

光滑流道涡轮一维优化设计方法研究^{*}

蒋筑宇¹, 范召林², 邱 名¹, 王国良¹

(1. 中国空气动力研究与发展中心 空天技术研究所, 四川 绵阳 621000;

2. 中国空气动力研究与发展中心, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 为保证涡轮流道型线设计结果的光滑性, 发展了一种先反设计初始流道, 再进行光滑流道优化的轴流涡轮一维优化设计方法。设计方法针对涡轮中径处气动参数计算, 求解一维流动控制方程, 采用能量损失和速度损失系数模型, 考虑冷气掺混和变比热影响; 并结合了遗传算法, 以提升等熵效率为目标, 对流道几何、级功率分配和速度三角形参数进行优化。利用设计方法对两台文献涡轮进行了验证设计, 对一台四级涡轮进行了优化设计。通过分析结果可知, 设计方法可以有效设计光滑涡轮流道并提升等熵效率; 流量、膨胀比和等熵效率计算较为准确, 级载荷系数和流量系数分布计算较为可靠; 叶排出口气流角误差绝对值的平均值在 3.2° 以内, 马赫数误差绝对值的平均值在0.054以内; 叶排损失随级数变化趋势基本准确。

关键词: 轴流涡轮; 一维设计; 光滑流道; 优化设计; 等熵效率

中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2023) 02-2203034-10

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 2203034

One-Dimensional Turbine Optimum Design Method with Smooth Flow Path

JIANG Zhu-yu¹, FAN Zhao-lin², QIU Ming¹, WANG Guo-liang¹

(1. Aerospace Technology Institute, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China;

2. China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

Abstract: To ensure the smoothness of turbine flow path profile, a 1D axial flow turbine optimum design method has been developed. The design method can inversely design initial flow path at first, and then optimize smooth flow path. The method focuses on the calculation of aerodynamic parameters at turbine mean radius by solving 1D flow formulae, and utilizes energy and velocity loss coefficient models. The influence of cooling air mixing and variable specific heat can be included in the method. And genetic algorithm is also implemented to obtain optimum flow path geometry, stage work distribution, and velocity diagram parameters, aiming to improve isentropic efficiency. The design method has been used to commence validating computation on two reference turbines and optimum design on a four stage turbine. Finally, through result analysis, it can be shown that the design method can effectively design smooth flow path and improve isentropic efficiency. Mass flow rate, expansion ratio and isentropic efficiency calculation results are basically accurate. Stage loading and flow coefficient distribution are relatively reliable. Meanwhile, average absolute value of blade row exit flow angle error is within 3.2° , with average absolute value of Mach number error less than 0.054. Besides, variation trend of blade row loss with

^{*} 收稿日期: 2022-03-09; 修订日期: 2022-05-24。

作者简介: 蒋筑宇, 博士生, 研究领域为叶轮机气动热力学。

通讯作者: 邱 名, 博士, 副研究员, 研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail: qiu_ming_abc@163.com

引用格式: 蒋筑宇, 范召林, 邱 名, 等. 光滑流道涡轮一维优化设计方法研究[J]. 推进技术, 2023, 44(2): 2203034. (JIANG Zhu-yu, FAN Zhao-lin, QIU Ming, et al. One-Dimensional Turbine Optimum Design Method with Smooth Flow Path[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(2): 2203034.)

stage is generally accurate.

Key words: Axial turbine; 1D design; Smooth flow path; Optimum design; Isentropic efficiency

1 引言

目前,涡轮气动设计流程贯穿一维气动设计到三维流场分析,提高效率是涡轮气动设计的主要目标^[1-2]。流道几何的确定是一维设计的重要目标之一,而流道对效率有很大影响。流道参数的确定与气动热力参数计算紧密相关。一般一维气动设计首先会参考 Smith 图^[3],确定载荷系数、流量系数、反力度等无量纲基本气动参数。再求解一维流动方程,由连续方程确定流道环面几何,并补充轴向尺寸。

在一维设计实践中,大多数设计者对于流道设计是先给定部分几何参数,在计算气动参数后再获得完整流道,或者是将几何参数与气动参数耦合迭代。如 Jenkins^[4]开发了轴流涡轮级综合优化设计方法,他在优化设计级流道时先通过转子通道中线零加速度条件和极限载荷(或转动线速度),算出流道中径的最小和最大取值,再以流道中径为优化参数并给定目标等熵效率进行迭代计算,确定最优叶排中径和进出口环面几何。Glassman^[5-6]开发了涡轮一维设计程序 TURBAN,程序需要输入涡轮进出口中径,并将中径视为随级数线性变化或保持恒定,以此计算出进出口环面几何,而中间级的环面几何却没有计算。此外程序还可利用关于叶排中径的经验公式确定轴向弦长,并将轴向弦长的 1/3 作为相邻叶排的轴向间隙。Sammak 等^[7]开发了隆德大学轴流涡轮一维程序 LUAX-T,程序利用连续方程和经验公式确定流道几何,参考 Abiane 提出的方法将叶排轴向展弦比视为轮毂比的函数,并可设计叶排前后缘倾斜角,几何输入参数包括叶排轮毂半径和轴向间隙。姚李超等^[8]和邹正平等^[9]利用文献[10]所给的涡轮效率公式,结合粒子群算法(PSO)对五级低压涡轮进行了优化设计,其中流道优化是在初始流道基础上进行的。优化过程中保持流道总长度不变,限定最大外径和流道扩张角,而最终得到的流道还需要进行光滑处理。Hendricks 等^[11]利用 NASA 的一维叶轮机械计算软件 OTAC 结合多目标优化程序 OpenMDAO 对四级变速动力涡轮进行了优化设计,优化目标为涡轮巡航效率和起飞效率的线性组合,优化设计时需要输入初始流道。最后优化结果中流道机匣线呈现为锯齿型,Hendricks 指出即使光滑了锯齿型角区,实际流道也可能造成很大的叶尖流动分离,该优

化结果并不一定是最优解;并分析原因在于 OTAC 软件使用了 Kacker-Okapuu 损失模型,模型中叶排进出口马赫数对损失计算影响很大,优化过程因此朝增大叶排进口马赫数和减小出口马赫数的方向不断进行。

综上可知,对于多级涡轮一维设计来说,在优化设计得到气动性能参数后再计算流道几何,很可能造成流道型线出现不光滑甚至锯齿型的情况。Tong 等^[12]曾指出,一维设计程序通常并不对固壁表面处流动详细建模,如果优化不加限制则很可能得到不合理的流道几何。为保证涡轮一维流道设计结果的光滑性并提升涡轮效率,本文提出一种先反设计初始流道,再进行流道光滑处理和气动性能优化的设计方法。利用一维设计方法对两台涡轮进行了设计点验证设计,并对一台四级涡轮进行了优化设计,验证了方法的有效性。

2 涡轮优化设计方法

2.1 一维气动设计方法

针对涡轮中径处气动特性进行计算,考虑温度对比热容以及气冷掺混对涡轮性能的影响。气动计算需要给定进口总温 $T_{t,in}$,进口总压 $p_{t,in}$,流量 G ,级数 N ,转速 n ,输出功率 P 或膨胀比 π ,第 i 级与第 1 级输出功之比 $\frac{L_{eff,i}}{L_{eff,1}}$,静子出口周向速度与转静子周向速度差之比 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$ 和油气比 f 等参数。求解主方程包括一维连续方程、动量方程、能量方程以及理想气体状态方程^[13]。其中连续方程为

$$G = \rho A v_z \quad (1)$$

式中 ρ 为密度, A 为流道环面积, v_z 为轴向速度。

忽略转子进出口中径变化,动量方程为

$$L = u \Delta v_{\theta} = u (v_{\theta 1} - v_{\theta 2}) \quad (2)$$

式中 L 为轮缘功, u 为转子中径转动线速度, v_{θ} 为周向绝对速度。下标 1,2 代表静子和转子出口。

气流通过静子时总焓保持不变,同时由于 u 不变,气流通过转子时相对总焓保持不变,则能量方程为

$$H_0 + \frac{v_0^2}{2} = H_1 + \frac{v_1^2}{2} \quad (3)$$

$$H_1 + \frac{w_1^2}{2} = H_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (4)$$

式中 H 为静焓, v 为绝对速度, w 为相对速度,下标0代表静子进口。

状态方程为

$$p = \rho RT \quad (5)$$

式中 p 为静压, T 为静温, R 为气体常数。

在损失计算方面,首先考虑径向间隙泄漏流损失和冷气掺混损失,第 i 级有效输出功 $L_{\text{eff},i}$ 为^[10]

$$L_{\text{eff},i} = \delta_{\text{leak}} \delta_c L_i = \frac{P_i}{G_i} \quad (6)$$

式中 G_i 取级出口流量; δ_{leak} 、 δ_c 分别为径向泄漏损失和冷气损失系数。

一般不带叶冠叶片 δ_{leak} 取0.97~0.98,对于有封严篦齿的带冠叶片 δ_{leak} 取0.98~0.99。 δ_c 反映了冷却气流与主流动量掺混的影响,由下式计算^[14]可得,即

$$\delta_c = 1 - \frac{G_{s,c}}{G_s} A_c - \frac{G_{r,c}}{G_r} B_c \quad (7)$$

式中 G_s, G_r 为静子和转子进口流量; $G_{s,c}, G_{r,c}$ 为静子和转子冷却气流量; A_c, B_c 为静子和转子冷却系数。文献^[14]按照尾缘射流量和有无冲击冷却将叶片冷却方式分为了9类,并给出了对应 A_c, B_c 的取值。

对于冷却气流,除了考虑动量掺混影响,还要考虑质量掺混和能量掺混。将冷气与主流的掺混过程看作是等压过程,并认为转静叶排通道喉道前射入的冷气流量部分参与做功,掺混后的叶排流量为^[10]

$$G_{\text{mix}} = G + m_c G_c \quad (8)$$

式中 G_c 为叶排喉道前冷气流量, m_c 为做功冷气流量比例, G_{mix} 为做功混合气流量。

对于能量掺混,考虑气流总焓保持不变,混合气的总焓即等于主流总焓加做功冷气总焓,即

$$H_{t,\text{mix}} G_{\text{mix}} = H_t G + H_{t,c} G_c \quad (9)$$

式中 H_t 为主流总焓, $H_{t,c}$ 为做功冷气总焓, $H_{t,\text{mix}}$ 为混合气总焓。

叶型损失和二次流损失利用能量损失系数模型计算,叶型能量损失 ζ_p 为

$$\zeta_p = \frac{0.003}{\left(\frac{0.09k_p}{\cos\beta_2} + 0.46 \right) (\cos\beta_1 - \cos\beta_2) + 0.085} + 0.017 \quad (10)$$

式中

$$k_p = \begin{cases} -\cos\beta_1 \sin(\beta_2 - \beta_1), & \beta_1 - \beta_2 \geq 90^\circ \\ -\frac{\cos\beta_1}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, & \beta_1 - \beta_2 < 90^\circ \end{cases}$$

β_1, β_2 为叶排进出口(相对)气流角(相对于轴向),该模型适合叶片尾缘半径与弦长之比在0.01~0.02内的

计算^[15]。

二次流能量损失 ζ_s 根据叶片展弦比 $\frac{h}{b}$ 的不同分类计算:

当 $\frac{h}{b} \geq 2$ 时

$$\zeta_s = -0.0474 \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \left(\frac{\tan\beta_1 - \tan\beta_2}{\frac{h}{b}} \right) + 0.0118 \quad (11)$$

当 $\frac{h}{b} < 2$ 时

$$\zeta_s = -0.0474 \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \left(\frac{\tan\beta_1 - \tan\beta_2}{\frac{h}{b}} \right) \cdot \left(1 - 0.25 \sqrt{2 - \frac{h}{b}} \right) + 0.0118 \quad (12)$$

之后由能量损失系数计算速度损失系数 φ 为

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_p - \zeta_s} \quad (13)$$

再由 φ 计算(相对)总压恢复系数 σ 为

$$\sigma = \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{i2}^2 \left(1 - \frac{1}{\varphi^2} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (14)$$

由于 σ 与叶排进出口(相对)总压直接相关,因此设计过程中最终将 σ 作为损失参数代入到气动热力学方程组中。以上损失模型未考虑马赫数影响,由于在亚声速流动时叶型损失几乎不受马赫数影响^[10],模型适用于亚声速流动计算。

涡轮等熵效率 η 定义为在膨胀比 π 不变的情况下有效输出功率与等熵输出功率之比,即

$$\eta = \frac{P}{-\sum_{i=1}^N G_i \int_{T_{i2,i}^{\text{ad}}}^{T_{i2,i}^{\text{ad}}} c_p dT} \quad (15)$$

式中 G_i 取级出口流量, $T_{i0,i}^{\text{ad}}$ 为第 i 级等熵进口总温, $T_{i2,i}^{\text{ad}}$ 为第 i 级等熵出口总温。

$$T_{i0,i}^{\text{ad}} = \begin{cases} T_{t,\text{in}} & (i = 1) \\ T_{i2,i-1}^{\text{ad}} & (i > 1) \end{cases} \quad (16)$$

$T_{i2,i}^{\text{ad}}$ 通过第 i 级膨胀比 π_i 由等熵关系计算得到^[15]

$$-\int_{T_{i2,i}^{\text{ad}}}^{T_{i0,i}^{\text{ad}}} \frac{c_p}{T} dT = R \ln \pi_i \quad (17)$$

定压比热容看作温度的函数,计算公式为^[16]

$$c_p = \sum_{j=0}^7 a_j T^j \quad (18)$$

式中 $a_j (j = 1, \dots, 7)$ 为常系数。对于空气和燃油,上式系数分别取值见文献^[16]。

燃气比热容为

$$c_p = \frac{c_{pa} + f c_{pg}}{1 + f} \quad (19)$$

式中 c_{pa} 为空气定压比热容, c_{pg} 为燃油定压比热容。考虑到冷气掺混的影响, f 会逐叶排更新。

涡轮设计过程主要为迭代求解上述一维流动控制方程和相关损失关系式, 以密度 ρ 为迭代收敛目标, 逐级迭代计算, 收敛相对误差在 10^{-5} 以内。计算过程中保证叶排出口轴向马赫数不超过 1.0, 避免出现涡轮超过极限载荷的非物理解。根据设计目标的不同, 设计方法有两种方式: 给定功率 P 或膨胀比 π 设计。当给定 P 设计时, 设计流程会根据输入的 P 为条件进行计算。当给定 π 时, 设计流程会增加一层 π 的循环迭代, 即先以某一给定初始功率 P 计算得到 π' , 按式 (20) 利用 π' 对 P 进行修正, 再利用修正后的 P' 进行气动计算, 直至得到给定 π 值。

$$P' = \frac{1 - \frac{1}{(\pi')^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}}}}{1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} P \quad (20)$$

式中 γ, γ' 取各叶排比热比的平均值。

2.2 流道生成方法

流道可以通过反设计得到。反设计流道时各级叶排轴向弦长取为等值, 叶片区域径向延伸, 不考虑前后缘倾斜造型, 相邻叶排轴向间隙取为弦长的 1/3。流道反设计需要补充输入的参数包括涡轮总长度 l , 进口轮毂比 $\frac{R_{h, in}}{R_{h, in}}$, 各叶排进出口平均半径 R_m , 流量系

数 ψ 和轴向速度比 $\frac{v_{z2}}{v_{z1}}$ 。 $l, \frac{R_{h, in}}{R_{h, in}}$ 和 R_m 为流道几何确定

补充了必要条件, ψ 和 $\frac{v_{z2}}{v_{z1}}$ 结合 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$ 可以确定速度三角形。反设计时方程 (1) 中 A 为待求解参数, 确定 A 之后则可以根据中径 R_m 计算出流道内外机匣型线半径 R_h 和 R_l 。反设计得到的流道一般并不光滑, 可以对流道进行光滑处理。以反设计流道为基础, 给定轮缘/轮毂型线控制点坐标 (x_j, y_j) , 按照 Bezier 曲线插值的方法即可生成光滑流道。

此外, 流道还可以直接输入。当输入流道计算时不需要再补充输入其他参数, 求解方程 (1) 时 A 为已知量, 根据 G 迭代计算得到 v_z , 并结合 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$ 确定速度三角形。

2.3 优化算法

为获取最佳涡轮流道, 论文设计方法引入遗传

算法以实现优化设计。遗传算法以最大目标函数值为优化方向的优化算法, 通过二进制交叉和变异算法对优化变量进行最优解搜索, 不存在求导和函数连续性的限定, 具有良好的全局性。流道优化设计时, 利用遗传算法调整流道 Bezier 型线控制点坐标生成大量样本方案, 再进行气动计算筛选出高效率流道方案。

优化过程中保持涡轮 G, n 和 P (或 π) 不变。优化变量包括流道 Bezier 型线控制点径向坐标 y_j , 级速度参数 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$, 级功率比参数 $\frac{L_{eff, i}}{L_{eff, 1}}$, 这三类优化变量分别对应了流道几何、速度三角形和级功率分配等所有设计相关参数。其中, 对流道型线控制点坐标 y_j 进行优化时, x_j 坐标是保持不变的。

考虑气动和几何设计限制条件, 某些参数计算结果要在一定范围内, 如载荷系数 μ , 能量反力度 Ω , 静子出口绝对马赫数 Ma_1 , 转子出口相对马赫数 Ma_{r2} , 流道端壁倾角 θ_{wall} , 转子出口环面 An^2 等^[17-19], 设计时会根据需求设定限制范围。罚函数 $P(x)$ 为

$$P(x) = \sum_{i=1}^m C_i \left[\frac{|g_i(x)| + g_i(x)}{2} \right]^2 \quad (21)$$

式中 x 为优化变量, $g_i(x)$ 为不等式限制条件, C_i 为权重系数, m 为限制条件总数。

目标 (适应度) 函数 $F(x)$ 则为

$$F(x) = \eta - P(x) \quad (22)$$

3 设计结果分析

3.1 研究对象

根据论文优化设计方法利用 C++ 语言开发了一维设计程序, 对两台文献涡轮进行设计点验证设计, 以验证设计方法对流道反设计的有效性和气动计算的准确性。涡轮设计对象为 NASA 某型低费用涡喷发动机单级涡轮^[20] 和 GE E³ 五级低压涡轮^[21]。验证设计为给定 P 的流道和气动参数反设计。设计时会输入涡轮设计指标参数, 并匹配设计级功率分配 μ 或 Ω 等无量纲参数, 并根据文献输入叶排进出口中径、涡轮长度等必要几何条件。

验证设计完成后再对某型四级低压涡轮进行优化设计, 并进行三维叶片造型, 通过 CFD 模拟方法验证优化算法的有效性。优化设计为给定 π 设计。

3.2 验证设计结果

3.2.1 涡喷发动机涡轮

NASA 涡喷发动机单级涡轮子午流道如图 1 所

示,一维程序设计流道结果如图 2 所示。总体性能参数计算结果如表 1 所示,叶排出口中径处气流角计算结果如表 2 所示,出口马赫数结果如表 3 所示。表 2 中还给出了气流角计算误差,由于气流角正负号只代表气流偏转方向,因此分析误差时只考虑绝对值大小(后文同)。

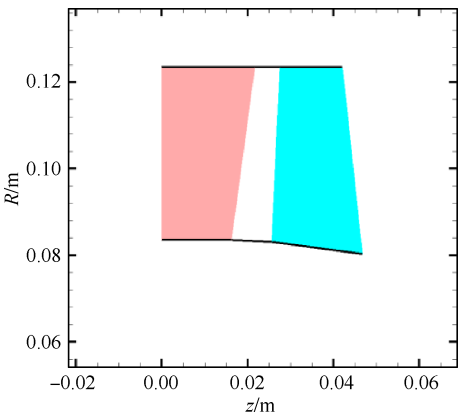


Fig. 1 Turbojet turbine flow path

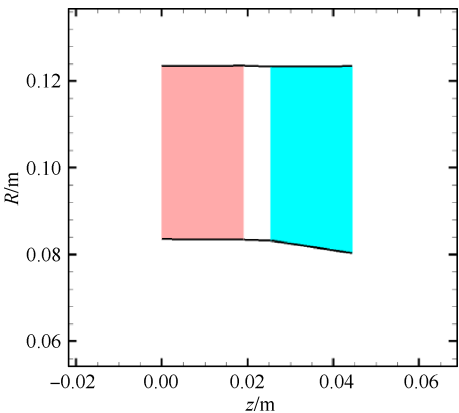


Fig. 2 1D code design flow path

Table 1 Overall performance of turbojet turbine			
Parameter	Reference	1D code	Error
π	1.862	1.860	-0.002
η	0.88	0.88	0.00

Table 2 Exit flow angle (°)			
Parameter	Reference	1D code	Error
α_1	66.0	64.9	-1.1
α_2	-3.8	-1.5	-2.3
β_1	23.2	18.9	-4.3
β_2	-54.6	-56.6	2.0

对比图 1 和图 2,可以发现一维程序设计得到的涡轮流道型线与文献原始流道很接近,基本保持了原始流道的等外径造型,外机匣半径只有微小变化。经过测算,在同一 z 位置,一维程序 R 结果相比原始流道相差仅在 0.37% 以内。程序流道与原始流道最大

Table 3 Exit Mach number			
Parameter	Reference	1D code	Error
Ma_1	0.866	0.809	-0.057
Ma_2	0.490	0.439	-0.051
Ma_{r1}	0.382	0.358	-0.024
Ma_{r2}	0.845	0.792	-0.053

的区别只在于程序流道的叶排为无倾斜的直叶片。程序流道的各截面环面积与原始流道相差很小,由于流道是通过气动参数反设计得到的,因此从侧面反映了气动参数计算的准确性。

从表 1 可以看出,一维程序的总体性能参数计算结果很接近文献设计值, η 结果与设计值吻合, π 结果只比设计值低 0.002。从表 2 可以看出,各叶排气流角计算结果中,只有转子出口相对气流角 β_2 计算结果高于设计值,其余气流角参数结果均低于设计值,而静子 β_1 的误差绝对值最大。绝对气流角误差很小,误差绝对值控制在 $1.1^\circ \sim 2.3^\circ$,平均值为 1.7° 。相对气流角误差绝对值则在 $2^\circ \sim 4.3^\circ$,平均值为 3.15° 。75% 的气流角误差绝对值控制在 2.3° 以内。从表 3 可以看出,各叶排出口马赫数计算结果均低于设计值,其中静子出口 Ma_{r1} 误差最小,比设计值低 0.024。其他马赫数误差绝对值均大于 0.05。绝对马赫数误差绝对值在 0.051~0.057,平均值为 0.054,相对马赫数误差绝对值在 0.024~0.053,平均值为 0.0385。75% 的马赫数误差绝对值控制在 0.053 以内。

3.2.2 GE E³ 低压涡轮

GE E³ 发动机低压涡轮子午流道如图 3 所示,一维程序流道结果如图 4 所示,其中图 4(a) 为反设计得到的流道,图 4(b) 为光顺处理后的反设计流道。总体性能参数计算结果如表 4 所示,叶排出口中径处气流角计算结果如表 5,6 所示,出口马赫数结果如表 7,8 所示。

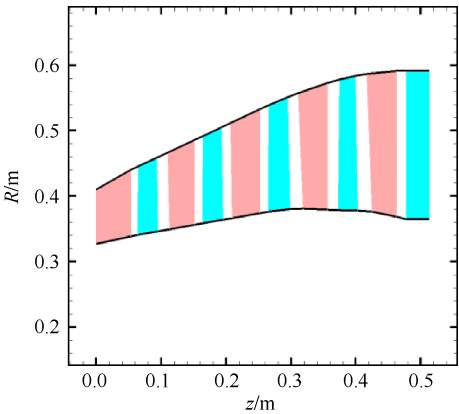
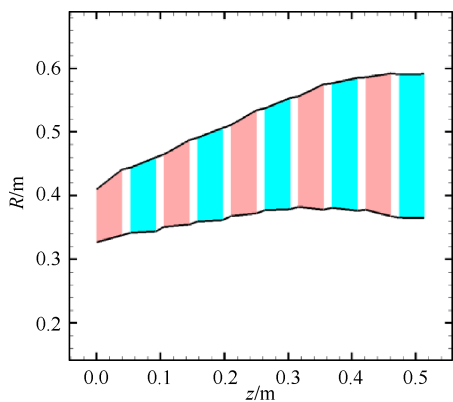
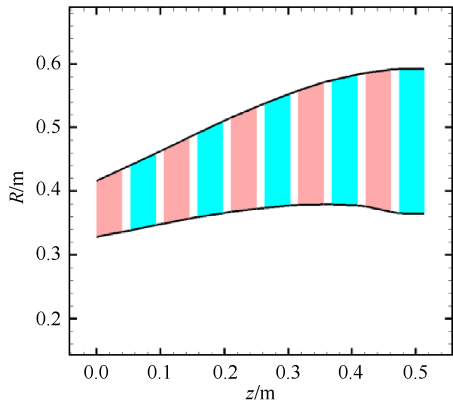


Fig. 3 GE E³ low pressure turbine flow path



(a) Inverse design flow path



(b) Smoothed flow path

Fig. 4 1D code design flow path

Table 4 Overall performance of GE E³ low pressure turbine

Parameter	Reference	1D code	Error
π	Stage 1	1.30	0.00
	Stage 2	1.35	0.01
	Stage 3	1.40	0.00
	Stage 4	1.36	0.00
	Stage 5	1.26	0.00
	Overall	4.21	4.22
η	0.915	0.912	-0.003

Table 5 Exit absolute flow angle (°)

Parameter	Reference	1D code	Error
α_1	Stage 1	61.0	60.8
	Stage 2	64.1	63.7
	Stage 3	64.8	64.1
	Stage 4	62.3	61.7
	Stage 5	56.0	54.9
α_2	Stage 1	-47.6	-42.2
	Stage 2	-49.1	-43.2
	Stage 3	-47.7	-41.4
	Stage 4	-37.0	-30.9
	Stage 5	-12.5	-8.4

Table 6 Exit relative flow angle (°)

Parameter	Reference	1D code	Error
β_1	Stage 1	47.9	45.7
	Stage 2	49.3	47.9
	Stage 3	47.8	46.4
	Stage 4	40.0	38.4
	Stage 5	24.2	22.8
β_2	Stage 1	-61.3	-59.0
	Stage 2	-63.8	-61.2
	Stage 3	-63.8	-61.0
	Stage 4	-60.5	-57.1
	Stage 5	-50.0	-47.2

Table 7 Exit absolute Mach number

Parameter	Reference	1D code	Error
Ma_1	Stage 1	0.633	0.628
	Stage 2	0.625	0.639
	Stage 3	0.641	0.653
	Stage 4	0.593	0.612
	Stage 5	0.531	0.551
Ma_2	Stage 1	0.387	0.376
	Stage 2	0.389	0.370
	Stage 3	0.388	0.368
	Stage 4	0.351	0.339
	Stage 5	0.327	0.348

Table 8 Exit relative Mach number

Parameter	Reference	1D code	Error
Ma_{r1}	Stage 1	0.430	0.440
	Stage 2	0.407	0.422
	Stage 3	0.397	0.413
	Stage 4	0.344	0.370
	Stage 5	0.323	0.344
Ma_{r2}	Stage 1	0.601	0.558
	Stage 2	0.623	0.578
	Stage 3	0.646	0.596
	Stage 4	0.600	0.557
	Stage 5	0.503	0.506

对比图 3 和图 4, 可以发现一维程序反设计得到的流道型线并非完全光滑, 呈小幅波浪型, 但环面几何尺寸的变化与原始流道基本一致, 侧面反映了气动参数计算结果的误差较小。而经过光顺处理的程序流道则与原始流道非常接近, 差别主要体现在各叶排轴向弦长的取值不同。经过测算, 在相同 z 位置处, 光顺后的流道 R 结果与原始流道相差在 1.67% 以内。

从表 4 可以看出, 程序总体性能参数计算结果跟

文献设计值很接近。第二级 π 计算结果比设计值高 0.01, 整机 π 结果比设计值高 0.01, η 结果比设计值低 0.003。

从表 5 和 6 可以看出, 各叶排气流角计算结果相比设计值均有所偏小。总体上只有转子 α_2 的误差相对较大, 误差绝对值都在 4° 以上; 而静子 α_1 和 β_1 , 转子 β_2 误差都很小, 尤其是静子 α_1 误差绝对值基本在 1° 以内。静子 β_1 误差绝对值基本在 2° 以内; 转子 β_2 误差绝对值不超过 3.4° 。绝对气流角的误差绝对值在 $0.2^\circ \sim 6.3^\circ$ 内, 平均值为 3.08° 。相对气流角的误差绝对值在 $1.4^\circ \sim 3.4^\circ$, 平均值为 2.19° 。75% 的气流角误差绝对值控制在 3.4° 以内。

从表 7 和 8 可以看出, 总体上绝对马赫数计算结果误差都很小, 误差绝对值基本都在 0.02 以内。静子 Ma_{r1} 误差基本也控制在较小范围内, 最大误差绝对值为 0.026。转子 Ma_{r2} 误差相对较大, 只有第五级转子 Ma_{r2} 误差很小, 其他转子误差均超过 0.04。马赫数最大误差位置为第三级转子, 误差绝对值为 0.05。绝对马赫数误差绝对值在 0.005~0.021 内, 平均值为 0.0153。相对马赫数误差绝对值在 0.003~0.05 内, 平均值为 0.0272。75% 的马赫数误差绝对值控制在 0.021 以内。

3.3 优化设计结果

3.3.1 优化设计方法

利用论文设计方法对某型四级低压涡轮进行优化设计。首先对涡轮进行初始设计, 初始设计时所有设计参数均为人工给定, 并不使用优化算法, 初始设计需要反设计出涡轮流道和气动性能参数。

流道反设计后利用 Bezier 曲线对流道型线进行光滑处理, 作为优化初始流道, 进行优化设计。优化设计采用给定 π 的设计方式, 以 η 为目标进行两类优化设计。其中优化 I 为保持流道不变, 对级功率分配和 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$ 进行优化; 优化 II 为保持涡轮最大外径不变, 对流道、级功率分配和 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$ 进行优化。优化变量 $\frac{L_{\text{eff}, i}}{L_{\text{eff}, 1}}$ 和 $\frac{v_{\theta 1}}{\Delta v_{\theta}}$ 取值范围分别为 0.75~1.25 和 0.6~1.0, 最终优化参数结果不为取值范围边界, 保证了优化搜索的全局性。对于优化 II, 轮缘/轮毂流道 Bezier 型线控制点各取 9 个, 控制点坐标基本按等轴向间距取值 x_j , 坐标 y_j 优化取值范围为初始值的 90%~110%。优化限条件如表 9 所示, 此外还要保证 An^2 不超过初始设计。实际计算表明, 遗传算法每代个体数不宜过多, 否则

会导致适应度函数值剧烈波动, 难以收敛。最终优化相关参数数量设置如表 10 所示, 适应度函数收敛曲线如图 5 所示。图 5 表明优化算法具有良好的收敛性。

Table 9 Restricted conditions

Parameter	Lower limit	Upper limit
μ	1.0	3.0
Ω	0.25	0.40
$\theta_{\text{wall}}/(^\circ)$	-30	30
Ma_1	0	1.0
Ma_{r2}	0	1.0

Table 10 Number of GA parameters

Parameter	Opt. I	Opt. II
Optimized parameters	7	25
Individuals	50	80
Generations	200	200

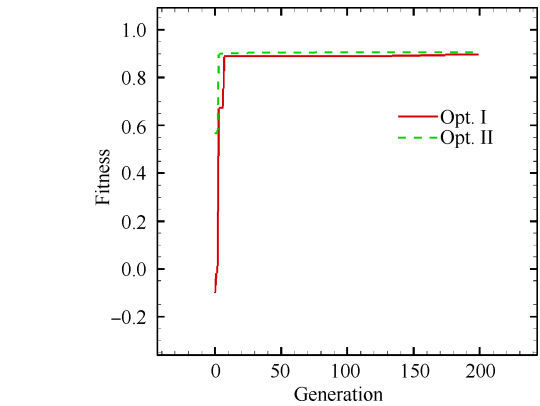


Fig. 5 Fitness convergence

一维设计后对涡轮进行三维叶片造型, 叶片采用无扭转的直叶片造型, 因此可以省去通流设计。根据 Glassman^[22] 提出的方法初步计算轴向稠度和安装角; 按照 Pritchard^[23] 提出的方法进行中径叶型设计, 叶型攻角取 -1° , 落后角和尾缘弯折角根据文献 [10] 中的马赫数相关经验公式得到; 叶片由单叶型径向积叠而成; 最后适当调整叶片稠度和安装角, 使叶排通道保持良好收敛性, 并确定动叶叶尖间隙。三维气动外形设计后, 利用 NUMECA 软件对涡轮进行设计膨胀比下的单通道定常数值模拟, 校核一维气动设计结果。计算采用 O-H 型结构网格 (如图 6 所示), 壁面 y^+ 控制在 1.0 左右, 网格最大长宽比约为 3000, 最小正交角约为 30° , 最大延展比约为 2.5。湍流模型使用 Spalart-Allmaras 模型, 工质物性参数与一维设计一致。进口边界条件给定总温总压, 出口

条件为基于径向平衡的静压条件。

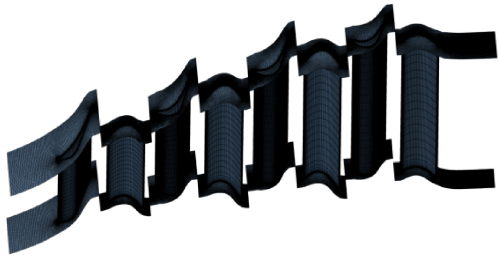


Fig. 6 Computational grid

3.3.2 结果分析

四级涡轮初始设计及优化 II 子午流道如图 7 所示, 三种设计方案的总体性能参数结果如表 11 所示。

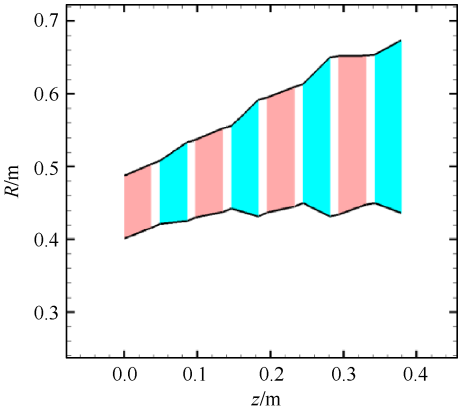
从图 7 可以看出, 初始反设计流道型线呈明显锯齿型, 因此需要进行光滑处理, 而优化后的流道型线则保持了良好的光滑性。相比图 7(b) 中的光滑初始流道, 优化 II 中各叶排的轮缘或轮毂半径都有所提升, 这样可以提高中径处转动线速度, 降低级 μ , 提升效率; 同时流道最大外径没有超过初始设计, 出口环面积有一定减小, 有利于提升末级转子叶片结构强度。

从表 11 可以看出, 优化后涡轮 η 得到了提升, 优化 II 相比 I 的 η 有进一步提升, 同时 π 也始终保持为 5.467。从一维设计结果来看, 优化 I 相比初始设计 η 提升了 0.0102, 优化 II 则提升了 0.0132。而从 NUMECA 模拟结果看, 优化 I 的 η 提升了 0.0133, 优化 II 提升了 0.0140。由于不同设计方案的误差累积, 一维设计和 NUMECA 模拟的 η 优化效果因此会存在差异。对比同类设计方案, 一维设计结果相较于 NUMECA 结果 G 最大相对误差约为 -7.06%, η 最大误差为 0.0075, 总的来说总体性能参数设计结果较为可靠。

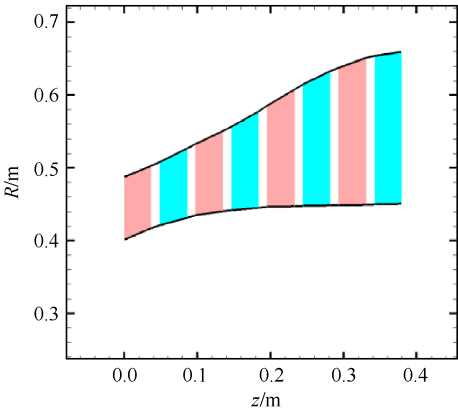
四级低压涡轮为亚声速涡轮, 可以借助 Smith 图^[3]来分析优化后涡轮的特性变化, 三种设计方案的级载荷系数 μ 和流量系数 ψ 结果如图 8 所示。从图 8 可以看出, 总的来说在同一涡轮内, 一维设计方法对级 μ 和 ψ 的分布区域计算结果与 NUMECA 模拟结果比较接近。

从图 8(a) 的一维设计结果看, 相比于初始设计, 优化 I 主要降低了第一级的 μ , 从而使涡轮 η 提升, 但三四级的 μ 却有所上升, 优化 II 呈现出近似均匀分布级 μ 的特点, 具体结果表现为降低了一二级的 μ 和 ψ , 第三级 μ 变化不大, 第四级的 μ 有较大幅度的上升。

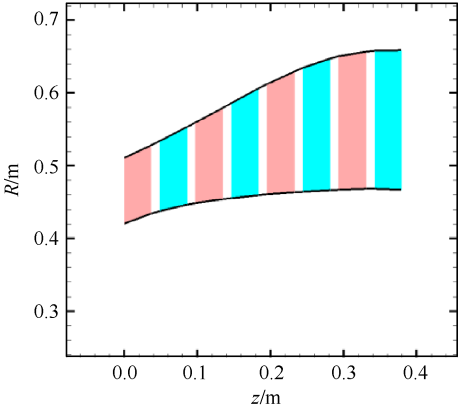
从图 8(b) 的 NUMECA 模拟结果看, 相比一维设



(a) Initial inverse design flow path



(b) Smoothed initial flow path



(c) Opt. II flow path

Fig. 7 Four stage turbine flow path

Table 11 Overall performance of four stage turbine

Scheme	Parameter	1D code	NUMECA
Initial	$G/(\text{kg/s})$	30.28	29.11
	π	5.467	5.467
	η	0.9016	0.8941
Opt. I	$G/(\text{kg/s})$	30.28	32.58
	π	5.467	5.467
	η	0.9118	0.9074
Opt. II	$G/(\text{kg/s})$	30.28	31.53
	π	5.467	5.467
	η	0.9148	0.9081

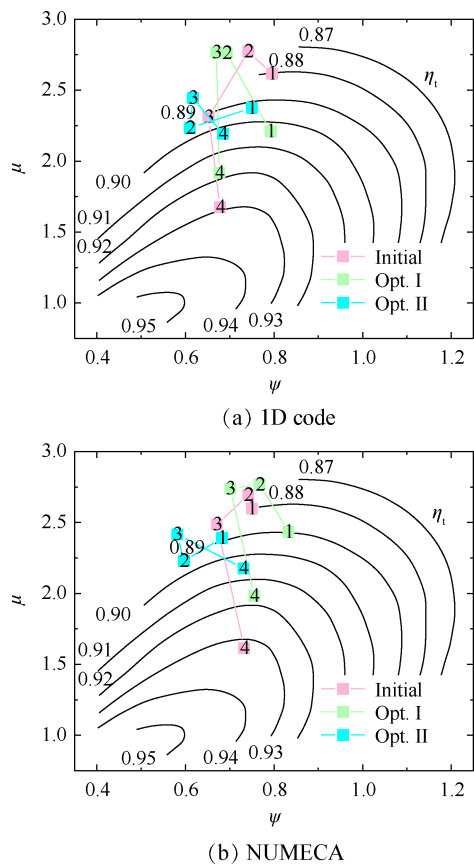


Fig. 8 Stage flow and loading coefficient

计结果,初始设计中第一级 ψ 更低,第三级 μ 更高,而第四级 μ 更低、 ψ 更高、优化I主要降低了第一级的 μ ,三四级 μ 有所上升,优化效果与一维结果接近、优化II较明显地降低了前两级的 μ 和 ψ ,第三级 μ 稍有降低,第四级 μ 有较大幅度的上升。第一级的 ψ 低于第四级,这与一维结果相反,第四级的 μ 有所上升。优化II的优化效果也与一维结果基本一致。

具体再看三种设计方案的叶排损失参数,叶排(相对)总压恢复系数 σ 如图9所示。从图9可以看出,总体上在同一涡轮内,一维 σ 设计结果随级数变化趋势与NUMECA结果比较接近。

从9(a)中的一维设计结果看,相比于初始设计,优化I提升了二四级静子 σ_s ,第三级 σ_s 基本未变,第一级 σ_s 有所降低;优化II提升了后三级静子 σ_s ,第一级静子 σ_s 则下降程度更小。从NUMECA模拟结果看,初始设计方案中前两级静子 σ_s 比一维结果均低于0.006左右,第三级静子 σ_s 与一维结果非常接近,第四级静子 σ_s 高于一维结果约0.009;优化I主要提升了二四级静子 σ_s ,第一级静子 σ_s 稍有提升,第三级静子 σ_s 则有所下降;优化II提升了前三级静子 σ_s ,第四级静子 σ_s 有所下降。

从9(b)中的一维结果看,相比初始设计,优化I

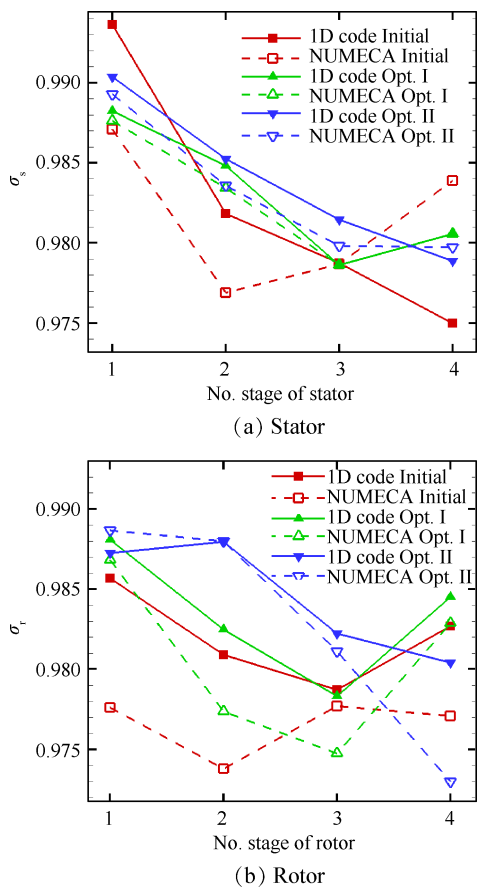


Fig. 9 Blade total pressure recovery

提升了一二四级转子的 σ_r ,第三级转子 σ_r 稍有下降;优化II则提升了前三级转子 σ_r ,第四级转子 σ_r 有所下降。从NUMECA模拟结果看,初始设计转子 σ_r 比一维结果低很多,前三级转子 σ_r 低0.008左右,第四级转子 σ_r 低0.007左右;优化I优化效果与一维结果接近,即提升了一二四级转子的 σ_r ,第三级转子 σ_r 有所下降;优化II优化效果同样与一维结果接近,进一步提升了前三级转子 σ_r ,第四级转子 σ_r 有所下降。

4 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

- (1) 设计方法可按照给定输出功率或膨胀比、给定流道或反设计流道的方式进行轴流涡轮一维设计,能较准确地计算出总体性能参数和无量纲气动参数。
- (2) 采用了调整流道Bezier型线控制点坐标的流道优化方法,在提升涡轮等熵效率的同时保证涡轮流道型线光滑性,避免了优化设计后流道型线出现锯齿型等不合理结果。
- (3) 设计方法适用于亚声速涡轮计算,气流角计算误差绝对值的平均值在 3.2° 以内,马赫数误差绝对

值的平均值在0.054以内,叶排损失随级数变化趋势基本准确。

参考文献

- [1] Moroz L, Govoruschenko Y. Axial Turbine Stages Design: 1D/2D/3D Simulation, Experiment, Optimization – Design of Single Stage Test Air Turbine Models and Validation of 1D/2D/3D Aerodynamic Computation Results Against Test Data[R]. *ASME GT* 2005–68614.
- [2] Schimitz J T, Perez E, Morris S C, et al. Highly Loaded Low-Pressure Turbine: Design, Numerical, and Experimental Analysis [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2016, 32: 142–152.
- [3] Smith S F. A Simple Correlation of Turbine Efficiency [J]. *Journal of the Royal Aeronautical Society*, 1965, 69: 467–470.
- [4] Jenkins R M. A Comprehensive Method for Preliminary Design Optimization of Axial Gas Turbine Stages [R]. *AIAA* 82–1264.
- [5] Glassman A J. Computer Code for Preliminary Sizing Analysis of Axial-Flow Turbines [R]. *NASA CR*–4430, 1992.
- [6] Glassman A J. Enhanced Capability and Updated User's Manual for Axial-Flow Turbine Preliminary Sizing Code TURBAN [R]. *NASA CR*–195405, 1994.
- [7] Sammak M, Therm Marcus, Genrup M. Reduced-Order Through-Flow Design Code for Highly Loaded, Cooled Axial Turbines [R]. *ASME GT* 2013–95469.
- [8] 姚李超, 邹正平, 张伟昊, 等. 基于粒子群算法的多级低压涡轮一维气动优化设计方法 [J]. *推进技术*, 2013, 34(8): 1042–1049. (YAO Li-chao, ZOU Zheng-ping, ZHANG Wei-hao, et al. An Optimal Method of One-Dimensional Design for Multistage Low Pressure Turbines Based on Particle Swarm Optimization [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34 (8): 1042–1049.)
- [9] 邹正平, 王松涛, 刘火星, 等. 航空燃气涡轮机涡轮气体动力学: 流动机理及气动设计 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.
- [10] 黄庆南. 航空发动机设计手册第10册: 涡轮 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [11] Hendricks E S, Jones S M, Gray J S. Design Optimization of a Variable-Speed Power-Turbine [R]. *AIAA* 2014–3445.
- [12] Tong S S, Gregory B A. Turbine Preliminary Design Using Artificial Intelligence and Numerical Optimization Techniques [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1992, 114(1): 1–7.
- [13] 胡 骏. 航空叶片机原理 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2014.
- [14] Gauntner J W. Algorithm for Calculating Turbine Cooling Flow and the Resulting Decrease in Turbine Efficiency [R]. *NASA TM*–81453, 1980.
- [15] 石 靖, 刘冬华, 周 颖, 等. 高亚音涡轮平面叶栅损失模型的对比分析 [C]. 宜昌: 中国航空学会第十三届叶轮机学术讨论会, 2005.
- [16] 冯 青, 李世武, 张 丽. 工程热力学 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2006.
- [17] 王占学, 王建峰, 唐狄毅. 变比热容对喷管流场和性能影响的计算 [J]. *推进技术*, 2000, 21(4): 60–62. (WANG Zhan-xue, WANG Jian-feng, TANG Di-yi. Calculation for Effect of Variable Specific Heat Capacity on Nozzle Flow Field and Performance [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2000, 21(4): 60–62.)
- [18] Qin X Y, Chen L G, Sun F R, et al. Optimization for a Steam Turbine Stage Efficiency Using a Genetic Algorithm [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23(18): 2307–2316.
- [19] 兰 毅, 倪 宁, 王剑平. 基于遗传算法的轴流汽轮机轮周效率优化 [J]. *船海工程*, 2008, 37(3): 71–73.
- [20] Kofskey M G, Roelke R J, Haas J E. Turbine for a Low-Cost Turbojet Engine [R]. *NASA TN D*–7625, 1974.
- [21] Cherry D G, Gay C H, Lenahan D T. Energy Efficient Engine Low Pressure Turbine Test Hardware Detailed Design Report [R]. *NASA CR*–167956, 1982.
- [22] Glassman A J. Blading Models for TURBAN and CSPAN Turbomachine Design Codes [R]. *NASA CR*–191164, 1993.
- [23] Pritchard L J. An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model [R]. *ASME* 85–GT–219.

(编辑:白 鹭)