

对当前跨音风扇气动设计体系中损失系数和堵塞系数的关联分析

北京航空航天大学 邢秀清** 周 盛
中国航空工业总公司 624 所 张 健

【摘要】 现有设计体系中对于损失系数主要是由实验和经验来确定。通流气动设计需计入叶片槽道内的附面层堵塞,反映附面层堵塞影响的堵塞系数也是依经验给定。本文对多台风扇设计进行分析后,发现现有的设计体系中损失系数和附面层堵塞系数之间彼此孤立,且不够协调,而事实上,两者是紧密相关的,体现在物理上就是损失和开式分离流之间的关系。本文在分析现有设计体系模型的基础上,提出了一个新的工程模型,把两者关联了起来,并给出了算例分析,且从算例结果中可以看到现有设计体系中单转子效率远大于级效率的原因之一。

主题词: 跨音速 风扇 叶栅 气动特性 分离流动 损失系数

分类号: V 211

1 引 言

在早期的跨音风扇气动设计方法中,使用流线曲率管流法,也就是只考虑叶片槽道之外的流场如何组织。反映流动损失的参数是损失系数 ω 是通过多个转子与静子进出口大量实验数据整理成经验曲线^[1],至今仍得到广泛推广及引用^[2]。

然而,以HTFC^[3]为例,其气动设计不是使用管流模型,而是发展为子午面 $r-z$ 投影面内的通流气动设计。通流设计需计入转子与静子叶片槽道内部的流动,因而必须计入金属叶片的堵塞效应,除此之外,由于转子和静子叶片表面都是减速流动,在逆压力梯度作用下,叶片表面特别是吸力面的大尺度开式分离流几乎是难以避免的,因此还应计入叶片表面附面层与开式分离区的堵塞效应。由于叶片槽道内分离流场测量的困难,目前多采用近似估算的方法。如Wennerstrom在HTFC的设计中^[3],堵塞的绝对值是按照紊流附面层或者平板流动的简化公式来估算的,用子午面速度和长度代替绝对速度和流道长度。文献[2]在设计中采用更为粗略的工程估算方法,堵塞被认为是由于端壁附面层、叶片厚度、叶片的尾迹和二次流造成的,堵塞系数是用当地环面面积的百分比来表示,并平均分配给轮毂到叶尖整个流道。

现有设计体系中,对损失系数和堵塞的处理,这些处理方式很具代表性。但存在缺陷,就是损失系数和堵塞系数之间彼此孤立,没有反映出损失系数和堵塞之间的关联,且经验性与近似性较强。而实际上,堵塞和损失系数之间是紧密相关的,体现在物理上,就是开式分离流和损失

系数及堵塞系数之间的关系。由于损失系数和堵塞系数都是经验性系数,所以需对其可信性进行分析和对比。对应于当代的通流气动设计体系来说,需考虑在 $r-z$ 投影面内每一节点处的流动堵塞效应,而不是只考虑叶片槽道之外的情况。要想在跨音叶片排内部测量开式分离流并整理出经验性的堵塞系数,将比损失系数 $\bar{\omega}$ 的经验曲线的整理复杂得多,所以至今不存在建立在实验基础上的堵塞系数经验曲线。损失系数的测量是在槽道外进行的,而且几十年来已经积累了大量实验数据,因而可信度相当高。

作者把文献[3]估算的堵塞系数数值化为开式分离流尺度,然后与文献所使用的损失系数数值进行对比后,发现二者之间存在较明显的差异。究其原因,在于当使用紊流边界层平板流动近似时未能考虑逆压力梯度导致的开式分离。由此可见,对于当代应用的通流气动设计与任意叶型几何造型设计体系来讲, $r-z$ 投影面上各节点处堵塞估算与损失系数 $\bar{\omega}$ 之间存在着数值上的矛盾,主要原因是对于堵塞的工程估算方法未能与叶片表面开式分离流的本质特征建立直接联系。为此,本文给出了一种试图消除上述矛盾现象的新模型,以及相应的计算结果。

2 模型分析

2.1 新模型的描述

由于叶片机械进出口边界条件的不对称性,对于风扇转子或静子叶片排来说,减速扩压流动构成了本质性特征。特别是对于跨音风扇,开式分离流几乎是不可避免的。现有设计体系中用的堵塞系数经验性较强,对于超跨音风扇、压气机的适用性较差,这是本文建立将损失系数与堵塞系数二者相关联的工程模型的物理基础。因此,本文在尝试建立改进的物理模型过程中,其核心是如何通过基元流动中的开式分离流来把损失系数和堵塞系数二者之间关联起来。

2.2 损失系数与分离流尺度之间的关联

现由平面叶栅损失系数的定义出发,来探讨 $\bar{\omega}$ 与开式分离流尺度之间的关联。损失系数的定义式为:

$$\bar{\omega} = (p_1^* - \bar{p}_2^*) / (p_1^* - p_1) \quad (1)$$

式中: p_1^* 为进口总压平均值; $\bar{p}_2^*$ 为出口总压平均值; p_1 为平面叶栅进口静压。与(1)式相对应的物理图如图1所示,图2为栅后实测总压分布图。式中 p_1^* 沿栅距方向变化不大,且在栅后主流区测量。在(1)式中的栅后平均总压为:

$$\bar{p}_2^* = \frac{1}{\Delta_s} \int_{\Delta_s} p_2^*(y) dy \quad (2)$$

式中: Δ_s 表示平面叶栅的栅距, $p_2^*(y)$ 则为沿叶栅栅距方向各点的实测值。将图2所示的栅后总压 p_2^* 实测分布简化为图3,由图3可得:

$$\bar{p}_2^* = (p_{2m}^* \cdot \Delta_{S_m} + p_2^* \cdot \Delta_{S_{sep}}) / \Delta_s \quad (3)$$

式中: Δ_s 为平面叶栅的栅距,且 $\Delta_s = \Delta_{S_m} + \Delta_{S_{sep}}$ (4)

式中: Δ_{S_m} 栅距中主流区对应的距离; $\Delta_{S_{sep}}$ 栅距中分离区所对应的距离;由式(3)可见, Δ_{S_m} 对应的主流区的总

压 p_{2m}^* , $\Delta_{S_{sep}}$ 对应于分离区,在分离区中动能完全被损耗掉,于是 $p_{2sep}^*(y) = p_2 = \text{常数}$,虽然整个叶栅通道包括主流区和尾流区,而尾流区除了分离区还有过渡区^[4],在工程范围内的初步计算中可以认为(4)式成立,因此式(3)可表达为:

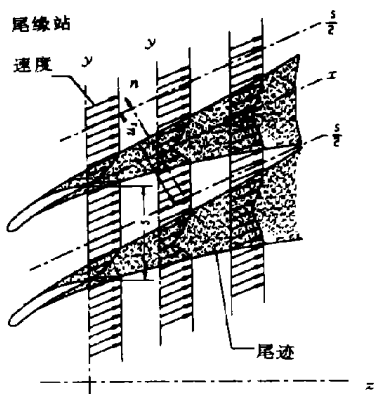


图1 叶栅附面层和尾迹示意图

$$\overline{p_2^*} = p_{2m}^* [1 - (\Delta S_{sep} / \Delta S) \cdot (1 - p_2 / p_{2m}^*)] \quad (5)$$

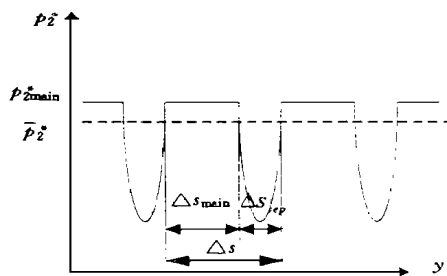


图2 平面叶栅后实测分布图

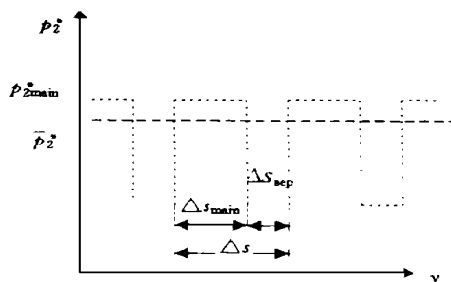


图3 平面叶栅后分布简化图

将式(5)代入(1), 并设分离尺度 $\overline{s.p.} = \Delta S_{sep} / \Delta S$ (6)

则可得关联分离尺度 $\overline{s.p.}$ 与损失系数 $\overline{\omega}$ 之间的表达式:

$$\overline{s.p.} = [p_{2m}^* / p_1^* - 1 + \overline{\omega} \cdot (1 - p_1 / p_1^*)] / [(p_{2m}^* / p_1^*) \cdot (1 - p_2 / p_{2m}^*)] \quad (7)$$

由于叶轮机转子中有关的参数均使用相对坐标值, 而且需考虑转子基元进出口半径变化等因素, 所以使用相对总压表达的转子基元损失系数 $\overline{\omega}$ 应定义为:

$$\overline{\omega} = (p_{wex(id)}^* - \overline{p_{wex}}^*) / (p_{win}^* - p_{in}^*) \quad (8)$$

其中, 下标 w 表示相对坐标系下的参数, in 表示进口截面参数, ex 表示出口截面参数, id 绝热过程得到的参数。如果把(10)式表达为 $\overline{s.p.} = f(\overline{\omega})$ 的形式, 则得:

$$\overline{s.p.} = \frac{1 - [1 - \overline{\omega} \cdot (p_{win}^* / p_{wex(id)}^*) \cdot (1 - p_{in} / p_{win}^*)] \cdot (p_{wex(id)}^* / p_{wexm}^*)}{1 - p_{ex} / p_{wexm}^*} \quad (9)$$

对于超音流及跨音流, 由于主流区存在激波, 有激波存在, 就必然存在由激波引起的总压损失。激波引起的损失主要是激波对主流区的影响, 以及激波和附面层的相互作用以及由此引起的分离损失, 因此, 有激波的超跨音流动时采用把损失系数 $\overline{\omega}$ 中除去激波损失的方法。而激波和附面层的相互作用引起的大尺度分离损失, 则可以考虑到本文所要求的分离尺度中。

跨音风扇气动设计中, 通流计算中所用的堵塞系数应包括叶片的金属堵塞效应和附面层以及开式分离流的堵塞效应。因此堵塞系数可以表示为: $B_t = B_{t金属} + \overline{s.p.}$ (10)

式中: B_t 通流设计中的堵塞系数, $B_{t金属}$ 叶片的金属堵塞系数, 均以叶栅的栅距为参考尺度。

3 算例分析

3.1 计算中的假设

本文采用上文提出的模型, 计算中附面层和分离尺度的分布采用只分布在吸力面上的办法, 因为真实的附面层分布是在叶片的吸力面和压力面上都有的, 但压力面的附面层非常薄, 可以忽略, 而吸力面上的附面层在有激波和附面层相互作用下引起的大尺度分离, 在尺度上其数值远远大于附面层厚度。附面层和分离流沿叶片弦长方向的分布, 采用一个经验的分布规律, 设激波前没有分离, 附面层是贴近叶片的薄层, 薄层的厚度按平板附面层计算; 分离点假定在激波的驻点处, 分离区按抛物线的规律分布。抛物线的顶点为激波在叶背上的驻点, 叶片的叶背为抛物线的对称轴, 抛物线在尾缘处经过沿额线从叶背经叶栅通道向叶盆方向走过距离等于分离区对应的距离时的点。由于沿叶高的损失不同, 因此沿叶高的抛物线的形状也不同,

每个叶高上的抛物线是根据此叶高上激波的驻点和叶片尾缘处的分离尺度求得的。这种分布规律有其近似性,但起主要作用的是尾缘处根据损失系数算出的堵塞系数,在工程范围内分布规律上的近似是可以接受的。

3.2 计算结果分析

本文以ATS-2^[5]为算例进行了计算。对于采用文献[2]所述的用平板紊流附面层计算流动堵塞效应的模型称之为旧模型;对于在通流气动设计中使用方程(1)~(10)所描述的方法考虑分离流影响则称之为新模型。如上文所述,新模型是根据损失系数来计算堵塞系数的,因而,在 $\bar{\omega}$ 和堵塞系数存在对应关系,而不再出现无法相互换算的矛盾。对于ATS-2的转子,图4给出了新旧模型通流设计用的堵塞系数,新模型的堵塞系数是根据 $\bar{\omega}$ 计算得到的,图中横坐标表示半径,纵坐标通流气动设计用堵塞系数,为无量纲参数,基准参数为叶栅栅距。图5中的6条曲线表示转子槽道内部6个计算站(即除前、后缘两个计算站之外,槽道内沿流向安排了4个计算站)。使用新旧两个模型进行通流气动设计时得到的转子相对气流角 β 沿径向的变化,纵坐标为转子相对气流角 β ,横坐标为半径。

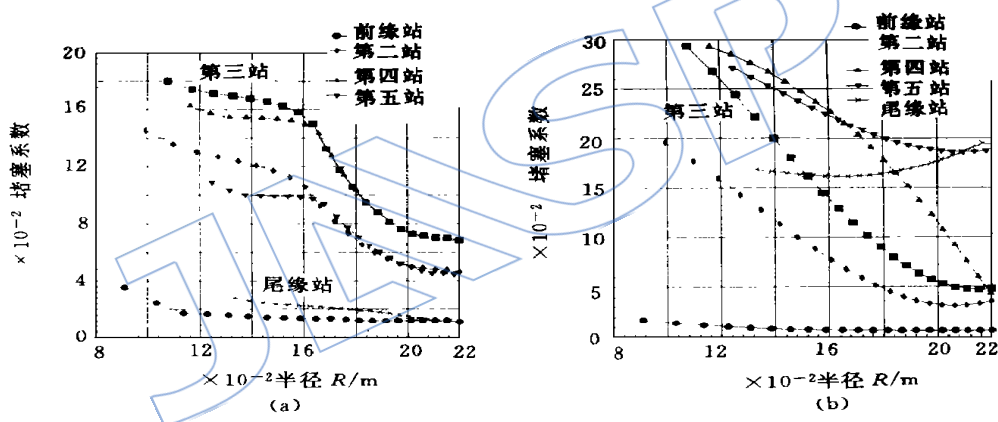


图4 新旧模型设计用的堵塞系数

由对单转子的计算结果可以看出,把新模型计算出的堵塞系数用于通流气动设计时,计算得到的转子的相对气流角 β 在转子的前四站基本没变化,后两站变化较大,且靠叶尖部分尤为突出,叶尖相对气流角 β 比原来的相对气流角 β 减小了 12.24° 。针对设计状态进行的通流气动设计应保证转子出口气流绝对速度以最佳攻角进入静子。但由上述结果可知,利用旧模型计算出的气流是不可能实现这一要求的。于是必将影响静子叶片排的流场。由此我们还可以解释困扰叶轮设计界多年的另一个现象,即单转子效率远大于单级效率。

鉴于通流设计结果中气流角的变化,作者们认为现有设计体系中损失系数和堵塞系数之间的不协调对静子的影响非常大,所以着重考察了静子的流场情况,重新调整了堵塞系数并按照新模型进行了通流气动设计。本文对新旧设计结果进行了计算对比,计算采用解Euler方程的方法,程序为本组的季路成博士发展的。图6给出了ATS-2用通流和任意造型方法设计的静子叶片表面压力系数分布;图7给出了几何形状采用ATS-2原型情况下,边界条件用新模型进行通流气动设计给定时,静子叶片表面压力系数分布;图8给出了叶根、叶中和叶尖截面

用新模型进行通流气动设计给定气动边界时,对静子重新造型后,静子叶片表面压力系数分

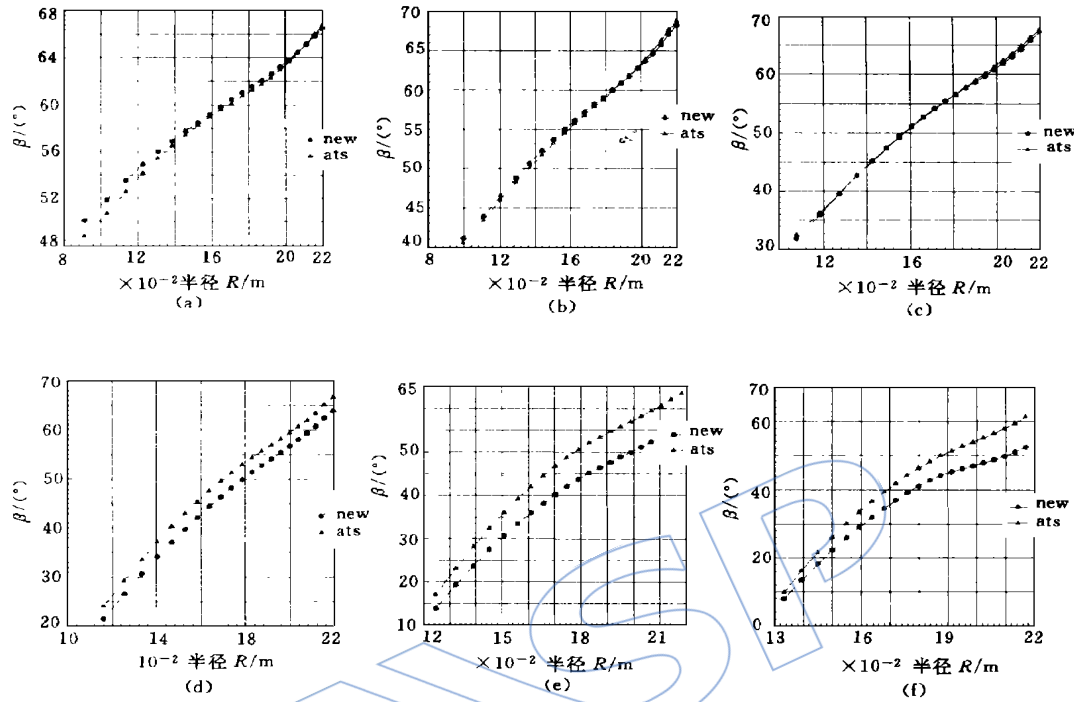


图5 新旧模型通流设计得到的转子各站相对气流角

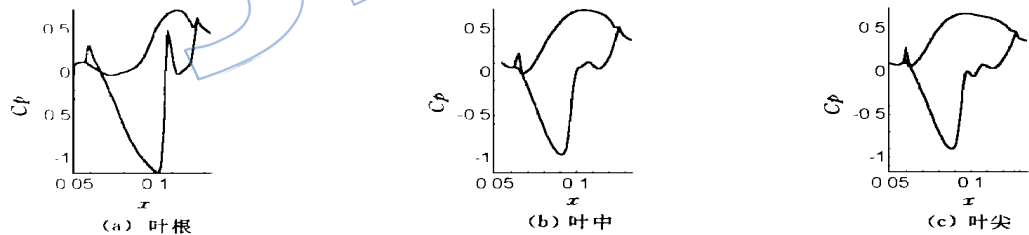


图6 ATS- 2 的静子三维 Euler 解叶片表面压力系数分布

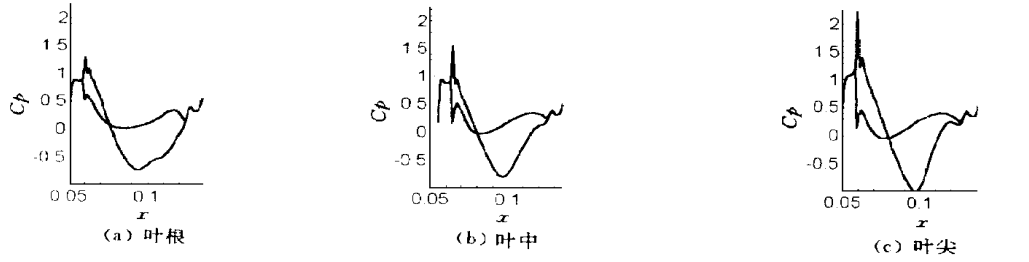


图7 叶片几何不变用新模型给定边界条件时三维 Euler 解静子表面压力系数分布

布。从图中可以看出,几何不变时,气流偏离静子的最佳攻角很远,解 Euler 方程组的三维 CFD 程序无法收敛,叶片表面压力系数分布很不合理,流场进口压力比出口压力还高,静子无法实现减速增压;原设计由于静子没有对准转子出口气流角,使得静子叶背正攻角太大,气流绕前缘在叶背上加速段过长,使得叶背流速过高,叶背前半段出现靠激波减速,扩压任务过重,后半段减速扩压任务过轻,而叶盆后半段加速过多,容易造成静子出口流速过高;重新造型后,很大程度上削弱了叶根和叶中截面叶背上的激波强度,消除了叶尖截面叶背上的激波,平衡了静子叶栅前后段的减速扩压任务,而且叶盆后半段加速程度大大减小,设计的静子流场比较合理,解 Euler 方程组的三维 CFD 程序收敛迅速,收敛的结果静子的总压恢复系数为 $\sigma = 0.9807$;由此可见,在实现相同的减速扩压任务的前提下,后者明显比前者显得轻松。这进一步说明由于现有设计体系中通流气动设计中采用了与损失系数不协调的堵塞系数,导致旧模型通流气动设计出的静子与转子出口流场不匹配,而按新模型进行通流气动设计出的静子不存在这一问题。

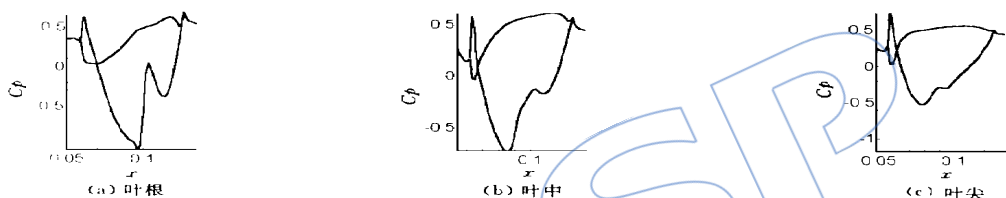


图 8 叶片重新造型后三维 Euler 解静子叶片表面压力分布

虽然粘性在静子流场中起很大作用,而本文的计算是用无粘程序进行的,但仍可以清晰地看出现有气动设计体系中损失系数和堵塞系数之间的不协调性以及由此造成的不良后果。

4 结 论

现有通流气动设计体系中,损失系数和堵塞系数的彼此孤立且不协调,而实际上两者是紧密相关的。比较起来,损失系数的测量更方便更准确,试验数据丰富,且可信度高;而堵塞系数主要采用经验数据,这是由试验条件和测量难度所决定的。因此本文以损失系数为基础,建立了联系两者的工程模型,对设计体系的完善将起到一定的作用;本文从单排叶片的数值计算结果发现,转子出口气流角变化较大,使得静子处于非设计工作状态,解释了现有设计体系中,转子效率高于一级效率的一个原因,提供了实验中对静子角度调整的方向。

目前,本组正在对 ATS-2 进行实验,作者将对计算结果和实验结果进行对比。

参 考 文 献

- 1 Johnson IA. Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressor. NASA SP-36, 1965
- 2 Steinke R J. Design of 9.271 Ratio Five Stages Core Compressor and all over Performance for First Three Stages NASA TP-2597, 1985
- 3 Wennerstrom A J, Frost G R. Design of a 1500ft/sec Transonic High Through Flow Single Stage Axial Flow Compressor with Low Hub/Tip Ratio. AFARL TR76-59(ADB016386), Oct, 1976
- 4 Lieblein S, Roudebush W H. Low Speed Wake Characteristics of Two Dimensional Cascade and Isolated Airfoil Sections. NACA-TN-3771

FULL - LENGTH PAPERS

CONNECTION BETWEEN LOSS COEFFICIENT AND BLOCK COEFFICIENT USED IN TRANSONIC FAN DESIGN

Xing Xiuqing and Zhou Sheng

(National Laboratory of Aeroengine Aerodynamics & Thermodynamics, BUAA, Beijing 100083)

Zhang Jian

(Gas Turbine Establishment Jiangyou Sichuan 621703)

ABSTRACT Loss coefficient and block coefficient are interrelated in fact and the relation between them represents the relation between loss and separation. An engineering model is established to connect them, based on an analysis of many fan designs. The model determines the block coefficient from the loss coefficient, because the block coefficient derived from test loss coefficient is more believable than that from experience. At the same time, a computation test of a transonic fan is given as an example to verify the feasibility of the model. A conclusion has been drawn from the computation results that this model can estimate exactly the block coefficient and flow direction at the trail edge of rotor so as to improve the situation of the stator. It also explains why the rotor efficiency is superior to the stage efficiency.

Key Words Transonic Fan cascades Aerodynamic characteristics Separated flow
Loss coefficients

MULTIOBJECTIVE OPTIMIZATION DESIGN FOR TRANSONIC TURBINE CASCADES

Tong Tong and Feng Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

ABSTRACT This paper presents a multiobjective optimization design method for transonic cascades with mixed variables and constraints. On the basis of the computation method of two-dimensional Euler equations coupled with boundary equations for transonic viscous flow, the cascade aerodynamic losses and work potential are considered as the two objective functions, and a united objective function is formulated using dimensionless minimum-deviation method, by which the two-objective optimization problem is divided into two single-objective optimization problems. Then, the efficient optimal solution is obtained with the optimization algorithm of flexible tolerance method.

Key Words Transonic turbine Cascades Multiple objectives Optimization