果和试验结果符合较好,该计算方法可以用 来进行压气机优化计算。

3 优 化

由于98%堵塞流量工况经过数值方法验证与试验结果相符,因此在98%堵塞流量工况下,对Rotor37转子叶片进行了优化。转子叶片优化先进行初始流场求解,获得流场之后确定优化目标函数,为获得寻优方向,需求解优化目标函数对叶片的微分,即敏感性,计算方法采用伴随法,根据获得的敏感性利用自定义函数通过控制点控制网格变形改变叶片型



Span Span 0.4 0.4 0.2 0.2 0.0 L 1.6 2.0 2.2 2.4 0.8 Total pressure ratio p^*/p_{ref} Adiabatic efficiency (a) (b) 1.0 1.0 Experiment Calculation Experiment 0.8 0.8 Calculation 0.6 0.6 Span Span 0.4 0.4 0.2 0.2 0.0 1.20 1.25 1.30 1.35 1.40 45 Total temperature ratio T^*/T_{ref} Absolute flow angle/(°) (c) (d)

Fig. 5 Results at outlet of Rotor 37

面,最后求解新叶型的流动控制方程,计算出优化后的流场,根据目标函数是否满足预期要求再决定是否继续优化,叶片优化流程见图 6。

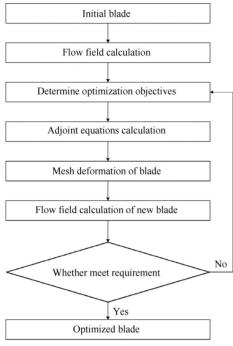


Fig. 6 Flow chart of the optimizing

3.1 优化目标及设计变量

叶片优化的目的是降低流动损失,例如激波损失、二次流损失等,因此将效率作为优化目标,为保证叶片维持设计的性能参数,需对压比和流量比进行约束,通过引入罚函数将压比和流量比约束引入到目标函数中,目标函数定义为

$$F = \eta + c_1 (p_r - 1)^2 + c_2 (m_r - 1)^2$$
 (25)

式中 p_r 为压比与初始压比比, $0.99 \le p_r \le 1.01$; m_r 为流量与初始流量比, $0.99 \le m_r \le 1.01$; η 为效率; c_1,c_2 为权重系数,根据计算不断调整使其满足压比流量比约束。

优化变量为控制网格变形的控制点。

3.2 敏感性分析

在获得三维流场之后,求解伴随方程得到目标函数对型面的敏感性,见图7,可以看出在叶片吸力面中部敏感性最大,提取10%,50%,90%三个截面敏感性矢量,见图8,箭头方向代表使目标函数增大的叶片型面变形方向。

3.3 网格变形

压气机叶片是基于有限体积法对流场进行求解,网格的离散使梯度变化通常是不连续的,如果直接对叶片网格节点进行调整会导致型面变形量

过大,不光滑,因此需要设置控制点,通过移动控制点的方式,使相应的网格节点的空间坐标发生变化,从而实现网格的变形;图9为设置在叶片外的控制点,控制点均匀排布,用以控制叶片网格变形。

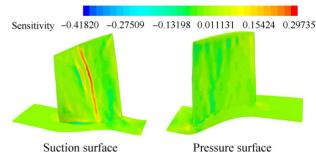


Fig. 7 Surface sensitivity of expression w.r.t. normal displacement

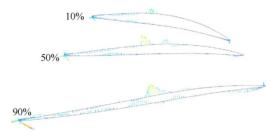


Fig. 8 Sensitivity vectors

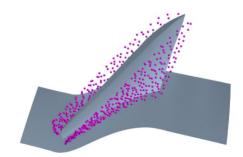


Fig. 9 Control points

根据敏感性计算控制点的位移量,控制点的移动量为控制点的累积位移量加上伴随位移量,其中伴随位移量为控制点所有方向上目标函数变化量的最大值乘以系数,目标函数变化量通过敏感性计算得到,系数的值根据经验取得,系数取得越小,所需的网格变形次数越多,系数取得越大,网格变形次数越少,但有可能变形过大,超过最优值。

3.4 约束条件

叶片网格变形中需给定约束,一是叶片前缘和 尾缘直径不能变,二是叶顶间隙不能变。为保证前 后缘直径不变,在网格变形过程中,前后缘表面控制 点的位移量通过自定义函数先进行周向平均然后赋 给相应半径范围内的所有点;为保证叶顶间隙不变, 在变形过程中叶顶控制点的径向位移设置为0,切向和轴向随叶片变化而自由移动,见图10。

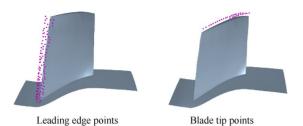
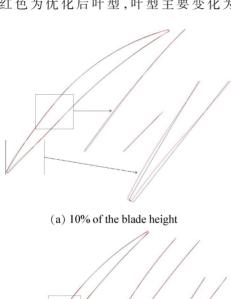


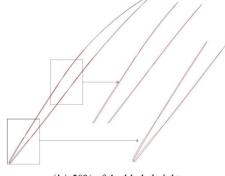
Fig. 10 Control points of constraint

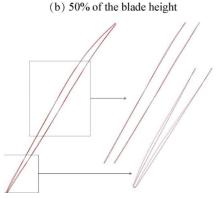
4 结果分析

4.1 叶片几何形状变化

优化前后叶型对比见图 11,其中灰色为初始 叶型,红色为优化后叶型,叶型主要变化为,前缘







(c) 90% of the blade heightFig. 11 Blade comparison

往叶背偏移,尾缘往叶盆偏移,径向高度越高,偏移量越大。优化叶型在叶片前缘形成一个弓形结构,叶片前部曲率减小,叶片中部最大弯度位置前移。

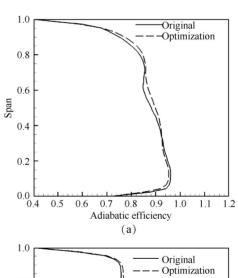
4.2 性能分析

优化前后设计点性能参数变化见表 2。与初始叶片相比,优化叶片相对初始叶片变化的百分比为:效率提高 0.790%, 压比提升 0.475%, 质量流量增加 0.705%, 出口熵增降低 3.853%。

Table 2 Performance parameters of design point before and after optimization

Parameter	Mass flow/ (kg/s)	Total pressure ratio	Efficiency
Initial blade	20.553	2.106	0.8730
Optimized blade	20.698	2.116	0.8799

图 12 为优化前后出口性能参数对比,从图中可以看出出口效率在 30% 叶高以上提升,在 30% 叶高以下略有下降;总压比在整个径向高度全部提升。



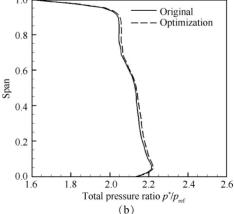


Fig. 12 Comparison at outlet

图 13 为效率特性和压比特性对比,从图中可以看出,叶片优化后效率在近堵点基本无提升,在近失速点提升较大,压比在近堵点提升较小,近失速点提升较大,说明叶片优化在逆压梯度越大时,优化效果越明显。总体来说叶片优化后提升了变工况性能。

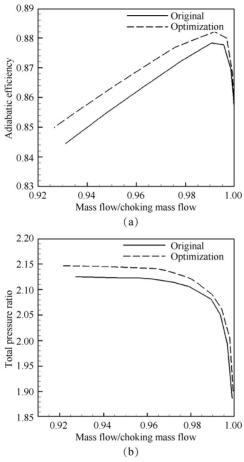


Fig. 13 Comparison of characteristic

叶片优化后由于前缘往叶背偏移,尾缘往叶盆偏移,调整了气流进口几何角和出气角沿叶高的分布,使得效率沿叶高分布更加均匀,减少了气流出口参数不均匀所带来的附加掺混损失。

4.3 流场分析

叶片优化前后 10% 截面马赫数见图 14;从图中可以看出,初始叶片从驻点往叶背,由于进口气流正攻角,气流会经历一个由前缘圆柱和叶背构造的渐缩和渐扩通道,造成叶背前缘气流加速到超声速。叶片优化后在前缘形成一个弓形结构,减弱了渐扩通道的扩张程度,超声速气流在渐扩通道的加速能力降低,抑制了前缘叶背表面的过度膨胀,降低了叶背前缘最高马赫数;由于叶片边界层从前缘开始发展,叶背前缘最高马赫数的降低,对边界层的发展有

积极影响;同时弓形结构的后部增大了渐扩通道的扩张程度,气流加速能力增强,马赫数增大。因此弓形结构的作用为减小弓形结构前部马赫数,增大弓形结构后部马赫数;在初始叶片前缘和中部两个高马赫数区之间有个低马赫数区,经过叶片弓形结构调整后,弓形结构前部高马赫数区马赫数减小,弓形结构后部低马赫数区马赫数增大,气流速度变得更加均匀,降低了因气流速度变化而产生的熵增。优化叶片叶背表面激波强度有所减小,但增大了通道激波强度,激波强度的增大加大了激波损失。

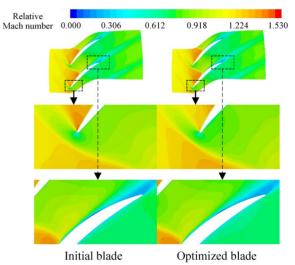


Fig. 14 Mach number comparison at 10% of the blade height

叶片优化前后 50% 截面马赫数见图 15;叶片优化后,在前缘形成一个弓形结构,降低了前缘马赫数峰值,同时叶片前缘往叶背偏移,减小了叶片吸力面曲率,使得叶片吸力面前部叶片变得更加平坦,能够降低叶背马赫数峰值,从而削弱激波强度,减少激波和边界层的干扰。

最大弯度位置通过改变气流流过叶片的折转角而影响气流做功能力,在一定范围内,气流折转角对叶片增压效果具有明显影响,存在最佳最大弯度位置。叶型优化后,最大弯度位置前移,气流折转更合理,压比和效率都有提升,并降低了吸力面后部的曲率,减弱了吸力面后部的逆压梯度,使得激波位置延后,减少了激波和边界层之间的干扰,分离区减小。

叶片优化前后 90% 截面马赫数见图 16,叶片优化后前缘形成弓形结构,降低了前缘马赫数峰值;叶片吸力面变得更加平坦,最大弯度位置前移,降低了吸力面最大马赫数和激波强度,并使激波位置延后,

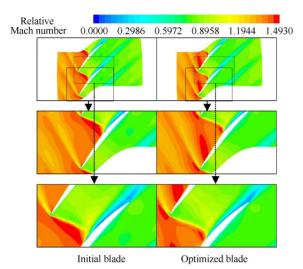


Fig. 15 Mach number comparison at 50% of the blade height

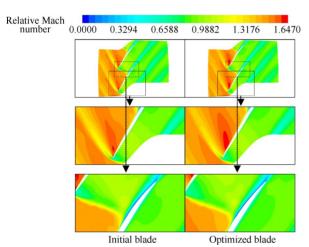


Fig. 16 Mach number comparison at 90% of the blade height

减小了分离损失。

图 17 给出了叶片优化前后 10%,50%,90% 叶高叶片表面静压分布。从图中可以看出,优化叶片相比于初始叶片,叶片前部静压差增大,中部静压差减小,叶片中部负荷前移。10% 叶高,优化后的叶片静压上升的位置延后,说明激波位置延后,激波延后,能够减小分离区;在叶片后部,静压差稍有增大,叶片负荷增大。50% 叶高,静压上升位置延后,说明激波延后;叶片后部静压差减小,叶片负荷降低,在叶片后部由于激波和边界层的相互干扰,存在流动分离,流动情况较差,叶片后部负荷的降低,能够改善叶片后部的流动情况。在90% 叶高,叶片中部激波位置延后,叶片后部静压差减小,负荷降低。

图 18 为优化前后 10%,50%,90% 叶高截面熵产。在 10% 叶高,优化叶片吸力面前缘马赫数峰值

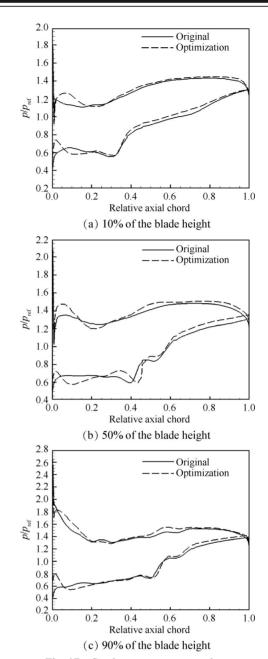


Fig. 17 Static pressure comparison

降低,熵产减少,吸力面中部通道中激波强度增加,熵产增加,吸力面后部激波后分离损失减小,熵产降低;50%叶高,优化叶片吸力面前部马赫数峰值增大,熵产增加,吸力面中部激波强度降低和激波位置延后,熵产降低。90%叶高,吸力面前缘马赫数峰值降低,熵产降低,吸力面中部激波位置延后,熵产降低。

图 19 为静压和极限流线图,在原始叶片吸力面中部发生激波诱导边界层分离,存在近叶根到叶尖的分离线,分离线前后静压梯度较大,叶片优化后分离线整体延后,有效降低了分离损失;但分离线往叶根稍有延伸,恶化了叶根处的流动,造成叶根区域效率降低。

图 20 为优化前后 10%,50%,90% 叶高截面熵增,由于熵增为熵产从进口到目标位置的积分,可以体现总损失的大小。从图中可以看出,10% 叶高

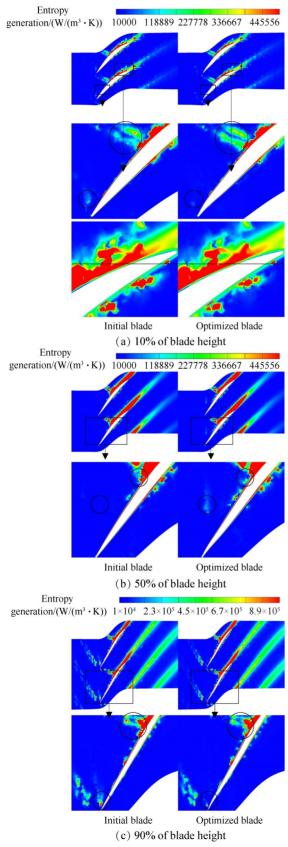


Fig. 18 Entropy generation

优化叶片降低了前缘马赫数峰值,使得边界层能更好发展,叶型损失降低;吸力面后部分离产生的高损失区域减小。50%叶高优化叶片前缘叶型损失降低,分离区减小,分离损失降低。90%叶高优化叶片前缘叶型损失降低,激波产生的高损失区域减小。

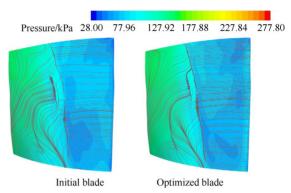
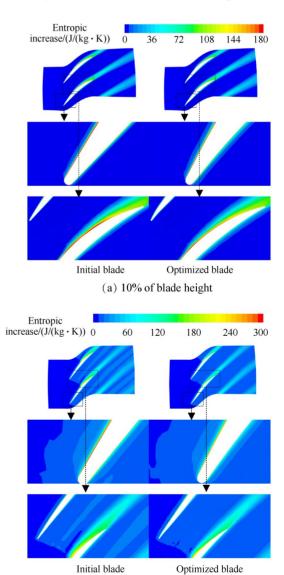


Fig. 19 Pressure and streamline comparison



(b) 50% of blade height

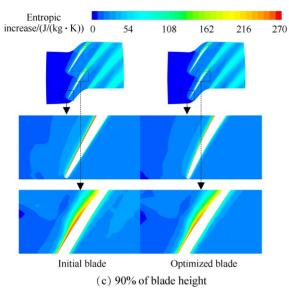


Fig. 20 Entropy increase

5 结 论

结合伴随方法和网格变形技术,建立了压气机叶片伴随优化系统。利用该系统对跨声速压气机Rotor 37的叶片开展了优化,得到如下结论:

- (1)叶片优化后,压气机等熵效率提高了0.79%, 压比提升了0.48%,质量流量增加了0.71%,出口熵增 降低了3.85%,且变工况性能也明显改善。
- (2)叶片优化后前缘往叶背偏移,尾缘往叶盆偏移,调整了气流进口几何角和出气角沿叶高的分布,使得效率沿叶高分布更加均匀,减少了气流出口参数不均匀所带来的附加掺混损失。
- (3)叶片优化后,在叶片前缘形成一个弓形结构,降低了前缘马赫数峰值,使边界层更好发展;优化叶片调整了叶片最大弯度位置,使气流折转更合理,降低了叶片吸力面后部的逆压梯度,使激波强度降低,位置延后,减少了激波损失和分离损失。
- (4)叶片优化后,叶片中部负荷前移,导致激波位置延后,减少了激波和边界层之间的干扰,从而改善了激波后的流动;同时,降低了叶片后部负荷,进一步改善了叶片后部流动情况,使得叶片压比和效率提升。特别是在近失速点,叶片逆压梯度较大时,优化效果更加明显,使得叶片能够承受更大的背压。
- (5)伴随优化方法,能够提升跨声速叶片气动性能,方法是有效性和可行的。

参考文献

[1] 李晓娟, 桂幸民. 风扇/增压级带间隙三维粘性流场数值模拟[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(1):

4-7.

- [2] 刘 波,王 强.不同分流比下风扇/压气机组合体性能预估研究[J].西北工业大学学报,2001,19(3):349-352.
- [3] Christopher H, David A, Ricardo B, et al. Fan Flow
 Control for Noise Reduction, Part I: Advanced Trailing
 Edge Blowing Concepts [R]. AIAA 2005-3025.
- [4] Ryman J F, O. Brien W F, Rabe D C. Multi-Stage Fan and Compressor Transfer of Inlet Total Pressure Distortion with Emphasis on High Cycle Fatigue [R]. AIAA 2003-4979.
- [5] Yin J, Hales R, Pilidis P, et al. Shaft High-Bypass Ratio Turbo Fan Performance Calculation Using a New 2-D Fan Model [R]. AIAA 2001-3302.
- [6] Kuzmenko M L, Egorov I N, Shmotin Y N. Axial Fan Optimization Using 3D Codes [R]. ASME GT 2005-68209.
- [7] Lotfi O, Teixeira JA, Ivey PC. Aerodynamic Optimization of Industrial Fan Blade Cascades [R]. ASME GT 2005-68385.
- [8] 陈云永,刘 波,马聪慧,等.全三维、多叶排内外涵 风扇压气机叶型优化研究[J]. 航空动力学报,2008,23(3):516-521.
- [9] 陈忠良,姜 斌,郑 群,等.高亚声速轴流压气机的优化叶型[J]. 航空动力学报,2015,30(4):891-900.
- [10] Dang T Q. Inverse Method for Turbomachine Blades Using Shock-Capturing Techniques [R]. AIAA 95-2465.
- [11] Dang T Q. A Fully Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery Blading in Transonic Flows[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(2): 354-361.
- [12] Rooij M P C N, Dang T Q, Larosiliere L M. Enhanced Blade Row Matching Capabilities via 3D Multistage Inverse Design and Pressure Loading Manager [R]. ASME GT 2008-50539.
- [13] 尉 涵,袁 新. 轴流压气机多叶片排的气动优化设计[J]. 热能动力工程, 2005, 20(6): 603-606.
- [14] 伊卫林,黄鸿雁,韩万金. 轴流压气机叶片优化设计 [J]. 热能动力工程,2006,21(2):140-144.
- [15] 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.
- [16] 丁 骏, 王松涛, 刘 勋, 等. 重型燃气轮机压气机 多截面叶型优化设计[J]. 航空动力学报, 2017, 32 (3): 549-557.
- [17] 刘龙龙. 高负荷压气机静子叶片优化设计[D]. 南京:

- 南京航空航天大学, 2013: 1-8.
- [18] 李书奇.高亚音速压气机叶片优化设计[D].南京:南京航空航天大学,2005:1-14.
- [19] 罗佳奇,杨 婧.基于伴随方法的单级低速压气机气动设计优化[J].航空学报,2020,41(5).
- [20] 李伟伟,季路成,伊卫林.基于伴随方法的多级叶轮 机三维叶片优化设计[J].工程热物理学报,2014,35 (11);2164-2167.
- [21] Reid L, Moore R D. Design and Overall Performance of Four Highly Loaded, High-Speed Inlet Stages for an Advanced High-Pressure-Ratio Core Compressor [R]. NASA-TP-1337, 1978.
- [22] Dunham J. CFD Validation for Propulsion System Components [R]. AGARD-AR-355, 1998.
- [23] Olivier A. Adjoint-Based Aerodynamic Shape Optimization[D]. Uppsala: Uppsala University, 2003: 1-21.

- [24] 季路成,李伟伟,伊卫林. 伴随方法用于叶轮机优化设计的回顾与展望[J]. 航空发动机,2011,37(5):53-57.
- [25] 李伟伟.面向叶轮机气动形状精细设计的伴随方法及其应用研究[D].北京:中国科学院大学,2013:22-25.
- [26] 吴 衡,冯 青,刘高文,等. 熵分析法在盖板式预 旋系统分析中的应用[J]. 推进技术, 2016, 37(11): 2048-2054. (WU Heng, FENG Qin, LIU Gao-wen, et al. Entropy Analysis of a Cover-Plate Pre-Swirl System [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(11): 2048-2054.)
- [27] Fabian K, Heinz H. Entropy Generation Calculation for Turbulent Shear Flows and Their Implementation in CFD Codes[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(4): 672-680.

(编辑:朱立影)