

文章编号: 1000-8055(2010)12-2660-13

基于环量分布的轴流双级风扇三维数值优化

何 柳, 单 鹏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 将通流设计程序和叶片造型程序引入到遗传算法同响应面模型相结合的优化系统中, 调用流场模拟软件, 搭建了三维轴流压气机叶片的优化平台. 该优化技术有四个特点: 一是为与现代设计系统相接轨, 不同于常见的用纯几何方法生成叶片, 采用了传统的反问题设计方法生成三维叶片; 二是不同于直接优化几何参数, 优化自变量选取了设计中具有物理意义的气动参数; 三是针对多级压气机的优化, 提出了逐级优化策略; 四是在优化过程中引入了直观分析法. 算例选取了环量分布作为优化自变量, 对某轴流双级风扇进行了以极大化非设计点流量为目标的优化; 又对其改型设计进行了以极大化设计点绝热效率为目标的优化.

关 键 词: 轴流压气机; 反问题设计; 气动变量参数化; 环量分布; 逐级优化策略; 直观分析法

中图分类号: V235

文献标识码: A

Three-dimensional aerodynamic optimization for the two-stage axial-flow fan based on work distribution

HE Liu, SHAN Peng

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: By integrating genetic algorithm with response surface methodology, this paper developed an optimization system, with introduction of a quasi-three-dimensional through-flow design code and a blade formatting code. While a three-dimensional CFD (computational fluid dynamics) solver was involved, this paper established a numerical aerodynamic optimization platform for three-dimensional blades of axial-flow compressors. The optimization in this paper mainly has four features. First, it applies the conventional inverse design method instead of common CAGD (computer aided geometric design) parameterization method to generate a three-dimensional blade. Second, it chooses aerodynamic parameters with physical meaning as optimization design variables instead of purely geometrical parameters. Third, it presents a stage-by-stage optimization strategy about the multistage turbomachinery optimization. Fourth, it introduces the visual analysis method into optimization. The above techniques were applied, first, to a two-stage axial-flow fan for its maximum mass flow rate, and then, to the reformed two-stage axial-flow fan for its maximum adiabatic efficiency. The work distributions were taken as design variables, which were parametrically represented by means of Bézier curves. The two examples elucidate that not only the techniques mentioned above are appropriate and effective in engineering, but also the design guidance for similar inverse design problems can be obtained from the optimization results.

收稿日期: 2009-11-04; 修订日期: 2010-04-04

基金项目: 中国航空工业集团公司中国燃气涡轮研究院外委课题

作者简介: 何柳(1982—), 男, 山东莱州人, 博士生, 主要从事叶轮机设计和叶片气动数值优化.

Key words: axial-flow compressor; inverse design; aerodynamic variable parameterization; work distribution; stage-by-stage optimization strategy; visual analysis method

为提高设计性能,缩短设计周期,降低设计成本,减少对经验数据的依赖,数值优化方法被引入到叶轮机设计中。近十年来,随着计算机硬件和计算流体动力学(CFD)的发展,国内外在叶轮机优化领域已做了大量工作。

关于优化对象的复杂度,至今已有大量的二维叶栅优化^[1],准三维叶片优化^[2],单排转子或静子叶片优化^[3-4]。近年来也出现了单级双排叶轮机优化^[5-7],甚至少量的多级多排叶轮机优化^[8-9]。Arabnia 等^[7]结合遗传算法和人工神经网络对某单级轴流涡轮进行了多工况点优化。Wang 等^[8]通过在原始叶片上叠加基于 Hicks-Henne 函数的扰动量的方法生成三维叶片,并采用伴随方程法对带进口导流叶片的三级轴流压气机进行了优化。陈志鹏等^[9]采用软件 iSIGHT 对某轴流压气机的前三排叶片进行了多工况优化。另外也有优化某一排转子或静子叶片以提高叶轮机整体性能的工作^[10]。

关于参数化方法,可以分为三类:一是计算机辅助几何设计(CAGD)方法,其参数化的是叶片表面或流道等几何形状,主要借助自由曲线曲面,例如 Bézier^[3,7]、B 样条^[4]、非均匀有理 B 样条(NURBS)^[11-12]等。二是基于传统的叶轮机设计反问题的方法^[6,13],其参数化的则是像中弧线、厚度分布、积叠轴等叶片反问题设计过程中的参数,通常结合通流设计和叶片造型设计技术,特点在于可以基于气动参数来进行叶轮机的优化。三是将上述两种方法相结合的方法^[14]。这三类方法均可以选取几何参数作为优化自变量。Chen 等^[13]采用叶片多截面参数化技术,即通过模化重要的几何造型参数生成若干叶型截面来重新构造三维叶片,对 Rotor 37 进行了优化。Bonaiuti 等^[6]采用基于传统的反问题设计的商用软件 TURBODESIGN⁻¹生成三维叶片,选取环量分布作为优化自变量,对单级轴流压气机进行了优化。Verstraete 等^[14]采用 Bézier 曲线参数化子午通道轮廓和基元级中弧线,又选取若干重要的叶片造型几何参数,对某微型发动机的离心压气机的工作轮进行了气动和强度的多学科优化。

回顾已发表的叶轮机数值优化可以发现,一方面,选取几何参数作为优化自变量的应用较普

遍,而基于气动参数的优化较少;另一方面,单叶片排的优化较多,而实现多级多排的则较少,并且目前还缺少有效地处理多级叶轮机优化问题的相关策略。上述现状是本文优化研究的动因之一。本文提出的优化技术主要有四个特点:一是基于传统的叶轮机设计反问题方法,即结合通流设计和叶片造型设计技术,生成三维叶片;二是选取具有物理意义的气动参数作为优化自变量;三是针对多级压气机的优化,提出了逐级优化策略;四是在优化过程中引入了统计学的直观分析法。本文利用自主搭建的三维轴流压气机叶片的优化平台,选取通流设计中的环量分布作为优化自变量,对两个轴流双级风扇进行了优化。

1 优化平台

本文将基于流线曲率法的通流设计程序和轴流压气机任意中弧线叶型叶片造型程序引入到自主开发的遗传算法(genetic algorithm, GA)同人工神经网络响应面(response surface methodology, RSM)模型相结合的优化系统中,并调用商用软件 NUMECA 进行全三维定常黏性 CFD 数值模拟,搭建了轴流压气机单排、单级双排或者多级多排叶片的三维气动数值优化平台。图 1 为优化平台的流程图。可见,本平台主要包含以下七个模块:均匀设计,人工神经网络响应面模型程序,遗传算法程序,误差反向传播(back propagate, BP)算法程序,准三维通流设计程序,任意中弧线叶型叶片造型程序,三维 CFD 模拟软件 NUMECA。

优化过程采用循环的方法,即将自变量点及其对应的 CFD 模拟结果作为一个新的样本补充到样本数据集中,再进行下一次循环,见图 1。其中流程图中的 $I_{\max}$ 为设定的最大循环次数,其值的选取需要综合考虑优化时间和优化质量。在本文的优化算例中, $I_{\max}$ 均取 40。

2 多级压气机优化

本文两个算例的优化对象均为双级轴流风扇部件。优化算例 1 首先对风扇的初始设计^[15]进行优化,在此基础上,先对优化后风扇的第一级转子叶片进行复合前掠改型设计,再通过调节积叠轴曲线使其满足强度要求,继而以强度达标的改型

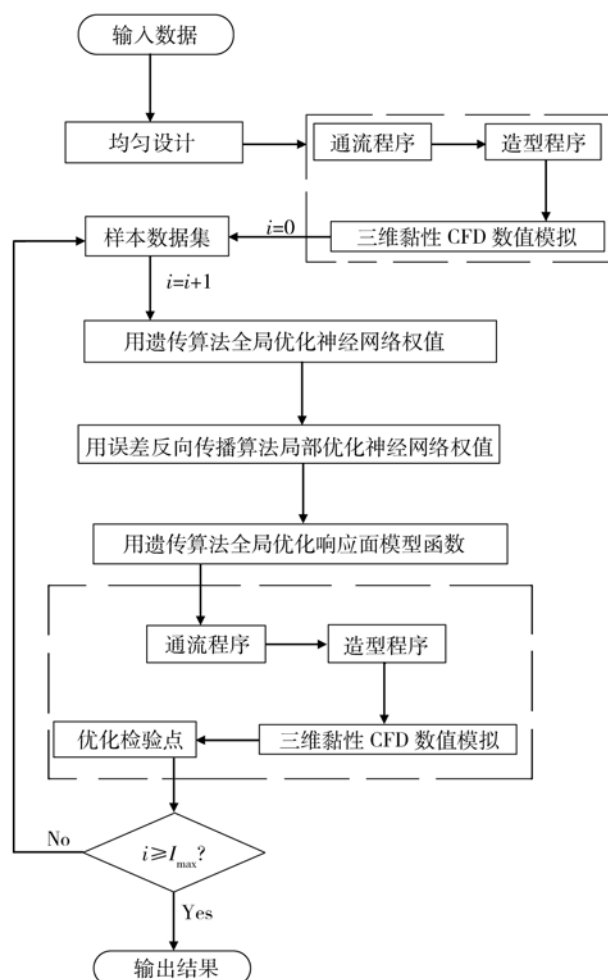


图 1 优化平台流程图

Fig. 1 Flow chart of the optimization platform

风扇作为优化算例 2 的初始设计. 两个算例的子午面轮廓对比见图 2. 由于两个算例的结构相似, 第 2 和第 3 节的内容当未加说明, 则均与算例 1 的相同. 以下称双级风扇的第一级为 Stage 1, 第一级转子、静子各为 Rotor 1, Stator 1, 等等.

在反问题设计的基础上, 本平台的优化自变量可以有两种选择: 一是具有物理意义的气动参数沿流线的分布曲线或者沿流面的分布曲面; 二是具有纯几何造型意义的分布曲线或者分布曲面. 本文优化的优化自变量取为通流设计中叶片内部计算站上的环量 $c_u r$ 分布 (c_u 为气流的周向绝对速度). 通流设计在各叶片内部轴向设置了 6 个计算站, 展向设置了 11 根环量 $c_u r$ 分布曲线, 见图 3. 优化过程中, 每个叶片选取 4 根 (从根到尖第 1, 4, 8, 11 根) $c_u r$ 分布曲线, 并采用三阶 Bézier 曲线进行参数化.

2.1 多级压气机优化策略

对于多级压气机的优化问题, 如果采用多级

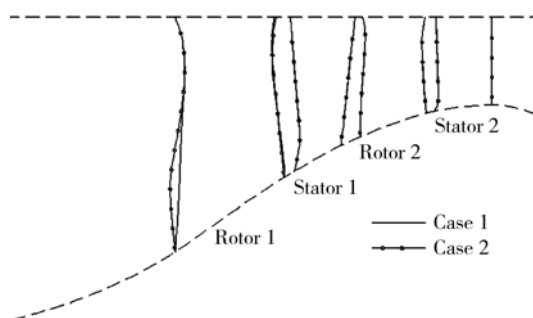


图 2 算例 1 和 2 的子午面轮廓对比

Fig. 2 Comparison of the meridional contours of Case 1 and Case 2

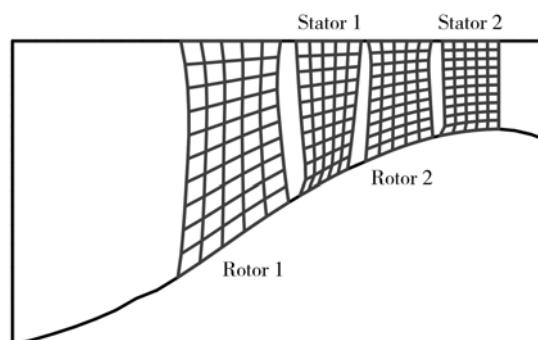


图 3 通流设计的环量分布点

Fig. 3 $c_u r$ discrete points in the through-flow design

全体叶片排同步优化的方法, 则随着压气机级数的增多, 自变量的个数将成倍增加, 这时为了保证人工神经网络模型的模拟精度, 就需要增加隐层神经元的个数, 而这势必导致神经网络训练时间急剧增加, 且响应面模型的模拟效果并不一定理想, 最后影响到优化的时间和质量. 本文以双级风扇为例, 提出了如下的处理多级压气机优化问题的逐级优化策略: 从初始设计出发, 先选择第一级转子和静子的相关设计变量作为优化自变量, 同时保持第二级变量不变, 即求解一个基于第一级整级可变的多级优化问题, 称为第一级优化 (1st stage optimization). 再从第一级优化所得的最优设计出发, 选择第二级转子和静子的相关设计变量作为优化自变量, 同时保持第一级变量不变, 即求解一个基于第二级整级可变的多级优化问题, 称为第二级优化 (2nd stage optimization). 此逐级优化策略虽然在每级优化过程中只改变单级压气机, 但其目标函数却是基于多级压气机的整体性能来评价的. 这种策略的目的之一是减少优化过程中的自变量个数, 之二是使具有极其紧密的气动相关性的转子和静子流场得到同步高效的优化. 因此这一策略明显区别于逐叶片排优化的策略和多级全体叶片排同步优化的策略.

进一步地对于某个单级的优化问题,例如就本文的基于环量 $c_u r$ 分布的级优化而言,可以有多种不同的处理方法:一是仅改变单排转子或者静子各计算站上的 $c_u r$,这本质上属于单排优化;二是同时改变转子和静子内部计算站上的 $c_u r$,即将转子和静子流场的变化对于级整体目标函数的影响先耦合再评价,但保持转子、静子前缘和尾缘的 $c_u r$ 不变,由于它限制了级内部匹配的一部分可行解的出现,故称此法为保守的级优化;三是同时改变转子和静子所有计算站上的 $c_u r$,称为完全的级优化.本文目前所采用的是保守的级优化.本文两个算例的第一级优化和第二级优化各取 16 个优化自变量.

2.2 流场数值模拟

本文双级风扇的 CFD 计算网格由 NUMECA 软件的 AutoGrid 和交互式几何建模与网格生成系统(IGG)自动生成.网格的拓扑结构为 HOH 型,其中 Rotor 1 为 HO 型,Stator 1 为 O 型,Rotor 2 为 O 型,Stator 2 为 OH 型.网格点总数约为 120 万.转子均采用 Butterfly 型 0.45% 叶展叶尖间隙,静子无间隙.在壁面处加密以保证 $y^+ \leq 1$.初始设计已进行过 CFD 网格无关性测试^[15].本文在优化调用 CFD 时,直接使用相同的网格设置参数,而只对最后的优化结果进行网格无关性测试以保证模拟的准确性.用该软件的 Fine 求解定常黏性流场,采用中心差分格式和 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型,选用四步 Runge-Kutta 法进行时间推进,柯朗数(CFL)取 3,采用多重网格和隐式残差平均等加速收敛技术.计算域进口给定总压、总温、周向气流角和径向气流角,出口给定静压,各叶片网格间的交界面的处理方法采用混合平面法^[16].图 4 为双级风扇 CFD 网格示意,这里为了显示清楚,3 个方向的网格点均为隔点输出.

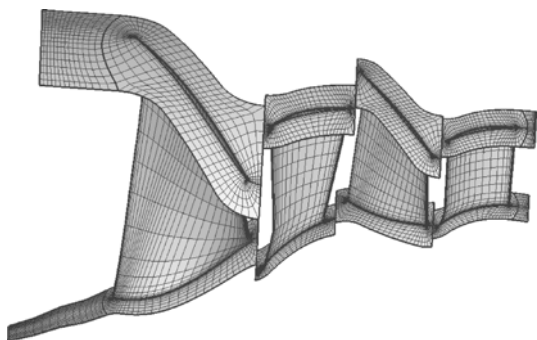


图 4 双级风扇 CFD 网格

Fig. 4 CFD grids of the two-stage fan

3 直观分析法在优化中的应用

本文采用均匀设计,其分为两个阶段,即分析阶段和采样阶段.分析阶段的目的是,在变量的变化范围较小的情况下,通过直观分析法了解各变量(称为因素)对目标函数(称为指标)的影响程度和影响规律,并确定下一阶段的变量变化范围.采样阶段的目的是,使样本点尽可能多地、均匀地分布在整个变化范围内.两个阶段采用了不同的均匀设计表 $U_n(q^s)$, U 为均匀设计, n 为试验次数, q 为因素的水平数, s 表示该表的列数,其中分析阶段用 $U_{32}(4^{16})$,采样阶段用 $U_{30}(30^{16})$.

算例 1 第一级优化的分析阶段各变量对指标值和的平均值的影响趋势见图 5.同一因素不同

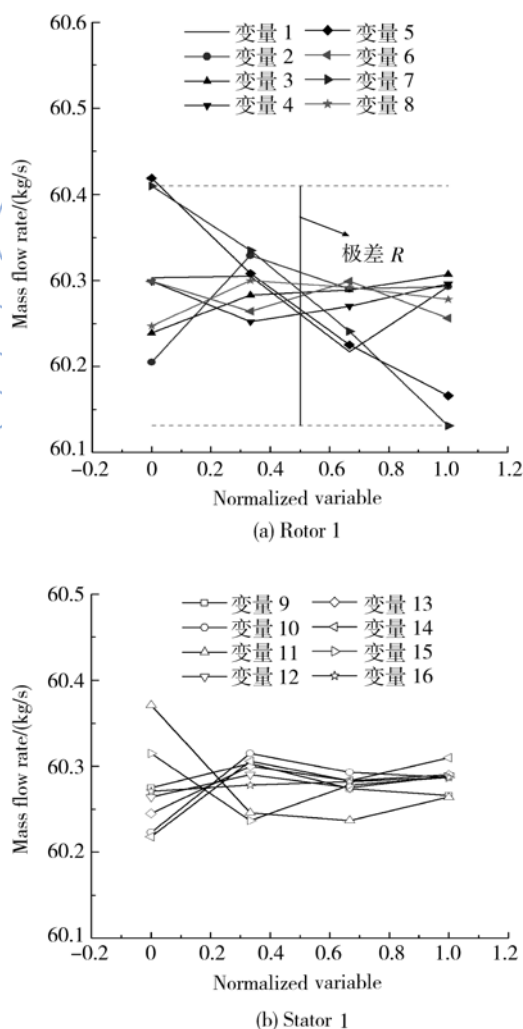


图 5 算例 1 第一级优化的各变量对指标值和的平均值的影响趋势

Fig. 5 Variation trends of the average of the target sum versus variables in the 1st stage optimization of Case 1

水平的指标值和的平均值的最大值和最小值之差,称为该因素的极差,如图 5 (a)中两虚线的纵坐标间距即为变量 7 的极差.极差反映了变量对指标的影响程度.分析阶段为了保证不出现不合理的叶片几何形状,一般所取的变化范围较小.通过直观分析,可以适当扩大影响程度较大的变量和指标值极值位于曲线两端的变量的变化范围.

4 算例 1:极大化风扇的流量

算例 1 的某轴流双级风扇的基本参数见表 1,流量系数、负荷系数、反力度的计算公式为

$$\Phi = c_z/U_{tip} \tag{1}$$

$$\overline{H}_k = (U_2 c_{2u} - U_1 c_{1u})/U_2^2 \tag{2}$$

$$\Omega = \frac{1}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2)/(U_2 c_{2u} - U_1 c_{1u}) \tag{3}$$

其中 c, ω 分别为气流的绝对速度和相对速度;下

标 z, u 分别为轴向和周向;1,2 分别为转子的进口和出口.其初始设计的三维 CFD 模拟的设计点流量 $\dot{m}$,增压比 π_k^* 和绝热效率 η_k 与设计值的对比见表 2.可见,初始设计的流量偏小约 2%,其远大于偏差小于 $\pm 0.5\%$ 的设计要求.这是初始设计的主要问题.

本文以初始设计 100%转速的非设计点——近堵塞流量点作为优化工况点(optimization condition),即在优化过程中出口静压均取上述对应工况点的静压值,优化目标为极大化风扇的流量.优化自变量为通流设计中叶片内部计算站上的环量 $c_u r$ 分布,且在优化过程中保持四个叶片前缘和尾缘上的 $c_u r$ 不变.考虑到初始设计的设计点增压比和效率均与设计值相差较多,故本算例的约束条件为:增压比介于初始设计的 CFD 模拟的近堵塞点值与指定的设计值之间,绝热效率大于初始 CFD 模拟的近堵塞点值.

表 1 轴流双级风扇基本参数
Table 1 Basic parameters of the two-stage axial-flow fan

	Rotor 1	Stator 1	Rotor 2	Stator 2
进口轮毂比	0.298	0.540	0.642	0.718
叶片数	18	35	31	49
叶尖线速度 $U_{tip}/(m/s)$	456.0			
单位流量/ $(kg/(m^2 \cdot s))$	197.1(迎面),216.4(环面)			
流量系数 Φ	0.457			
增压比		1.848		1.600
负荷系数 $\overline{H}_k$	0.287		0.253	
反力度 Ω		0.332		0.653

4.1 极大化流量的优化过程

图 6 为极大化流量的第一级优化过程.其中 3 条折线各为:由遗传算法优化响应面模型函数预估的流量最大的自变量点上的流量值,由 NUMECA 对该点进行 CFD 模拟的流量值,以及该点和样本数据集中所有点的 CFD 模拟的流量最大值.图 7 中的 6 条折线分别为极大化流量的第一级优化过程中由 GA 和 BP 算法优化神经网络权值后得到的响应面的三个输出(流量、增压比、绝热效率)的均方根误差(root mean square error, RMSE).训练的响应面的 RMSE 一般为 10^{-6} .可见,基于 GA 和 BP 算法的混合寻优算法训练的响应面具有较高的精度.

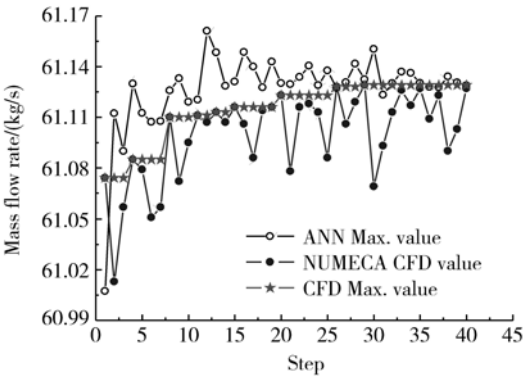


图 6 极大化流量的第一级优化过程
Fig. 6 1st stage optimization process for the maximization of the mass flow rate

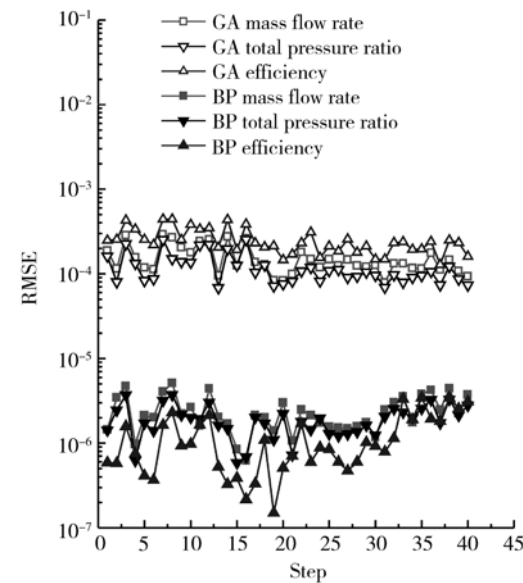


图 7 极大化流量的第一级优化过程的均方根误差
Fig. 7 Root mean square error of the 1st stage optimization for the maximization of the mass flow rate

4.2 极大化流量的结果分析对比

本文算例 1 和 2 的优化前是指对应的初始设计,优化后是指第二级优化后,即双级均被优化后。

图 8 为优化前后通流设计的各叶片从根到尖的第 1,4,8,11 根无因次环量分布曲线对比(图中 $(c_u r)_1$ 表示 Rotor 1 叶尖尾缘处的环量值)。图 9 为优化前后双级风扇各叶片的根、中、尖基元叶型径向投影的对比。可见,优化后转子叶根基元叶型变化较大,静子叶根、中、尖基元叶型变化均较明显。为了与流量增加相匹配,Rotor 1 根部 β_{2k} ,

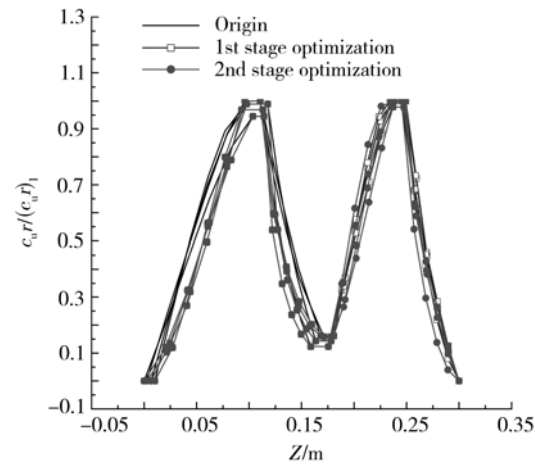


图 8 通流设计的无因次环量分布曲线对比
Fig. 8 Comparison of the dimensionless $c_u r$ distribution curves in the through-flow design

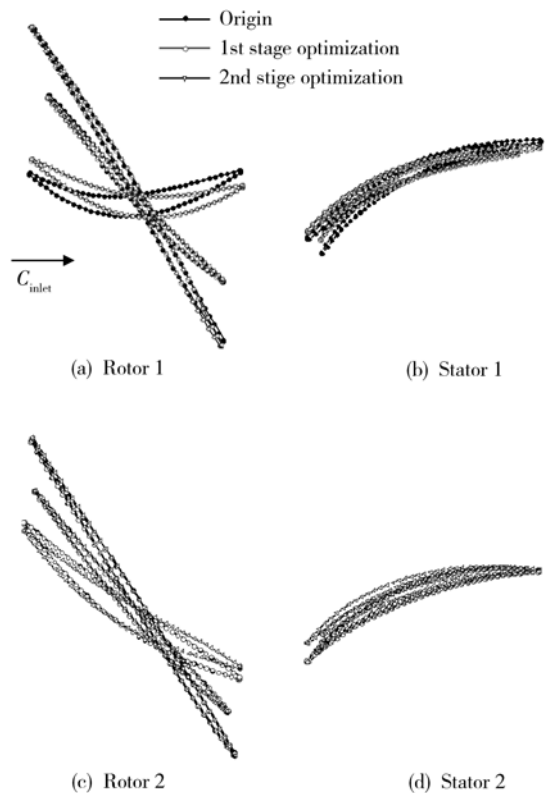


图 9 双级风扇叶片根、中、尖基元叶型径向投影对比
Fig. 9 Comparison of the radial projections of the hub, middle, tip elements of the two-stage fan blades

Rotor 2 根部 β_{1k} 和 β_{2k} 均减小;Stator 1 整个叶展的 β_{1k} 和 β_{2k} ,Stator 2 整个叶展的 β_{1k} 均减小。其中 β_{1k} 和 β_{2k} 分别为前缘几何构造角和尾缘几何构造角。

优化前后风扇性能对比见表 2。可见,优化后风扇设计点流量为 61.373 kg/s,达到了偏差小于设计值 $\pm 0.5\%$ 的设计要求;同时,设计点绝热效率较初始设计提高了 1.2 个百分点,增压比变化不大。但效率和增压比较设计值的要求仍然有所

表 2 优化前后风扇性能对比

Table 2 Comparison of the fan performances before and after optimization

	优化工况点		设计点		$M_s / \%$
	$\dot{m} / (\text{kg/s})$	$\dot{m} / (\text{kg/s})$	π_k^*	η_k^*	
设计值		61.444	2.957	0.880	
初始设计	60.259	60.228	2.756	0.853	18.8
第一级优化	61.127	61.104	2.763	0.858	
第二级优化	61.400	61.373	2.752	0.865	17.9

差距. 本文的失速点采用 CFD 模拟来判断, 即出口静压高到 CFD 无法收敛时, 取最后一个可收敛的工况点作为失速点, 或称近失速点. 优化后计算失速裕度减小 0.9 个百分点. 图 10 为优化前后风扇 100% 转速特性线对比. 可见, 优化使堵塞流量明显增加.

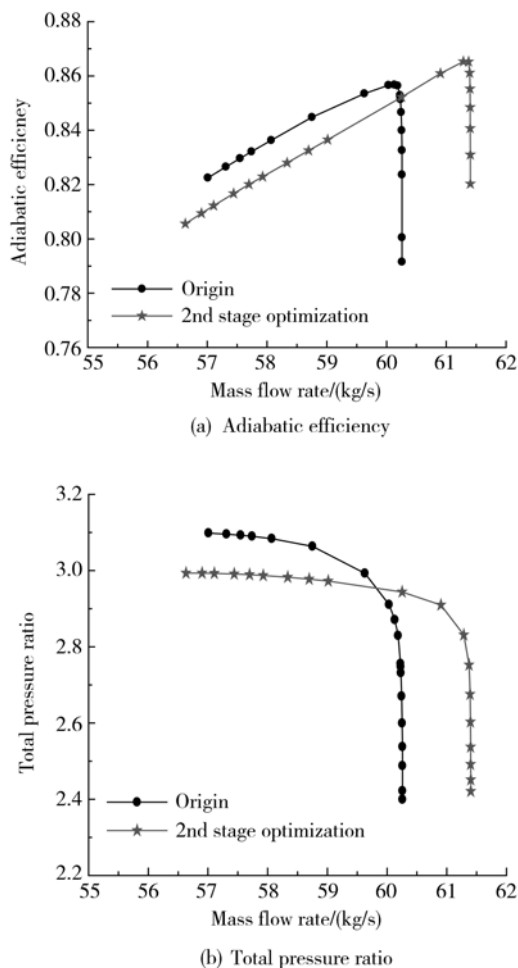


图 10 风扇 100% 转速特性线

Fig. 10 Fan 100% speed performances

图 11 为优化前后风扇进口相对气流角和出口无因次密流 ρc_z 沿展向分布对比, 其中气流角定义为与轴线的夹角. 可见, 优化后风扇进口的相对气流角沿整个叶展都有所减小, 又由于风扇进口的气流方向为轴向, 故优化后风扇进口从根至尖的 c_z 增大, 即流量增加. 风扇出口的流量在 25% 叶展以下和 70% 叶展以上有了相对明显的增加.

图 12 为设计点的两个转子 90% 和 10% 叶展处静压升系数 C_p 分布对比. C_p 计算公式为

$$C_p = (p - p_1) / \left(\frac{1}{2} \rho_{\text{inlet}} U_{\text{tip}}^2 \right) \quad (4)$$

其中 ρ_{inlet} 为风扇的进口密度, p_1 为对应的转子或

静子叶片进口的流量加权平均的静压. 可见, 转子吸、压力面的 C_p 曲线均较优化前光滑; Rotor 1 的 90% 叶展压力面上的激波减弱; Rotor 2 的 10% 叶展吸、压力面上的激波减弱. 图 13 为优化前后设计点的各叶片 50% 叶展处相对马赫数对比. 可见, Rotor 1 和 Rotor 2 的吸、压力面的激波有所减弱. Stator 1 的吸力面的激波有所增强. 图 14 为优化前后设计点的各叶片近吸力面极限流线对比. Rotor 1 和 Rotor 2 吸力面的激波与附面层干扰所引起的分离区明显减少. Stator 1 和 Stator 2 的 50% 叶展以下的吸力面靠近尾缘处的流动分离也有明显减少. 激波减弱、分离减少均有利于风扇流量的增加.

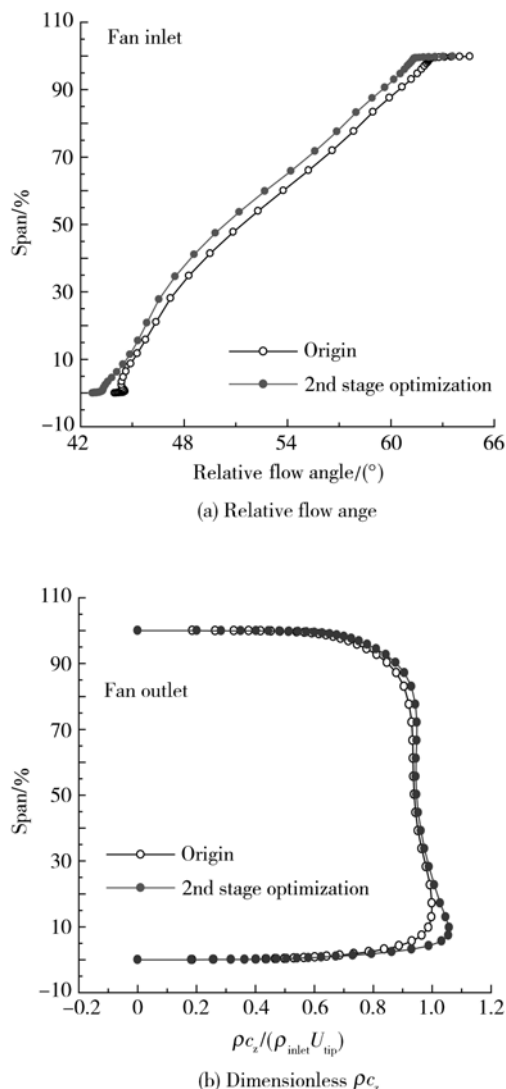


图 11 风扇进口相对气流角和出口无因次密流沿展向分布对比

Fig. 11 Comparison of relative flow angle at inlet and dimensionless ρc_z at outlet along the span of the fan

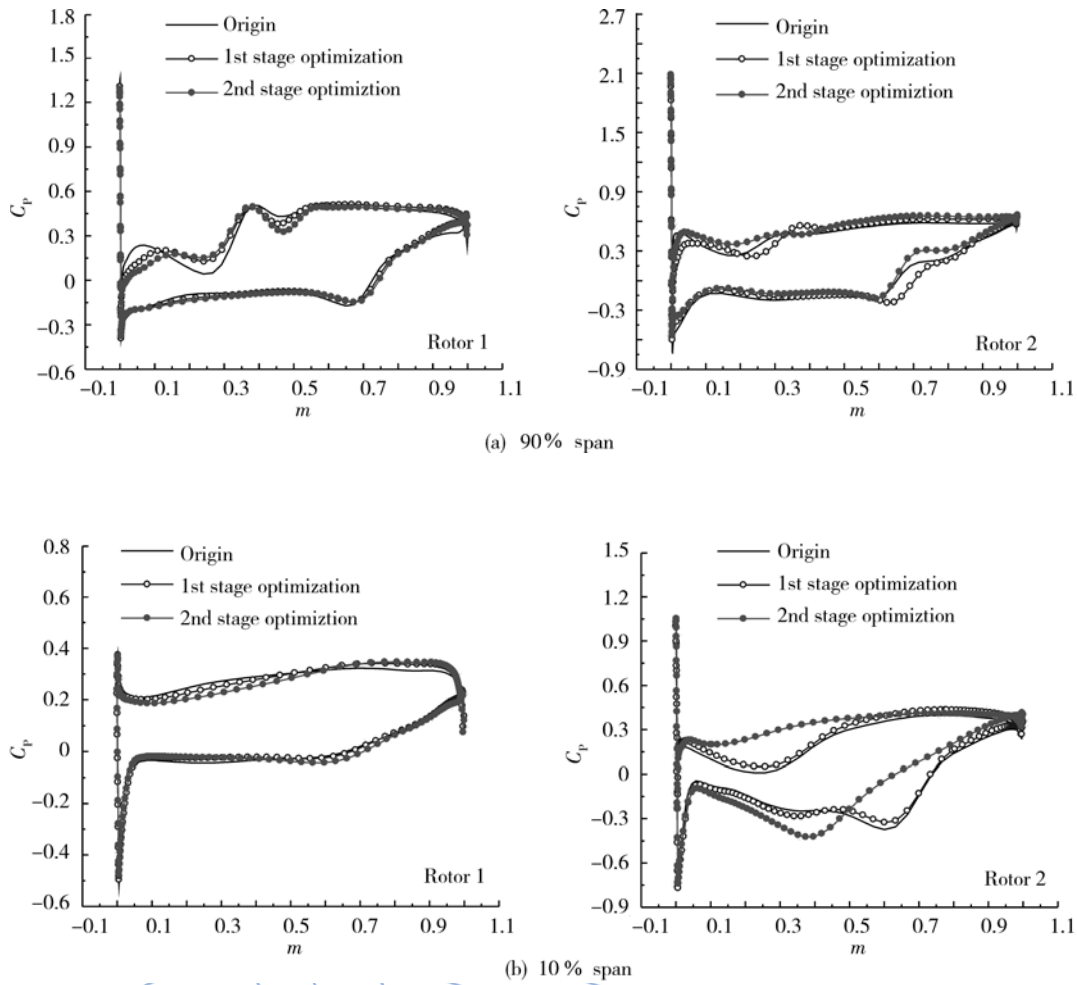


图 12 设计点两个转子 90%,10%叶展静压升系数分布对比

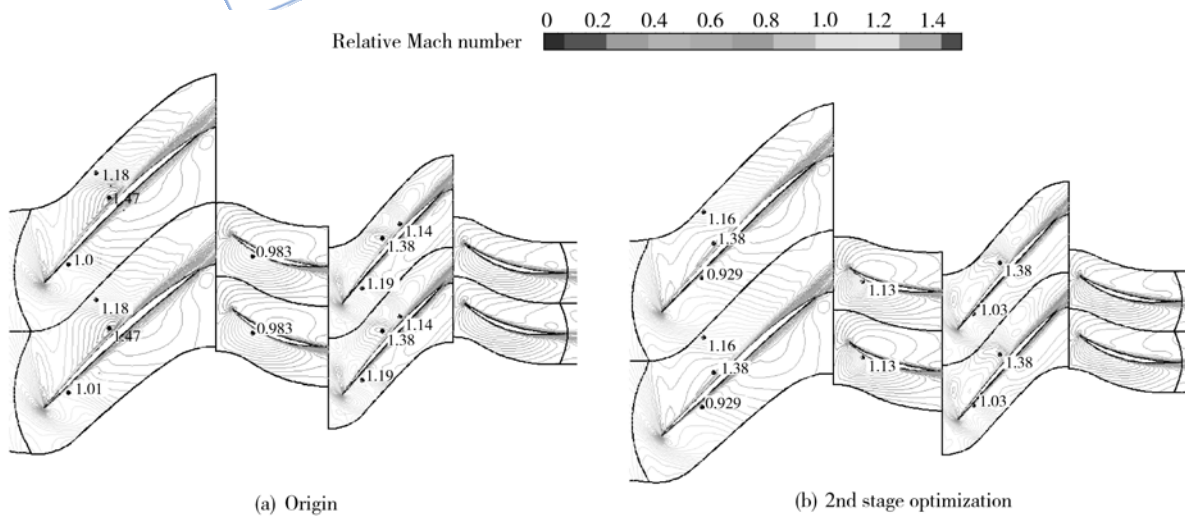
Fig. 12 Comparison of the C_p distributions of two rotors at the 90%,10% span at the design point

图 13 设计点 50%叶展相对马赫数对比

Fig. 13 Comparison of the relative Mach number at the 50% span at the design point

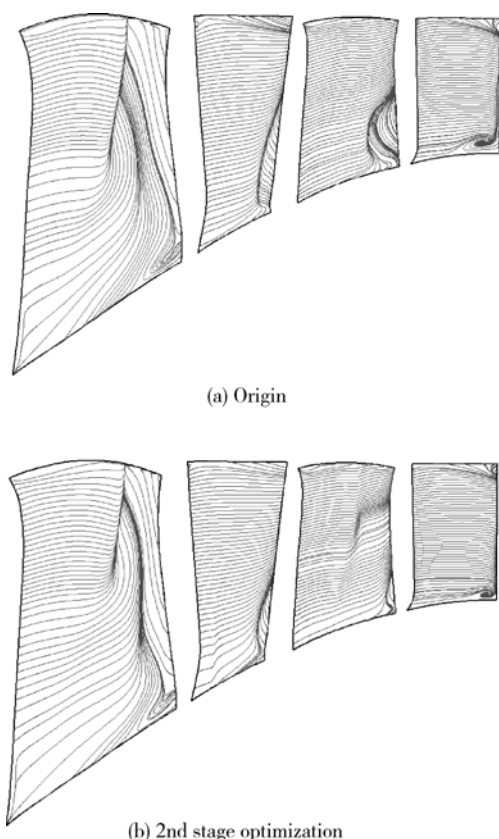


图 14 设计点近吸力面极限流线对比

Fig. 14 Comparison of the streamline near the suction surface at the design point

4.3 极大化流量后的强度分析

有实用性的叶轮机数值优化的最基本约束条件是叶片强度达标. 用 ANSYS 软件对优化后的两个钛转子叶片排进行了强度分析. 由优化后 Rotor 1 和 Rotor 2 的等效应力 (Von Mises Stress) 分布可知, 最大等效应力分别为 675.4 MPa 和 556.0 MPa, 且均在叶根圆角处, 满足强度要求.

5 算例 2: 极大化风扇的效率

算例 2 的双级风扇的初始设计即算例 1 优化结果基础上的改型设计, 也称改型风扇 (reformed fan), 其设计指标同算例 1, 见表 2. 以初始设计 100% 转速的设计点 (近峰值效率点) 作为优化工况点, 优化目标为极大化风扇的绝热效率. 优化自变量的选取与算例 1 相同. 经过算例 1 的优化可知, 在保持前缘和尾缘环量不变的情况下, 增压比基本保持不变. 故本算例的约束条件仅取流量与指定的设计值之间的偏差不超过后者的 $\pm 0.5\%$.

5.1 极大化效率的优化过程

图 15 为极大化效率的第一级优化过程, 其中 3 条折线的含义与图 6 的类似.

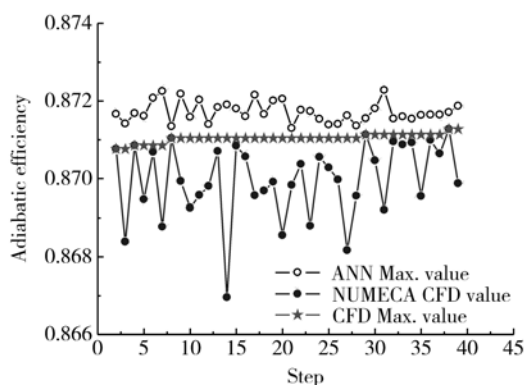


图 15 极大化效率的第一级优化过程

Fig. 15 1st stage optimization process for the maximization of the adiabatic efficiency

5.2 极大化效率的结果分析对比

图 16 为优化前后通流设计的各叶片从根到尖的第 1, 4, 8, 11 根无因次环量分布曲线对比. 图 17 为优化前后双级风扇各叶片的根、中、尖基元叶型径向投影的对比. 可见, 优化后 Rotor 1 叶尖变化较大, Rotor 2 和两静子叶根、中、尖基元叶型变化均较明显. 两个转子 50% 叶展以上的超声速预压缩叶型特征较优化前更加明显, 这样有利于降低转子通道内的激波强度和激波损失.

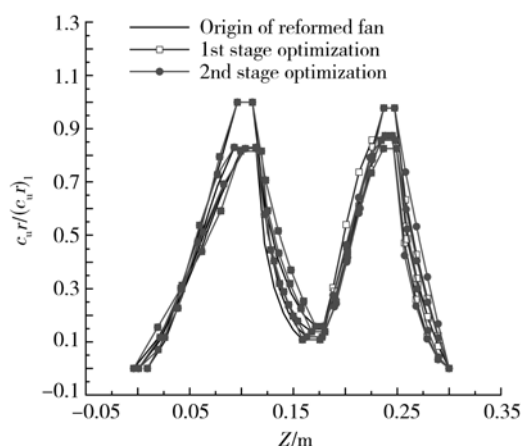


图 16 通流设计的无因次环量分布曲线对比

Fig. 16 Comparison of the dimensionless $c_u r$ distribution curves in the through-flow design

优化前后风扇设计点的气动性能对比见表 3. 可见,优化使风扇设计点的绝热效率提高了 0.54 个百分点. 设计点的流量减小约 0.2%, 仍然满足约束条件,设计点的增压比基本不变. 图 18 为优化前后风扇 100% 转速特性线对比. 可见,优化后的效率在较大范围内都得到了提高,优化后的堵塞流量变化不大,但非设计点的增压比有所减小.

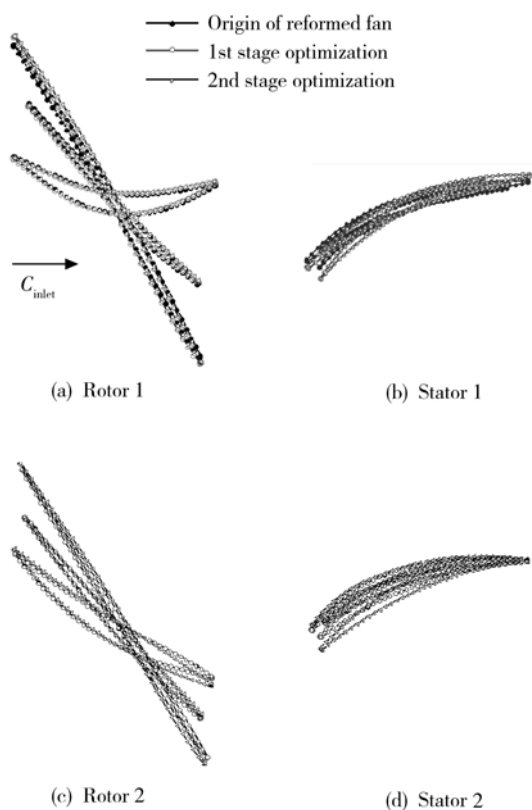


图 17 双级风扇叶片根、中、尖基元叶型径向投影对比
Fig. 17 Comparison of the radial projections of the hub, middle, tip elements of the two-stage fan blades

表 3 优化前后风扇设计点性能对比
Table 3 Comparison of the fan performances at the design point before and after optimization

	$\dot{m}/(\text{kg/s})$	π_k^*	η_k^*	$M_s/\%$
改型风扇初始设计	61.381	2.751	0.8667	17.54
第一级优化	61.252	2.748	0.8712	
第二级优化	61.260	2.750	0.8721	20.06

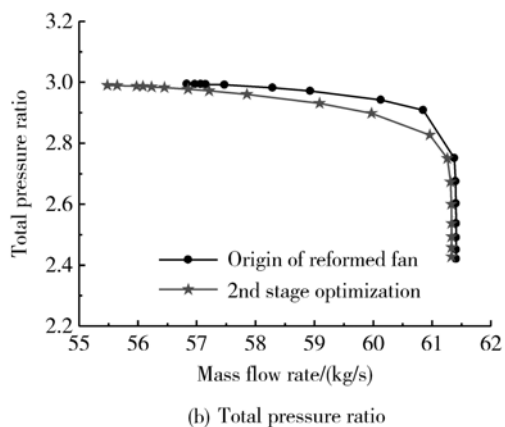
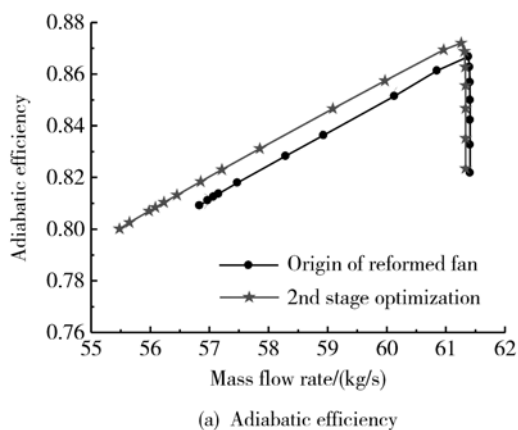


图 18 风扇 100% 转速特性线

Fig. 18 Fan 100% speed performances

图 19 为设计点的 Stator 1 和 Rotor 2 的 90% 和 10% 叶展处 C_p 分布的对比. 可见,转、静子吸、压力面的 C_p 曲线均较优化前光滑; Stator 1 的 10% 叶展吸力面和 Rotor 2 的 10% 叶展吸力面上的激波均有所减弱. 图 20 为优化前后设计点的各叶片 50% 叶展处相对马赫数对比. 可见, Rotor 1 和 Rotor 2 的吸、压力面, Stator 1 的吸力面上的激波均有所减弱. 图 21 为优化前后设计点的各叶片近吸力面极限流线对比. 可见, Rotor 1 吸力面的激波与附面层干扰所引起的分离区明显减少, Stator 1 和 Rotor 2 吸力面靠近尾缘处的流动分离有所减少. 激波减弱、分离减少均是风扇效率增加的原因.

5.3 极大化效率后的强度分析

优化后两个转子叶片排的等效力分布与极大化流量后的相似, Rotor 1 和 Rotor 2 的最大等效力分别为 722.8 MPa 和 502.0 MPa, 且均出现在叶根圆角处, 均满足强度要求.

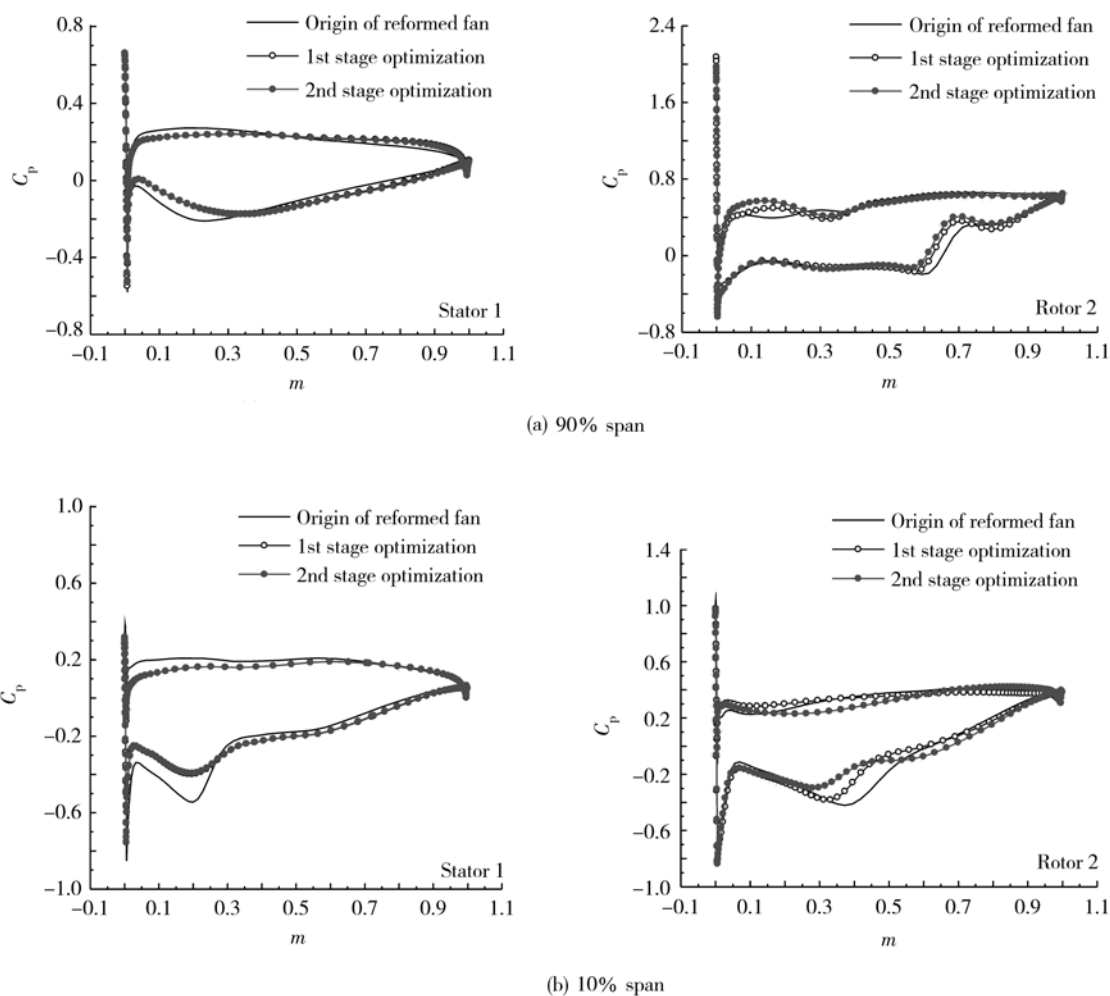


图 19 设计点 Stator 1 和 Rotor 2 的 90%, 10% 叶展静压升系数分布对比

Fig. 19 Comparison of the C_p distributions of Stator 1 and Rotor 2 at the 90%, 10% span at the design point

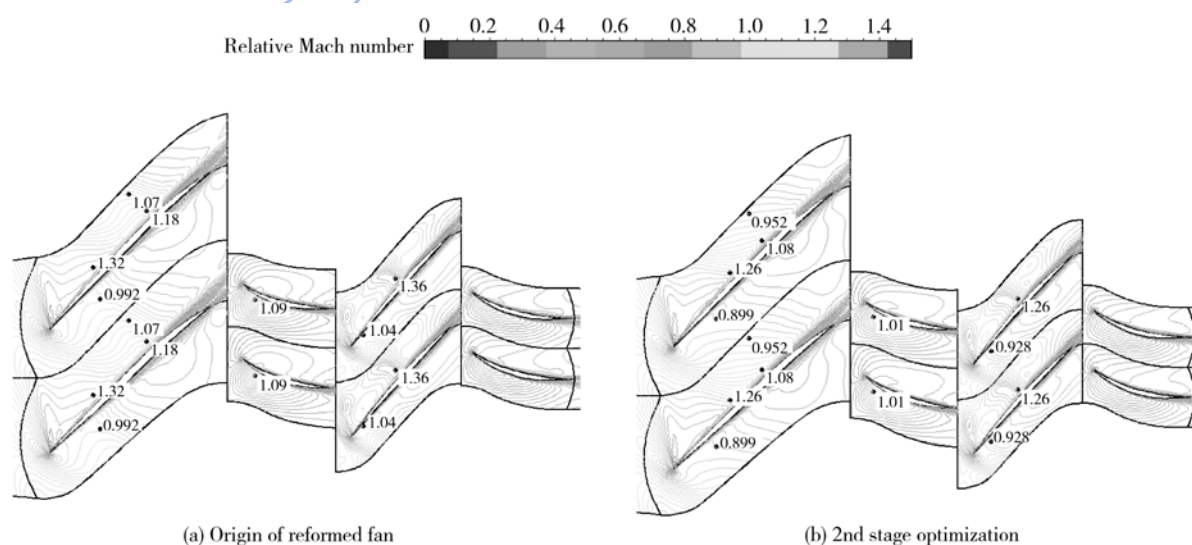


图 20 设计点 50% 叶展相对马赫数对比

Fig. 20 Comparison of the relative Mach number at the 50% span at the design point

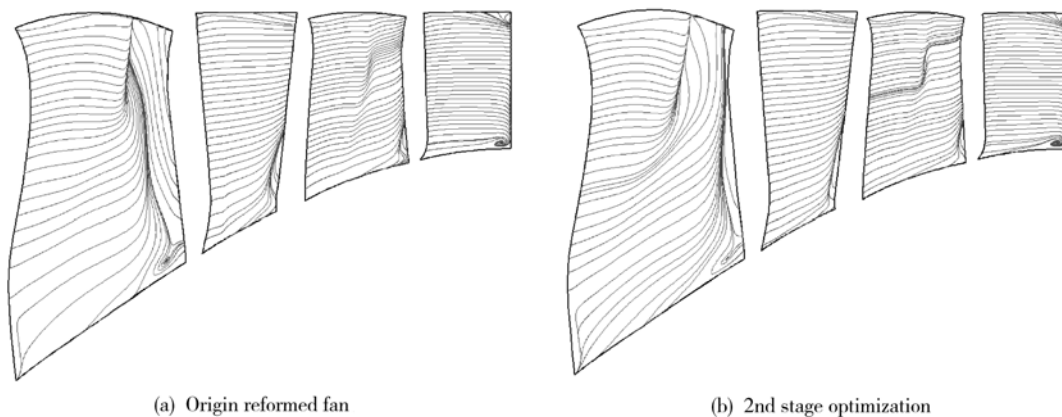


图 21 设计点近吸力面极限流线对比

Fig. 21 Comparison of the streamline near the suction surface at the design point

6 优化中的问题与分析

图 22 为算例 1 优化前后设计点的 Stator 1

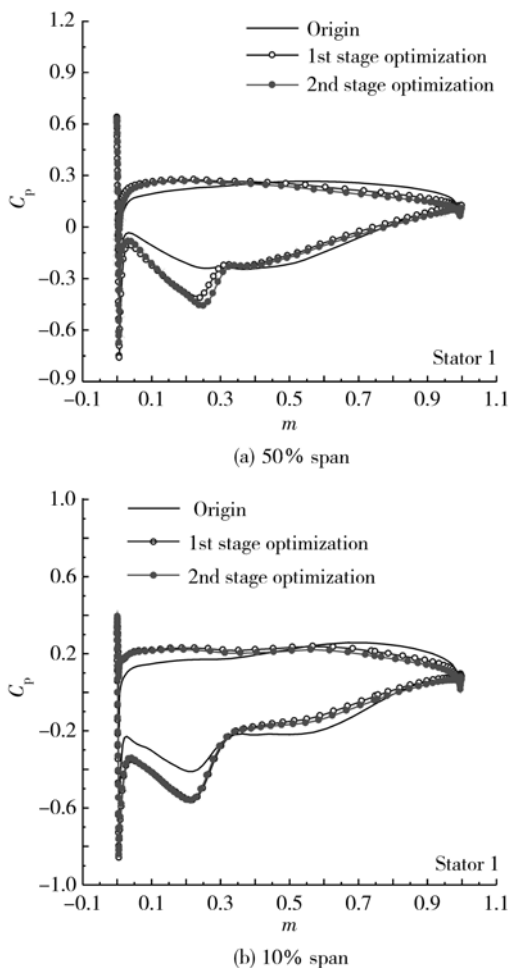


图 22 算例 1 设计点 Stator 1 的 50%, 10% 叶展静压升系数分布对比

Fig. 22 Comparison of the C_p distributions of Stator 1 at the 50%, 10% span at the design point of Case 1

的 50% 和 10% 叶展处 C_p 分布对比. 可见, 在极大化风扇的流量的优化中, 优化后的风扇性能虽然较初始设计有很大提高, 但 Stator 1 根部附近出现了较强的静子激波, 必然会产生激波损失, 而且这会对风扇的稳定性产生不利影响, 它是优化后失速裕度下降的原因之一, 见表 2. 图 23 为算例 1 优化前后 Rotor 1 进出口根、中、尖速度三角形对比. 对比图 11 和图 23 可知, 优化后根部流量明显增加, Rotor 1 和 Stator 1 之间的根部速度增加静压升下降, 虽然可使 Rotor 1 根部逆压梯度减小, 但导致了 Stator 1 根部出现过强激波. 这是过分强调提高风扇流量所导致的结果. 而在算例 2 的极大化风扇的效率的优化中, Stator 1 根部的激波明显减弱, 且风扇失速裕度明显增加, 见表 3.

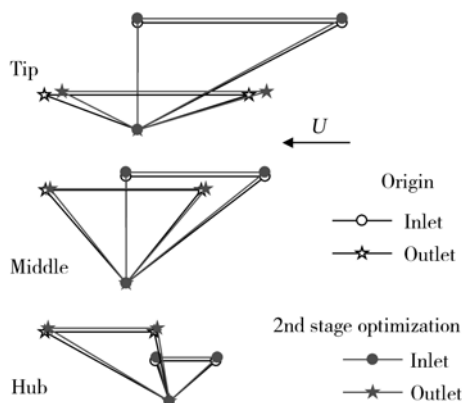


图 23 算例 1 中 Rotor 1 进出口根、中、尖速度三角形对比

Fig. 23 Comparison of the hub, middle, tip velocity triangles at the inlet and outlet of Rotor 1 of Case 1

表 4 为算例 1 优化前后设计点的转子绝热效率 η 和静子总压恢复系数 σ 的对比. 可见, 第一级

优化后,虽然 Rotor 1 的 η 和 Stator 1 的 σ 均得到了提高,但 Rotor 2 的 η 却明显下降。可见,对于多级压气机的优化,仅仅优化某一级、甚至某一排叶片,虽然可以使压气机的整体性能提高,但却有可能使某些级间的匹配性下降,从而使相邻级和压气机整体达不到更优的性能。所以,多级压气机的优化,应尽量避免单排或单级优化,至少采用逐级优化,最好进行在有效约束策略下的多级全体叶片排同步优化。

表 4 算例 1 优化前后设计点的转子效率和静子总压恢复系数对比

Table 4 Comparison of the rotor η and stator σ at the design point before and after optimization of Case 1

	Rotor 1	Stator 1	Rotor 2	Stator 2
	η	σ	η	σ
初始设计	0.8895	0.9850	0.8927	0.9842
第一级优化	0.9002	0.9856	0.8888	0.9842
第二级优化	0.9005	0.9861	0.8990	0.9859

7 结 论

1) 本文的优化技术主要有四个特点:一是采用叶轮设计反问题方法生成三维叶片;二是选取具有物理意义的气动参数作优化自变量;三是提出了处理多级压气机优化问题的逐级优化策略;四是在优化中引入了直观分析法。

2) 极大化风扇流量的优化后,流量提高了 1.6%,同时绝热效率提高了 1.2 个百分点。流量的提高与气流角减小,激波减弱,激波与附面层干扰所引起的分离区减小等原因有关。极大化风扇效率的优化后,绝热效率提高了 0.54 个百分点。效率的提高与超声速预压缩叶型,激波减弱,分离减小等原因有关。

3) 压气机优化不能过分强调提高流量,否则静子根部可能产生激波,而且这会对压气机的稳定性造成不利影响。对于多级压气机优化,仅优化某一排或某一级,可能因匹配问题而造成其他部件的性能降低,从而影响压气机的整体性能。

参考文献:

[1] Pierret S, Van den Braembussche R A. Turbomachinery blade design using a Navier-Stokes solver and artificial neural network[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2):326-332.

[2] Chung J, Shim J, Lee K D. Design of 3D transonic com-

pressor blades using numerical optimization[R]. AIAA-2000-0227, 2000.

- [3] Kim J H, Choi J H, Kim K Y. Design optimization of a centrifugal compressor impeller using radial basis neural network method[R]. ASME Paper GT2009-59666, 2009.
- [4] Bartold A, Joos F. Optimization of a centrifugal impeller using evolutionary algorithms[R]. ASME Paper GT2008-50805, 2008.
- [5] Öksüz Ö, Akmandor I S. Axial turbine blade aerodynamic optimization using a novel multi-level genetic algorithm [R]. ASME Paper GT2008-50519, 2008.
- [6] Bonaiuti D, Zangeneh M. On the coupling of inverse design and optimization techniques for the multiobjective, multi-point design of turbomachinery blades[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2):021014. (16 pages)
- [7] Arabnia M, Ghaly W. A strategy for multi-point shape optimization of turbine stages in three-dimensional flow[R]. ASME Paper GT2009-59708, 2009.
- [8] Wang D X, He L, Li Y S, et al. Adjoint aerodynamic design optimization for blades in multi-stage turbomachines: Part II — Validation and application[R]. ASME Paper GT2008-50209, 2008.
- [9] 陈志鹏, 袁新. 全工况性能优化在压气机多级环境中的应用[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(2):221-224.
- CHEN Zhipeng, YUAN Xin. Aerodynamics optimum design of compressor blades based on numerical overall performance calculation[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(2):221-224. (in Chinese)
- [10] Veress Á, Van den Braembussche R A. Inverse design and optimization of a return channel for a multistage centrifugal compressor[J]. Journal of Fluids Engineering, 2004, 126(5):799-806.
- [11] 陈波, 高学林, 袁新. 采用 NURBS 的某级透平叶片全三维气动最优化设计[J]. 动力工程, 2006, 26(2):201-206.
- CHEN Bo, GAO Xuelin, YUAN Xin. Aerodynamic 3-dimensional optimal design by NURBS of a certain stage turbine blades[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(2):201-206. (in Chinese)
- [12] Briasco G, Bruna D, Cravero C. A NURBS-based optimization tool for axial compressor cascades at design and off-design conditions[R]. ASME Paper GT2008-50622, 2008.
- [13] Chen N X, Zhang H W, Xu Q, et al. Application of simple gradient-based method and multi-section blade parameterization technique to aerodynamic design optimization of a 3D transonic single rotor compressor[R]. ASME Paper GT2009-59783, 2009.
- [14] Verstraete T, Alsalihi Z, Van den Braembussche R A. Multidisciplinary optimization of a radial compressor for micro gas turbine applications[R]. ASME Paper GT2007-27484, 2007.
- [15] 杨晶晶, 单鹏. 某高负荷前掠双级风扇设计与掠形机理研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8):1805-1812.
- YANG Jingjing, SHAN Peng. Design of a high-loading two-stage forward swept fan and investigation on the swept-blading mechanism[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(8):1805-1812. (in Chinese)
- [16] Denton J D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines [J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1):18-26.