跨声速涡轮叶栅两点优化目标函数研究*

李志1,2,刘艳1,张敏1

(1. 大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024;

2. 中国空气动力研究与发展中心 空气动力学国家重点实验室,四川绵阳 621000)

摘 要:针对跨声速涡轮叶栅单点优化方法难以获得整体工况性能提升、多点优化方法难以确定合理目标函数形式的问题,提出了两点优化的方法。为了节约优化时间成本,优化过程采用EIF(Equivalent inviscid flow)模型进行数值模拟,通过添加惩罚函数保证叶栅满足设计流量和负荷要求,并采用叶栅效率线性平均的目标函数形式进行评价。选择两组跨声速涡轮叶栅进行优化设计,并利用CFD方法分析叶型变化对流场马赫数、激波和损失产生的影响。结果显示,所提出的优化设计方法在保证设计工况性能的同时,能够提升叶栅整体工况性能。通过流场分析,揭示了激波结构变化对不同工况损失影响的定性规律。综合全文研究后,给出了一种适用于跨声速涡轮叶栅两点优化设计的目标函数形式。

关键词:涡轮:叶栅:激波:优化设计:目标函数:非设计工况:数值模拟

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055(2021) 12-2713-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200369

Dual Operating Point Optimization Objective Function of Transonic Turbine Cascade

LI Zhi^{1,2}, LIU Yan¹, ZHANG Min¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China; 2. State Key Laboratory of Aerodynamics, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

Abstract: Considering the difficulty to improve the performance of transonic turbine cascades under whole operating conditions by the single point optimization method, and the problem to determine a reasonable objective function for the multi-point optimization method, a dual point optimization method was proposed. During the process of optimization, the numerical simulation method of EIF (equivalent inviscid flow) model was used to save the optimization time and cost. A penalty function was applied to satisfy the requirements of mass flow and blade load. Meanwhile an objective function of linear averaged cascade efficiency was used to evaluate performance. Two sets of transonic turbine cascades were selected and optimized. And the effects of blade profile changes on Mach number, shock wave and loss were analyzed by using CFD method. Results show that the proposed optimization design method can improve the performance of cascades investigated for whole operating conditions while ensuring the performance at the design condition. The effects of shock wave structure changes on loss at different working conditions were qualitatively studied. Based on the current study, a two-point optimal design objective function suitable for transonic turbine cascades was finally presented.

^{*} 收稿日期: 2020-05-27; 修订日期: 2020-10-29。

基金项目: 国家自然科学基金 (51876021); 空气动力学国家重点实验室研究基金 (SKLA201701)。

作者简介: 李 志,博士生,研究领域为轴流涡轮的人工智能设计方法。

通讯作者: 刘 艳, 博士, 教授, 研究领域为叶轮机械气动热力学。

引用格式: 李 志,刘 艳,张 敏. 跨声速涡轮叶栅两点优化目标函数研究[J]. 推进技术, 2021, 42(12):2713-2722. (LI Zhi, LIU Yan, ZHANG Min. Dual Operating Point Optimization Objective Function of Transonic Turbine Cascade[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(12):2713-2722.)

Key words: Turbine; Cascade; Shock wave; Optimization design; Objective function; Off-design condition; Numerical simulation

1 引言

随着计算机硬件和优化算法的发展,优化设计 方法在涡轮叶栅优化领域得到了广泛的应用。早在 1993年, Shelton等[1]就针对跨声速涡轮叶栅进行优 化设计。2004年, Moroz 等[2]提出了一种适用于涡轮 优化设计的框架,这一框架也被学者们用以研究跨 声速涡轮激波弱化。利用叶型优化设计技术得到的 激波弱化方法大致分为优化负荷分配和优化局部流 场两类。对于优化负荷分配,Yao等[3]针对NASA和 GE 提出的弱化激波的叶型优化设计方法[4]进行分 析,指出叶片负荷前移,从而使尾缘处激波波前马赫 数减小,是降低激波损失的原因。陈云等[5]和李志 等[6]都指出,叶型优化设计方法能够控制扩散段内气 流膨胀从而有效降低激波损失,优化叶栅表现为负 荷前移并形成预压缩激波。对于优化局部流场,Sonoda 等[7]对大弯角高负荷跨声速叶栅进行叶型优化 设计,优化叶栅在压力面尾缘处形成了一个小凹坑, 导致内尾激波转化为两道激波,从而使尾缘激波得 到弱化。董明等[8]在叶型优化设计中采用可控膨胀 设计来调整叶栅负荷分配,并结合凸包消波设计优 化局部流场,结果显示叶型凸包能够有效削弱内尾 激波和反射激波。

上述涡轮叶栅优化设计研究均采用了单点优化 形式,多点优化设计的相关研究则较少。多点优化 与单点优化框架几乎一致,二者差别在于优化目标 函数不同。Arnaud等^[9]针对跨声速涡轮叶栅进行多 点优化设计,实现叶栅变工况性能的优化,但并未对 多点优化设计,写现叶栅变工况性能的优化,但并未对 多点优化设计,目标函数形式的优劣由优化时间 成本、优化模型复杂度及优化结果好坏决定。为此, 本文采用两点优化方法以降低时间成本和模型复杂 度。结合激波弱化机理构建两点优化目标函数形式 以获得更好的优化结果。

在涡轮叶栅激波机理研究方面, Denton 等[10]揭示了跨声速涡轮叶栅尾缘处激波成因与激波结构。Raffel 等[11]和 Lakshminarayana^[12]在 Denton 等研究的基础上细化了激波结构。下修涛等^[13-14]采用 DDES方法研究了涡轮叶栅尾缘激波与尾迹干涉问题。向欢等^[15]对激波弱化方法和激波机理进行了综合总结。

本文对跨声速涡轮叶栅两点优化设计目标函数 形式进行研究,以实现高效、快速的跨声速涡轮叶栅 优化设计,在工况范围内实现叶栅气动性能的整体 提升。

2 叶栅优化设计方法

叶栅优化设计包括三个核心部分:即叶型参数 化、流场评价以及优化算法自动寻优。多点优化的 参数化方法和优化算法与单点优化并无差异,二者 差别仅在于流场评价方式,即优化目标函数。

2.1 参数化方法

对于优化设计中的参数化方法,本文采用了两段圆弧及两段贝塞尔曲线的参数化形式,如图1所示。其中前尾缘圆弧各由几何角、半楔角和圆弧半径三个参数控制,吸力面与压力面各由一段贝塞尔曲线控制。这种参数化方法不再将吸力面从喉道处强制分成两段,因而降低了参数控制难度。吸力面采用两段线的参数化方法优势在于可以直接调整叶栅的喉道面积,从而控制叶栅的质量流量,这一控制法在传统的叶栅设计中具有重要地位。但在优化设计技术中,质量流量和叶栅负荷可以通过一个约束函数或惩罚函数进行控制,喉道面积成为一个相关参数,不再需要直接控制。因此,吸力面单段线的参数化方法由于更易于实现参数控制而被采用。

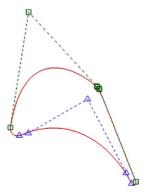


Fig. 1 Parametric modeling of turbine cascade

目前,绝大部分非高超声速涡轮叶栅吸力面曲 线均为凸曲线,因此本文约束吸力面曲线为凸曲线。 尽管董明等^[8]的研究表明吸力面局部凹坑结构具有 削弱激波的效果,但这种结构也必然在亚声速流动 时产生更大的分离损失,不利于叶栅亚声速工况性 能的提升。在凸曲线的限制下,结合图 2 的几何关系 (1)

示意图,推导可得贝赛尔曲线控制点表达式如式(1) 所示。

$$\begin{split} P_{1} &= \lambda_{1} \Big(M_{1} - P_{0} \Big) + P_{0} \\ P_{n-1} &= \lambda_{n-1} \Big(M_{1} - P_{n} \Big) + P_{n} \\ P_{i} &= \lambda_{i} \Big(M_{i-1} - P_{i-1} \Big) + \mu_{i} \Big(1 - \lambda_{i} \Big) \Big(P_{n-1} - P_{i-1} \Big) + P_{i-1} \\ M_{i} &= \operatorname{line} \Big(P_{n} P_{n-1}, P_{i} P_{i-1} \Big) \\ i &\in \left\{ 2, 3, \dots, n-2 \right\}, \lambda, \mu \in [0, 1] \end{split}$$

式中P为控制顶点,M为辅助点, λ , μ 为控制参数,n代表贝塞尔曲线阶数,line函数用于求解两直线交点,边界条件 P_0 , P_n 与 M_1 可由前尾缘圆弧控制参数求得。凸曲线约束的添加实现了吸力面贝塞尔曲线控制参数的归一化,缩小了优化变量的样本空间,优化时间成本显著下降。

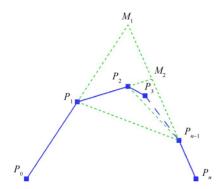


Fig. 2 Schematic diagram of control points for Bezier curve

2.2 叶栅性能评价方法

本文采用两种方法对叶栅性能进行评价:在优 化设计评价过程中采用文献[16-17]提出的求解 EIF 模型的数值模拟方法。EIF模型将流场分为主流区 和边界层区,主流区离散求解无粘 Euler方程,边界层 区求解一维边界层积分方程,并通过迭代计算边界 层位移厚度确定两区域边界;在优化后叶栅性能预 测中采用求解粘性定常 N-S 方程的 RANS 数值模拟 方法。两种数值模拟方法分别通过商用软件MISES 和 FINE-Turbo 实现。优化设计过程需要进行大量样 本点的数值模拟,采用EIF模型求解流场能极大缩短 计算时间,降低时间成本;而最终性能预测使用三维 RANS方法,则更能准确反映叶栅的气动性能。尽管 两种方法组合使用会使设计与预测之间存在误差, 进而导致优化设计得到的最优叶栅并非真实的最优 叶栅,但前期关于单点优化设计的研究[6]证明,采用 这种数值模拟方式能够获得良好的结果,因此,仍将 其应用于本文的两点优化设计研究。

利用 FINE-Turbo 软件对叶栅进行数值模拟时, 采用了直叶片三维几何建模,设置叶高为 200mm, 展向各截面叶型完全一致,将模拟结果中 40%~60% 截面参数的平均值作为叶栅评价参数。

2.3 优化算法

对于非线性优化问题,梯度类算法和进化类算法使用最为广泛。由于梯度类算法不易解决全局优化问题和多目标优化问题,故而本文采用了进化算法中的第二代多目标遗传算法^[18]。该算法不仅更易搜索到全局最优解,还采用了对Pareto前沿进行非支配排序的处理方法,在处理多目标函数、多约束优化问题时具有更大的优势。

2.4 优化目标函数

涡轮叶栅气动性能主要由质量流量(或气流角)、静压比(或出口马赫数)和叶栅效率(或损失系数)决定。质量流量、静压比与设计要求一致以及叶栅效率尽可能高是叶栅设计所追求的目标。通常静压比作为边界条件给出,质量流量与叶栅效率则受叶型几何的影响。因此,在优化过程中应添加叶栅效率最大的目标函数条件和质量流量约束条件。对于某一工况点,叶栅效率定义如式(2)所示

$$\eta = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{p_1^*}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$
(2)

式中下标1和2分别代表人口和出口,上标*表示滞止参数。添加强制约束条件在优化过程中并不容易实现,所以需要将强制约束条件转换为惩罚函数。惩罚函数形式对优化收敛速度与收敛精度影响很大。本文研究了大量优化叶栅后,给出了式(3)所示的惩罚函数形式

$$\delta_{m} = \left| \frac{\cos \beta_{2} - \cos \beta_{2d}}{2\cos \beta_{2d}} \right| \tag{3}$$

式中 δ_m 为惩罚函数, β_2 为出口气流角(与轴向), β_{2d} 为设计要求的出口气流角。由于气流角余弦值与质量流量成正比,式(3)也可用质量流量进行表示。

综合目标函数与惩罚函数,以二者之差的最大 值作为寻优目标,其数学表述为

$$\max f(\eta) - \delta_m$$

采用的叶栅效率函数是两个不同工况下叶栅效 率的综合表达式。为了确定表达式的具体形式,本 文对比了两种处理方法。第一种方法为效率数学平 均。另一种则采用双目标函数,用非支配排序的处理方法获得目标函数的Pareto前沿,再以效率数学平均值最大的方式在Pareto前沿中选择最终结果。对比发现,后者仅能获得微小的效率提升,但时间成本高于前者。故而后文在进行多工况效率综合评价时均采用效率数学平均的方法。其表达式如公式(4)所示

$$f(\eta) = \frac{\eta_{d} + \eta_{v}}{2} \tag{4}$$

式中下标 d 代表设计工况, v 代表变工况, v 工况的确定是后文的研究重点。

3 Ori 叶栅算例研究

以文献[7]中的跨声速涡轮叶栅为研究对象,该叶栅采用单点优化设计技术获得,已被证明具有良好的气动性能。为了便于表述,将该叶栅命名为Ori。表1给出了Ori叶栅的设计点参数及所研究的变工况范围。需要指出,叶栅稠度是影响叶栅效率的重要参数,但这一参数必须综合考虑叶片的三维扭转特性,而不能仅仅以二维叶栅效率最高作为稠度的选择标准,故而在本文的研究中未涉及这一参数的影响,优化叶栅的轴向稠度均与Ori叶栅一致。

Table 1 Design parameters of Ori cascade

Parameter	Value
Specific heat ratio	1.4
Inlet flow angle/(°)	65
Outlet flow angle/(°)	-69
Outlet Mach number	1.2
Axial chord length/mm	56.5
Axial solidity	1.165
Trailing edge thickness/mm	2.2
Angle of attack range/(°)	[-10,5]
Outlet Mach number range	[0.9, 1.45]

为构建两点优化目标函数,需要确定对哪些工况点进行数值模拟,以获得性能评价参数。对过多工况点进行评价会带来两个问题:(1)多工况点会导致目标函数变得复杂,甚至难以构建出合理的目标函数;(2)增加需要评价的工况点会导致优化时间成本倍增。因此应尽可能少地针对重要的工况点进行性能评价。由于要求解惩罚函数 δ_m ,所以必须对设计工况进行模拟。此外,考虑正冲角以及不同出口马赫数工况下的3种目标函数形式会在后文详细讨论。考虑正冲角工况的原因在于,单点优化的大量算例显示,优化算法为了细微提升设计工况性能,会严重

降低正冲角工况性能,这一现象随着参数化精度的提升变得更明显。由于气流角的余弦值或正切值与叶栅的流量特性近似为线性关系,故而考虑冲角时应采用余弦值或正切值,而不应采用角度值或弧度值。本文选定正冲角的原则如式(5)所示

$$\left| \tan \beta_{1v} - \tan \beta_{1d} \right| = 0.5 \tag{5}$$

3.1 优化设计叶栅 OPT 1

OPT 1 叶栅同时考虑了设计工况和正冲角低马赫数工况,两组工况的冲角及出口马赫数的数学表述为

OPT 1 OC 1:
$$Ma_2=1.2$$
, $i=0^{\circ}$
OC 2: $Ma_2=1.0$, $i=5^{\circ}$

OC(operating condition)代表工况点, Ma_2 为叶栅出口马赫数,i为冲角。

图 3 给出优化叶栅 OPT 1 与 Ori 叶栅的叶型对比图。两组叶栅喉道节距比分别为 0.324 和 0.328,且设计工况下数值模拟结果显示,叶栅出口气流角均为-68.9°,由此说明优化过程添加的惩罚函数是有效的。

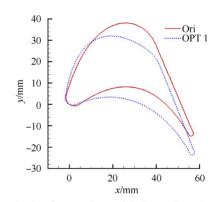


Fig. 3 Comparison of Ori and OPT 1 profiles

针对图 3 中优化前后叶栅,开展三维 RANS 数值模拟,采用总压损失系数对叶栅气动性能进行评价。之所以在优化过程中采用叶栅效率而在数值模拟评价中采用总压损失系数是因为:总压损失系数在涡轮叶栅评价中被普遍采用,而叶栅效率的使用更易于本文构建惩罚函数。总压损失系数的定义为

$$\omega = \frac{p_{2s}^* - p_2^*}{p_2^* - p_2} \tag{6}$$

图 4 给出了两组叶栅在全工况范围内的性能对比结果。可以看出,在三组冲角下,OPT 1 叶栅在马赫数 0.9~1.35 内性能均好于 Ori 叶栅,且马赫数较低时,性能提升效果更明显。图 4 中存在如下 4 个现象需要通过流场细节分析来获得原因:

- (1)相比于负冲角的影响,正冲角工况下叶栅损 失急剧增大;
 - (2)马赫数在0.95附近时损失存在极值;
- (3) OPT 1 叶栅较 Ori 叶栅在较低的马赫数工况 下损失降低;
- (4) OPT 1 叶栅在高马赫数条件下损失较 Ori 叶栅增加。

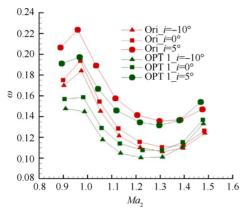


Fig. 4 Total pressure loss of Ori and OPT 1 cascades

图 5 给出了 OPT 1 叶栅在设计马赫数下,无冲角 $i=0^{\circ}$ 和正冲角 $i=5^{\circ}$ 工况时的马赫数云图。结合图 6 的激波结构示意图可以看出,两组工况的激波结构差别不大,但正冲角下预压缩激波(1,2号激波)变强,叶栅负荷前移,反射波和外尾激波减弱,这两道激波之

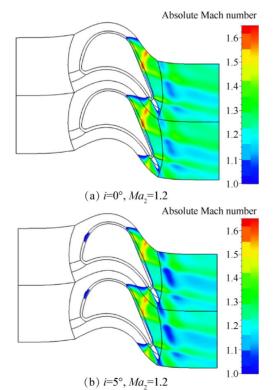
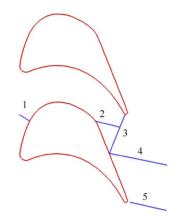


Fig. 5 Mach number contours of OPT 1 cascade

间及外尾激波后的区域分离变大,粘性损失增加,是导致正冲角下叶栅性能下降的主要原因。分析图7所示的OPT1叶栅熵云图得到的结论与马赫数云图一致,正冲角工况时高熵区域范围也明显大于设计冲角工况。



(1-2) Pre-compression wave; (3) Inner tail shock; (4) Reflection shock; (5) Outer tail shock

Fig. 6 Schematic diagram of shock wave structures at positive angle of attack and design Mach number

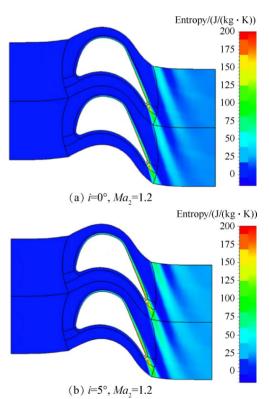


Fig. 7 Entropy contours of OPT 1 cascade

图 8 给出了 Ma_2 =0.95, i=0°工况时 OPT 1 叶栅的马赫数云图,与图 5(a)设计工况马赫数云图对比可以看出,该工况反射激波消失,经内尾激波后气流由超声速转变为亚声速。由于该工况叶栅负荷较小,内尾激波与外尾激波波前马赫数均小于设计工况,

但由于波后马赫数也较小,所以很难通过马赫数来对比两组工况激波及粘性作用的损失大小。为此,图 9 给出了 Ma_2 =0.95,i=0°工况时 OPT 1 叶栅低马赫数工况的熵云图,对比图 7(a) 可以发现,低马赫数工况在内尾激波后存在一个较大的高熵区,外尾激波后熵略小于设计工况。综合前述分析可以得出结论,内尾激波及其粘性作用随着马赫数的降低而增强,外尾激波则随之减弱,前者的变化幅度高于后者,故而在马赫数降低时叶栅损失会增加。

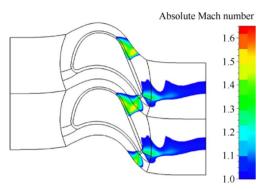


Fig. 8 Mach number contours of OPT 1 cascade at $i=0^{\circ}$ and $Ma_2=0.95$

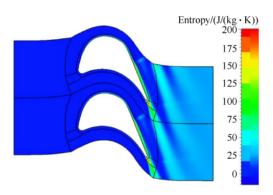


Fig. 9 Entropy contour of OPT 1 cascade at $i=0^{\circ}$ and $Ma_2=0.95$

图 10 给出了 Ori 叶栅在 Ma₂=0.95, i=0°工况时的 马赫数云图。对比图 8 可以发现, OPT 1 叶栅内尾激 波波前马赫数更低。再结合图 11 对比两组叶栅外尾 激波发现, 两组叶栅外尾激波前后流场则差别很小。由前文分析可知, 低马赫数工况较设计工况损失增加的主要影响因素是内尾激波。综合上述三点分析后推知, OPT 1 叶栅较 Ori 叶栅在低马赫数工况下损失低的原因是内尾激波及波后粘性作用减弱。图 12 给出了 Ori 叶栅的熵云图, 对比图 9 可以发现, Ori 叶栅在内尾激波附近熵增更大, 从而进一步验证了上述推论。

尽管 OPT 1 叶栅在大部分工况都表现出更好的性能,但在高马赫数区域则表现较差。在 i=0, $Ma_2=$

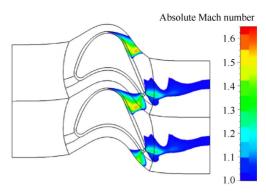


Fig. 10 Mach number contour of Ori cascade at $i=0^{\circ}$ and $Ma_2=0.95$

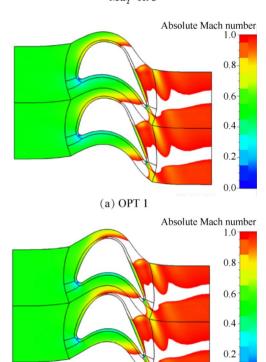


Fig. 11 Mach number contours at subsonic flow regions of Ori and OPT 1 cascades at $i=0^{\circ}$ and $Ma_2=0.95$

0.0

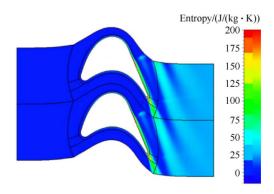


Fig. 12 Entropy contour of Ori cascade at $i=0^{\circ}$ and $Ma_2=0.95$

1.47 时, OPT 1 叶栅总压损失系数较 Ori 叶栅高约 1%。这是因为 Ori 叶栅预压缩激波更强(图 13), 有利

于削弱后续激波强度从而降低叶栅总损失。这一结论已在陈云等^[5]和笔者前期研究^[6]中得到证明。

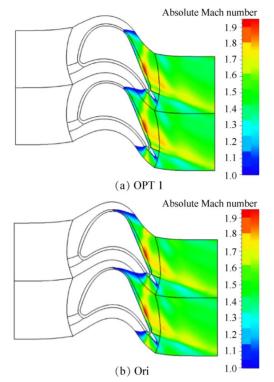


Fig. 13 Mach number contours of two cascades at $i=0^{\circ}$ and $Ma_2=1.47$

综合上述分析可知,激波和激波引起的流动分离是影响损失的主要因素。马赫数变化对这两种损失的影响规律不同,从而在损失特性线上形成一个损失极值。当马赫数小于极值点马赫数时,激波对损失影响较小,受内尾激波影响而产生的波后分离损失成为影响损失的关键。当马赫数大于极值点马赫数时,由于内尾激波后的分离区得以膨胀再附,总损失因此降低。此时随着马赫数的升高,外尾激波强度增大,从而导致外尾激波损失和波后分离损失增加,即影响损失的关键因素。

3.2 优化设计叶栅 OPT 2和 OPT 3

OPT 2和 OPT 3 叶栅给出了两种不同于 OPT 1 叶栅的工况选择,目标函数表达仍采用带有惩罚函数的叶栅效率线性平均。

OPT 2 OC1:
$$Ma_2=1.2$$
, $i=0^{\circ}$
OC2: $Ma_2=1.2$, $i=5^{\circ}$
OPT 3 OC1: $Ma_2=1.2$, $i=0^{\circ}$
OC2: $Ma_3=1.4$, $i=5^{\circ}$

从图 14 给出的 4 组叶栅的叶型对比图可以看出,工况选择对优化得到的叶型几何有影响。通过叶型厚度来分析 3 组优化叶栅的载荷分布。OPT 3 叶

栅前部厚度最大,OPT 2叶栅次之,OPT 1叶栅最小。根据前文得到的工况损失变化规律可知,前部负荷更大的叶栅预压缩激波较强后续激波较弱,有利于降低高马赫数工况下的总损失。因此,这三组几何特征对应着各自工况损失降低的情况,优化得到的几何与物理规律具有一致性。

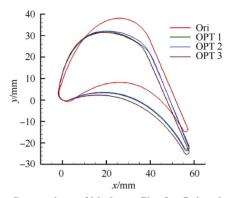


Fig. 14 Comparison of blade profiles for Ori and optimized cascades

以Ori叶栅为基准,采用三维数值模拟对比分析OPT 2和OPT 3叶栅的工况性能。图15给出计算获得的Ori与OPT 2叶栅的损失对比图,可以看出OPT 2叶栅在保持设计工况和高马赫数工况损失变化较小的情况下,有效提升了低马赫数工况性能,即在整个工况范围内OPT 2叶栅的气动性能都优于Ori叶栅,从而说明本文提出的优化方法能够实现叶栅性能的整体提升。

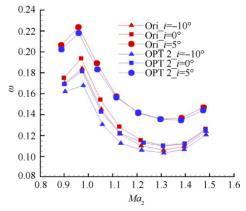


Fig. 15 Total pressure loss of Ori and OPT 2 cascades

图 16 对比了 Ori 叶栅与 OPT 3 叶栅的工况特性。可以看出 OPT 3 叶栅性能稍差。上文指出,正冲角和低马赫数工况损失增加的主要原因都是内尾激波后流场恶化。而 OPT 3 叶栅将高马赫数工况效率考虑进目标函数,在有效削弱外尾激波的同时导致预压缩激波和内尾激波的总效应增强,使得叶栅损失随着冲角增大或马赫数降低而剧烈增加。

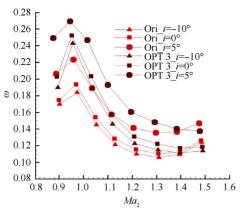


Fig. 16 Total pressure loss of Ori and OPT 3 cascades

尽管 OPT 2 叶栅在气动性能上完全优于 Ori 叶栅,而 OPT 1 叶栅局部性能比 Ori 叶栅差。但从图 17 所示的优化叶栅损失特性曲线可以看出,OPT 1 叶栅在更宽的工况范围内优于 OPT 2 叶栅,且损失系数的下降幅度更大。综合前文分析可知,OPT 1 叶栅的优化工况 Ma_2 =1.0 处于亚声速损失和超声速损失的共同作用域,此时内尾激波和外尾激波的影响较为平衡,故而将该工况作为优化工况有利于同时削弱这两种激波的影响,从而获得整体特性更优的叶栅。另一组算例将在后文被详细分析,以进一步验证该结论。

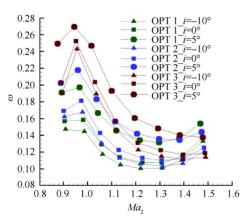


Fig. 17 Total pressure loss of three optimized cascades

4 LS89和OPTA叶栅算例研究

为验证前文得到的两点优化方法是否具有通用性,对另一组跨声速涡轮叶栅进行优化设计。该叶栅由 Arnaud等^[9]对 LS89跨声速叶栅进行多点优化获得,本文将其命名为 OPT A。OPT A叶栅是 Arnaud等^[9]采用三点优化方法设计得到的,其选取的工况点出口马赫数分别为 0.900,0.955 和 1.010, 优化过程未考虑冲角的变化。由于 Arnaud等仅研究了出口马赫

数 0.90~1.01 的工况范围,未能考虑到更高的叶栅负荷下激波增强所带来的损失骤降问题,故而本文在更宽的工况范围内对该叶栅进行研究,以获得更完整的叶栅变工况特性。叶栅设计参数及工况范围如表 2 所示。该叶栅为轴向进气叶栅,模拟结果显示冲角对于损失的影响很小,故而后文不再对冲角特性进行分析。

Table 2 Design parameters of OPT A cascade

Parameter	Value
Specific heat ratio	1.4
Inlet flow angle/(°)	0
Outlet flow angle/(°)	-75.0
Outlet Mach number	0.95
Axial chord length/mm	37.1
Axial solidity	0.608
Trailing edge thickness/mm	1.37
Angle of attack/(°)	0
Outlet Mach number range	[0.90,1.13]

图 18 给出了 FINE-Turbo(FT) 软件和 Arnaud 等^[9] 对 LS89 和 OPT A 叶栅的损失模拟结果。由于建模方法和模拟软件的不同,模拟结果存在偏差。但从损失的变化趋势及两组叶栅的损失差值来看,两种模拟方法得到的结果是十分接近的。因此用 FINE-Turbo 软件得到的模拟结果进行对比研究具有可信性。

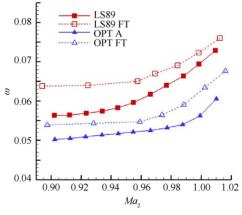


Fig. 18 Comparison of cascade loss of two numerical simulation methods

OPT 4和 OPT 5为两组不同优化目标函数下得到的优化设计叶栅,其工况条件的数学表述为

OPT 4 OC1:
$$Ma_2$$
=0.95, i =0°
OC2: Ma_2 =1.0, i =28°
OPT 5 OC1: Ma_2 =0.95, i =0°
OC2: Ma_2 =0.75, i =28°

图 19 给出了 LS89, OPT A, 本文优化设计得到的叶栅 OPT 4和 OPT 5的叶型几何对比图。

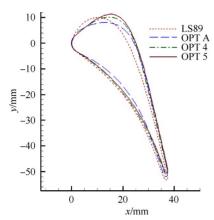


Fig. 19 Comparison of three groups of cascades' blade profiles

采用 FINE-Turbo 数值模拟软件对 4 组叶栅进行 数值模拟,计算结果对比如图 20 所示。在 0.89~1.08 出口马赫数工况下 Arnaud 等[9]获得的 OPT A 叶栅损 失小于LS89叶栅,说明OPTA叶栅在LS89叶栅的基 础上取得了一定的优化效果。但当马赫数继续增大 至1.1时,其损失高于LS89叶栅。对比OPTA与OPT4 叶栅可以看出,本文得到的 OPT 4叶栅在 0.89~0.96 出口马赫数工况下较OPTA叶栅损失略有增加,但出 口马赫数>0.96时,损失极大降低,且随着出口马赫数 不断增大,损失差也越来越大。对比OPT A与OPT 2 叶栅可以看出,OPT 2叶栅在整个工况范围内性能均 优于OPT A叶栅。对比OPT 4和OPT 5叶栅可以发 现, OPT 4叶栅对整体工况带来的收益更大, 进一步 验证了前文得到的"将 Ma,=1.0 工况作为优化工况有 利于同时削弱内外尾两种激波的影响,从而获得整 体特性更优的叶栅"的结论。

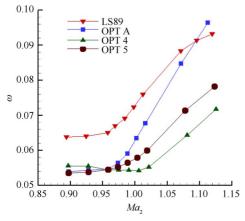


Fig. 20 Total pressure loss of cascades at $i=0^{\circ}$

5 结 论

本文以出口设计马赫数为 1.20 和 0.95 的两组跨 声速涡轮叶栅为研究对象,开展两点优化设计目标 函数形式研究。分析优化叶栅在各工况的损失特性 和流场特征后,得到如下结论:

- (1)添加惩罚函数能够保证叶栅满足设计要求。 采用两工况叶栅效率的线性平均值作为优化目标函 数是一种合理有效的两点优化目标函数选择。两点 优化设计方法在保证设计工况性能的同时,提升其 他工况的性能,从而实现叶栅在整个工况范围内的 性能优化。
- (2)通过调整两点优化目标函数形式可实现损失特性线的整体偏移,从而获得利于涡轮实际运行状态的优化叶栅。
- (3)对于跨声速涡轮叶栅,平衡内尾激波和外尾激波的共同影响是获得良好整体性能的关键。将设计工况和带有正冲角出口马赫数等于1.0的工况作为优化目标,有利于平衡两种激波的共同影响,从而获得整体工况性能的综合提升。

致 谢:感谢国家自然科学基金、空气动力学国家重点 实验室研究基金的资助。

参考文献

- [1] Shelton M L, Gregory B A, Lamson S H, et al. Optimization of a Transonic Turbine Airfoil Using Artificial Intelligence, CFD and Cascade Testing [R]. ASME 93-GT-161
- [2] Moroz L, Govoruschenko Y, Romanenko L, et al. Methods and Tools for Multidisciplinary Optimization of Axial Turbine Stages with Relatively Long Blades [R]. ASME GT 2004-53379.
- [3] Yao J, Carson S. HPT/LPT Interaction and Flow Management in the Inter-Turbine Space of a Modern Axial Flow Turbine [R]. ASME GT 2006-90636.
- [4] Gielp W. NASA/GE Highly-Loaded Turbine Research Program [C]. Ohio: NASA Fundamental Aeronautics 2007 Annual Meeting, 2008.
- [5] 陈 云,王 雷,马广健.高负荷跨声速涡轮叶型设计方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2018,31(3):18-21.
- [6] 李志,刘艳,杨金广,等.超声速涡轮叶型全局气动优化设计[J].推进技术,2019,40(5):1051-1057. (LI Zhi, LIU Yan, YANG Jin-guang, et al. Global Aerodynamic Optimization Design of Supersonic Turbine Blade Profiles[J]. Journal of Propulsion Technolo-

- gy, 2019, 40(5): 1051-1057.)
- [7] Sonoda T, Arima T, Olhofer M, et al. A Study of Advanced High-Loaded Transonic Turbine Airfoils [J].
 ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(4): 650-657
- [8] 董明,葛宁,陈云. 跨声速涡轮叶栅激波损失控制方法[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1226-1235.
- [9] Arnaud Châtel, Tom Verstraete, Grégory Coussement. Multipoint Optimization of an Axial Turbine Cascade Using a Hybrid Algorithm [R]. ASME GT 2019-91471.
- [10] Denton J D, Xu L. The Trailing Edge Loss of Transonic Turbine Blades [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(2): 277-285.
- [11] Raffel M, Kost F. Investigation of Aerodynamic Effects of Coolant Ejection at Trailing Edge of a Turbine Blade Model by PIV and Pressure Measurements [J]. Experiments in Fluids, 1998, 24(5-6): 447-461.
- [12] Lakshminarayana B. Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery [M]. New York: John Wiley & Sons, 1996: 165-168, 567-570.
- [13] 卞修涛,林 敦,苏欣荣,等. 跨音透平中激波与边界层、尾迹干涉机理研究[J]. 工程热物理学报,

- 2017, 38(5): 965-969.
- [14] 卞修涛,林 敦,苏欣荣,等.基于DDES的跨声速导叶中激波与边界层干涉机理研究[J].推进技术,2017,38(10):2254-2261. (BIAN Xiu-tao, LIN Dun, SU Xin-rong, et al. Study of Shock Wave-Boundary Layer Interaction Mechanism in a Transonic Vane Based on DDES[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017,38 (10):2254-2261.)
- [15] 向 欢,陈 云,葛 宁. 高负荷跨声速涡轮激波损 失机理及控制技术研究[J]. 航空发动机, 2014, 40 (1): 54-59.
- [16] Youngren H H. Analysis and Design of Transonic Cascades with Splitter Vanes [R]. Cambridge: Gas Turbine Laboratory, Massachusettes Institute of Technology, Report 203, 1991.
- [17] Drela M, Giles M B. Viscous-Inviscid Analysis of Transonic and Low Reynolds Number Airfoils[J]. *AIAA Journal*, 1987, 25(10): 1347-1355.
- [18] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.

(编辑:史亚红)