

流线曲率法在多级跨声速轴流 压气机特性预测中的应用*

巫骁雄, 刘 波, 唐天全

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 为研究多级跨声速压气机的分析问题, 以通流理论为基础, 采用了一系列适用于跨声速压气机的攻角、落后角和损失等经验模型, 发展了一套基于流线曲率法的通流计算程序来预测跨声速压气机流场及其工作特性。为提高经验模型的预测精度, 考虑到真实压气机中复杂的三维流动效应, 针对部分早期模型进行了合理改进, 包括改进了落后角模型使其适用于更大弯度范围叶型, 以及采用一种更为合理的可变结构激波损失预测模型。针对两台跨声速压气机算例进行了计算校验, 并将校验结果与实验值和三维数值计算进行对比。对比表明, 设计工况下总压比最大计算误差为4.1%, 效率误差为1.1%, 在非设计工况特性预测和展向流场参数计算中也能得到和实验值相符的变化趋势, 该通流计算方法可为现代跨声速轴流多级压气机特性分析提供具有参考价值的预测结果。

关键词: 通流计算; 流线曲率法; 跨声速压气机; 损失与落后角模型; 特性预测

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2017) 10-2235-11

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2017.10.009

Application of Streamline Curvature Method for Multistage Transonic Axial Compressor Performance Prediction

WU Xiao-xiong, LIU Bo, TANG Tian-quan

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to study the multistage transonic compressor analysis issue, a throughflow method based on the general throughflow theory and streamline curvature (SLC) approach is presented to calculate the internal flow fields and the performance of transonic axial compressors. The approach includes some semi-empirical correlations established based on previous literatures, such as minimum loss incidence angle model, deviation model and total pressure loss model. In order to improve the prediction accuracy of the semiempirical model, considering the complex three-dimensional flow effect in the real compressor, some reasonable modifications were made for some early models, including a revised deviation model applied to the cascade with large deflection range, as well as a more reasonable prediction model of variable structure shock loss. Two transonic compressors are calculated and verified, and the calibration results are compared with the experimental results and three-dimensional numerical calculation. The comparison shows that the maximum prediction errors at design condition for total pressure ratio and efficiency are 4.1% and 1.1%, respectively. Characteristic prediction and the spanwise flow field parameters can also be calculated in line with the experimental value of the trend at the non-design conditions. In general, this computational method can be used to predict the performance of modern transonic axial multistage compressor.

* 收稿日期: 2017-05-05; 修订日期: 2017-06-19。

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (51676162)。

作者简介: 巫骁雄, 男, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: xxwu1990@126.com

Key words: Throughflow calculation; Streamline curvature approach; Transonic compressor; Loss and deviation model; Performance prediction

1 引言

由于强烈的粘性和三维效应的存在,气流在压气机中的流动情况异常复杂,而高性能跨声速压气机中激波的存在,使得这种复杂性进一步加剧。在早期的设计体系中,实验是获得压气机流场及特性的主要手段,其压力和温度等参数可以通过探针直接测得。统计方法便是通过综合分析实验结果来获得压气机的整体特性,同时为后续设计和改进提供参考。然而,实验需要消耗大量的时间和费用,很难在初始设计阶段广泛应用。相比实验,通过对压气机建模和数值模拟不仅可以有效地节省开支,而且可以得到更丰富的流场细节。数值方法可以分为三种类型:一维方法,二维通流方法和全三维计算方法(CFD)。一维方法具有计算迅速和易于编程等特点,但是过度简化了三维效应的影响,通常只用于初步特性预测和流道设计。在实际工程应用中,二维通流方法和CFD仍占据主导地位。

过去几十年中,随着计算机技术和数值方法的快速发展,流场细节可以通过直接求解三维非稳态雷诺平均(RANS)方程获得。如今种类繁多的CFD解决方案广泛用于分析压气机中的流动情况,或者在设计阶段校验二维通流设计结果。然而要真实地反映流场,则需要更精细的网格结构和更复杂的数值方法,因此存在计算周期长的局限性。此外,湍流理论及模型的局限性依然限制着CFD方案的发展。考虑到全通道多排叶片中流动的三维和不稳定等因素,Denton等^[1]断定“……在可预见的未来CFD方案的准确性将受限于湍流和转捩模型”。相比之下,结合合理的经验模型,二维通流计算方法能够为压气机设计和特性预测提供可靠快速的结果。

自20世纪50年代吴仲华^[2,3]提出通流理论以来,准三维设计体系成为叶轮机械设计分析的重要工具。基于通流理论,在接下来的几十年中,一系列数值方法和经验模型被相继提出,其中最具代表性的有Novak^[4]提出的求解完全径向平衡方程的流线曲率法,以及Marsh^[5]提出的引入流函数的矩阵通流方法。流线曲率法因其公式直观计算简洁等特点成为了准三维设计体系的主流方法,在经过Denton的完善后已经比较成熟了,并可应用于跨声轴流涡轮的计算^[6]。通流计算中需要可靠的损失和落后角预估

经验关联式子,Lieblein^[7]通过对低速平面叶栅吹风实验数据的分析,初步建立了损失和扩散因子的关系,奠定了损失模型的基础。WG12(AGARD Working Group 12)^[8]对轴流式叶轮机机械的通流方法的研究成果进行了全面的回顾和总结,分别针对涡轮和压气机,归纳了多种不同类别的经验模型和技术方法,进一步完善了准三维设计体系。祝启鹏等^[9]通过选取合适的损失和落后角模型,采用“环量打靶”的方法,较准确地预估了某双级风扇的特性。赵勇等^[10]通过引入雷诺数修正,使最大静压升系数法可在宽广雷诺数变化范围内预测风扇/压气机稳定边界。这些宝贵的经验关系式为叶轮机机械的设计提供了重要的参考,然而这些模型大多来自低速平面叶栅实验结果,也只适用于某些特定的叶型或者工况,对于跨声速压气机的流场情况需要做出适当的修正。

因此,本文基于流线曲率法,发展了一套改进的适用于跨声速轴流压气机特性分析的计算程序。为了得到精准可靠的全工况压气机特性预测结果,本文对部分经验模型进行了适当修正,包括修正低速攻角模型以适用于更高的马赫数,以及改进常规落后角模型使之适用于更大范围的叶型弯角。将总压损失模型简化为三种类型损失的共同效应:叶型损失、激波损失和二次流损失,其中激波损失模型考虑了不同工况下激波结构的改变。本文针对两台跨声速压气机算例进行了计算校验,将校验结果与实验结果和三维数值计算进行对比,包括特性曲线和气动参数的径向分布,并分别预测了两台压气机不稳定工作边界。

2 流线曲率法

自通流理论提出之后,流线曲率法便是主要的叶轮机械设计方法,被众多计算程序所采用。本文中程序的计算域为建立在S2流面上的二维离散网格,如图1所示。离散网格由轮毂线、机匣线、流线和叶片排前后缘组成,流线和叶片排前后缘的交点即为计算节点,流场可通过在计算节点上求解连续方程,动量方程,能量方程和状态方程获得。为简化计算,本文所用的流线曲率法针对流场做了一系列假设,包括定常流动、绝热、轴对称和无粘性力,径向计算站只在叶片边缘和无叶片通道设置,其简化后的

控制方程如下所示:

完全径向平衡方程

$$\frac{\partial V_m}{\partial n} = \frac{1}{V_m} \left(\frac{\partial I}{\partial n} - T \frac{\partial S}{\partial n} - \frac{V_\theta - \omega r}{r} \frac{\partial r V_\theta}{\partial n} \right) - V_m \left(\frac{\cos(\varphi + \phi)}{r_m} - \frac{\sin(\varphi + \phi)}{V_m} \frac{\partial V_m}{\partial m} \right) \quad (1)$$

流量连续方程

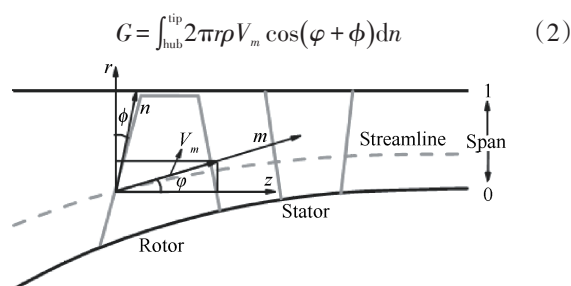
$$G = \int_{\text{hub}}^{\text{tip}} 2\pi r \rho V_m \cos(\varphi + \phi) dn \quad (2)$$


Fig. 1 S2 stream surface

以上两组控制方程通过有限差分法迭代求解,边界条件、质量流量、转速和流道几何等参数在计算开始前给定。初始流线的位置通过使每个流管环形面积相等的原则确定,其与径向计算站构成初始计算网格。子午面速度 V_m 分布通过公式(1)沿着计算站方向从根到尖求解。将 V_m 代入公式(2)求得质量流量,若不满足给定值,则修改 V_m 初始值并重复上一步骤直至质量流量收敛。当流量迭代完成后,流线位置改变生成新的计算网格。计算过程在每一次循环过程中从进口计算站开始,直至出口计算站终止。当流线位置的改变量满足收敛条件,则得到节点上的气动参数和压气机特性。

3 程序结构

本程序计算流程如图2所示,所有输入参数分别包含在两个输入文件中。其中一个文件给出了边界条件、质量流量、转速、初始流场以及流道坐标等参数;另一个文件包含了沿径向分布的叶型进出口几何角、最大厚度、稠度等几何参数。通过生成初始计算网格,结合动量、能量和状态方程,可以得到一个暂态流场,包括出口环量 $V_\theta r$ 、总压、总焓和熵等参数。

程序的主体部分由两层循环构成:内层循环和外层循环。内层循环负责求解流线曲率法控制方程,得到 V_m 沿展向的分布,如上一节中所介绍。一旦内层循环终止,则反问题计算完成。本文所研究的跨声速压气机特性预测属于正问题,需要添加损失和落后角模型的修正,即外层循环。因此外层循环

可以分为两部分,第一部分根据落后角模型修正每一排叶片排的总压比(转子)或出口环量 $V_\theta r$ (静子),第二部分则负责使用总压损失模型修正效率(转子)或总压恢复系数(静子)。当外层循环的损失系数和落后角迭代残差达到收敛标准时,计算终止,得到压气机工作特性和最终流场。

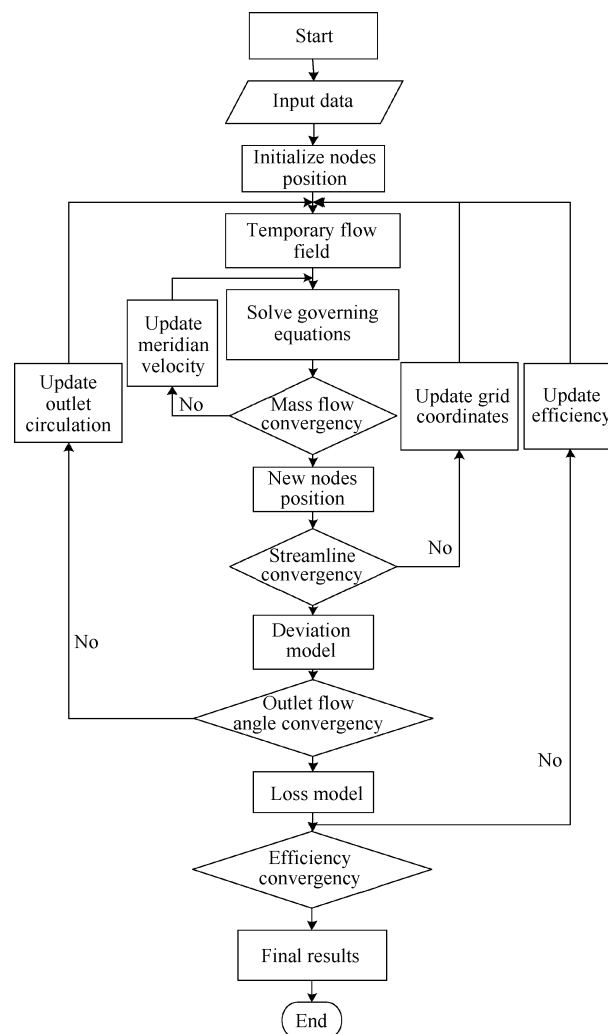


Fig. 2 Program flow chart

4 经验模型

如前文所述,由于无粘性和轴对称流动等假设,采用流线曲率法求得合理结果需要以准确的损失和落后角为前提。本程序所用模型尽可能多地考虑了真实流动中三维和粘性等效应的影响,多种经验模型进行测试对比以筛选出合理的模型。为了简洁起见,上述对比不在文中进行讨论,本文只讨论被认为测试结果最合理的经验模型,并对其做出基于实验的合理改进。

4.1 最小损失攻角模型

最小损失攻角 i^* 即参考攻角,通常情况下它近

似等于设计攻角,是计算非设计状态叶型特性的参考标准,常使用Lieblein^[11]的经验模型来确定。由于Lieblein的经验公式由NACA65系列低速叶型实验结果得到,因此在计算跨声速压气机特性时有必要对该模型做出改进。跨声速及超声速等高速叶型的最小损失攻角对马赫数极为敏感,当马赫数增大时,稳定工作范围急剧变窄,同时最小损失攻角增大,如图3所示。不同马赫数下攻角特性曲线大不相同,若直接使用Lieblein公式势必会造成较大的误差。

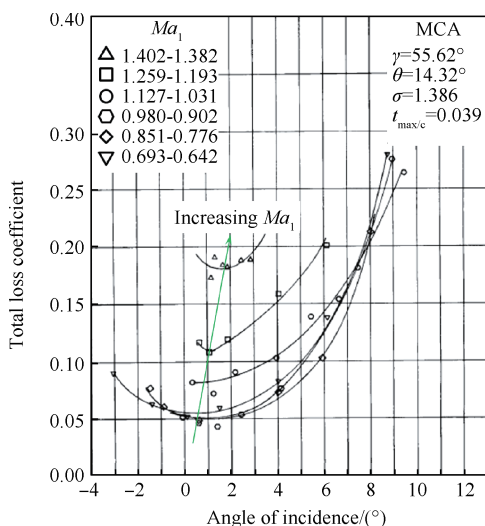


Fig. 3 Variation of total loss with incidence and Mach number^[12]

本文采用Aungier^[13]推荐的修正方法,其考虑了马赫数对最小损失攻角的影响,如下所示

$$R_s = 1.5 \left[10 + \frac{\theta(55 - \beta_{lm})}{150} \right] \left(0.5 + 5.0 \frac{t_b}{c} \right) \quad (3)$$

$$R_c = 1.5 \left[10 - \frac{\theta(\beta_{lm} - 40)}{450} \right] \left(0.5 + 5.0 \frac{t_b}{c} \right) \quad (4)$$

$$i_s = i^* + R_s / [1 + 0.5(K_{sh} Ma_1)^3] \quad (5)$$

$$i_c = i^* - R_c / [1 + 0.5 Ma_1^3] \quad (6)$$

$$i_{min} = i_c + (i_s - i_c) R_c / (R_c + R_s) \quad (7)$$

式中 i_s 和 i_c 分别是失速和堵塞边界攻角, R_s 和 R_c 则代表攻角从不稳定边界到最小损失攻角的变化范围,两者之和即为叶型稳定工作范围。 i_{min} 是修正后的最小损失攻角。

4.2 落后角模型

本文所采用落后角模型由5部分组成,具有以下形式

$$\delta = \delta^* + \delta_i + \delta_{va} + \delta_{3D} + \delta_{Ma} \quad (8)$$

式中 δ^* 是最小损失落后角,本文采用Carter落后角模型^[14]来预测 δ^* 。Carter模型只需要弯度安装角

等叶型几何参数,公式简单明了,并且对常规叶型具有一定的精度,因此被广为采用。然而由于Carter模型的过于精简,在预测具有较大弯度或较小弯度叶型的落后角时存在一定的缺陷。

基于Carter落后角模型,本文根据二维叶型真实流动情况,采用了一种基于实验结果的修正方案,引入了弯角 θ 和稠度 σ 的影响。修正后的模型如下所示。其中 σ_{cr} 和 θ_{cr} 根据实际情况人为给定,若 $\sigma < \sigma_{cr}$,则规定 $\sigma = \sigma_{cr}$ 。

$$\theta \geq \theta_{cr}, \quad \delta^* = \delta_{Carter}^* + \sigma_{cr} / \sigma \sqrt{\theta - \theta_{cr}} \quad (9)$$

$$\theta < \theta_{cr}, \quad \delta^* = \delta_{Carter}^* - \sigma_{cr} / \sigma \sqrt{\theta_{cr} - \theta} \quad (10)$$

为验证修正模型,四组不同弯角、安装角及稠度的平面叶栅在其设计工况下进行实验,以获得实验落后角。实验叶栅的主要几何参数见表1,实验详细方案和结果可参见文献[15]。

Table 1 Geometry parameters of four cascades

Profile number	1	2	3	4
c/mm	62.7	79	65	65
σ	1.66	1.53	1.48	1.63
$\beta_{lk}/(^{\circ})$	40.17	40	48	46.43
$\theta/(^{\circ})$	53.38	57	36	21.9
$\gamma/(^{\circ})$	15.4	14.19	27	32.18

如图4(a)所示,Carter模型预测值与实验值进行对比,其横坐标代表实验测得落后角,纵坐标代表模型预测落后角。从图中可以明显看出,具有较大弯度的1号和2号叶栅,其模型预测值远小于实验值;而具有较小弯度的3号和4号叶栅,其预测结果远大于实验值,其误差值接近5°。这是因为在其他参数不变的情况下,Carter模型将落后角简化为叶型弯角的一次函数,然而这对于复杂的叶栅通道流动而言是不充分的。对于弯度较大的叶型,气流更易在吸力面分离,落后角会增大,相反对于弯度较小的叶型,落后角会减小。图4(b)所示为改进落后角模型预测值与实验结果的对比,可见修正后预测误差已减小到1°以内。

δ_i 是当来流攻角偏离最小攻角状态下落后角的修正量,本文采用如下形式的经验模型^[16]

$$\varepsilon^* = \theta - \delta^* + i^* \quad (11)$$

$$x = \frac{i - i^*}{\varepsilon^*} \quad (12)$$

$$\delta_i = f(x) \varepsilon^* \quad (13)$$

δ_{va} 是由于轴向密流比变化引起的落后角修正量,其修正公式如下(限制最大修正量不超过 $\pm 5^{\circ}$)

$$\delta_{va} = 10 \left(1 - \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \right) \quad (14)$$

δ_{3D} 为叶尖泄漏流及端壁二次流等三维效应引起的落后角改变,可参考 Lieblein 的修正关系式。 δ_{Ma} 代表马赫数对落后角的影响,对于亚声速工况,随着马赫数增大气流分离减弱,故 δ_{Ma} 有以下形式

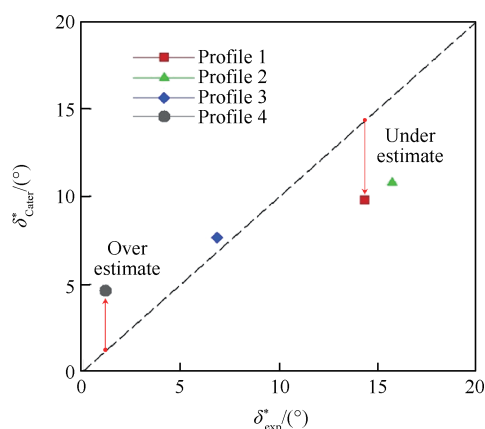
$$\delta_{Ma} = 4.95(Ma_{cr} - Ma_1) \quad (15)$$

对于超声速工况,研究表明马赫数对落后角的影响可以忽略^[17]。

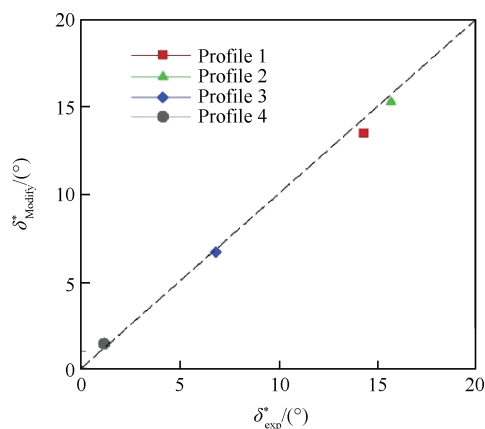
4.3 总压损失模型

总压损失可表示为三类损失的总效应,即叶型损失 ω_{prof} ,激波损失 ω_s 和二次流损失 ω_{tip} , ω_{hub} , 表达式如下

$$\omega_{tot} = \omega_{prof} + \omega_s + \omega_{tip} + \omega_{hub} \quad (16)$$



(a) Carter's correlation



(b) Modified correlation

Fig. 4 Comparison of measured deviation with the prediction

4.3.1 叶型损失模型

本文中最小叶型损失由 Koch & Smith 模型^[18]确定,该模型被认为是一种较为全面的叶型损失模型,其基于可压缩附面层理论,引入了尾迹动量厚度和形状因子。大多数叶型损失模型定义损失为扩散因

子 D 或当量扩散因子 D_{eq} 的函数,这两种扩散因子有多种近似算法。Koch & Smith 模型使用 D_{eq} 来计算叶型损失,并考虑了叶型厚度、密流比、环量和流道收缩等因素的影响,形式如下所示

$$D_{eq}^* = \frac{V_{max}}{V_2} = \frac{V_p}{V_1} \times \frac{V_{max}}{V_p} \times \frac{V_1}{V_2} \quad (17)$$

式中 V_p 为当吸力面速度最大时的喉道平均流速, V_{max} 为吸力面最大流速,完整的 D_{eq}^* 计算方法可以参考文献^[18]。通过 D_{eq}^* 求得最小损失动量厚度后再由马赫数,收缩比,雷诺数和表面粗糙度等参数进行修正,最终得到最小叶型损失。

对于非设计工况下的叶型损失,采用实际攻角变化量的二次关系式在最小叶型损失的基础上求得,其形式如下,其中 W 为攻角稳定工作范围。

$$\omega_{prof} = \omega_{min} \left[1 + \left(\frac{i - i_{min}}{W} \right)^2 \right] \quad (18)$$

4.3.2 激波损失模型

在跨声速叶型的损失构成中,激波损失占主要部分,因此激波模型是整个总压损失预估准确性的关键。Miller^[19]所提出的单激波模型由于其计算简洁且在设计点能够满足大部分工程应用需要而被广泛使用。然而该激波模型并不能真实反映激波结构和位置的改变^[17],因此针对跨声压气机中的真实流动,本文采用了一种更加合理的激波模型。根据实验观察,该模型分别在最高效率点、近堵塞和近失速工况下假设了三种不同的激波结构,如图 5 所示。这三种工况的攻角可以通过前述方法求得。

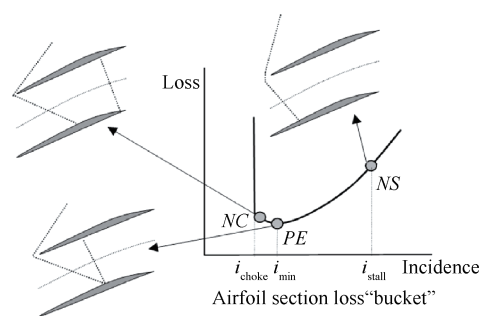


Fig. 5 Assumed shock structure at different operating conditions

在最高效率点处(PE点),前缘斜激波达到最大倾斜度,其平均总压损失可以由斜激波理论在激波角为 SA_{sonic} (波后马赫数为1时的激波角)的情况下求得。如果 Ma_{2s} (第一道斜激波后马赫数)大于1,则假定斜激波后紧跟着一道通道正激波。斜激波波前来流马赫数可使用 Miller 所提到的方法计算,激波系总

压损失为两道激波损失之和。

在近堵塞工况下(NC 点),随着出口背压降低,此时来流气流工作在唯一攻角前缘斜激波不再变化,通道正激波往下游移动至出口。斜激波后叶片通道内气流流动可近似为拉瓦尔喷管流动,此时可采用以下关系式来近似进出口等熵面积比^[20]

$$\frac{A_J}{A_B} = 0.499Ma_{2s} + 0.501 + C_{ar} \quad (19)$$

C_{ar} 为经验参数,对于多圆弧或尖劈叶型取 0.0774,对于预压缩叶型取 0.0351。一旦求得 Ma_{2s} , 其总激波损失可由下式计算

$$\omega_s = \omega_{s,min} + \frac{\omega_{s,choke} - \omega_{s,min}}{(i_{choke} - i^*)^4} (i - i^*)^4 \quad (20)$$

在近失速工况下(NS 点),随着背压升高,通道正激波向上游移动,直至与第一道斜激波完全融合。在这一过程中,斜激波倾斜角逐渐增大,可通过以下四次曲线插值得

$$SA = SA_{sonic} + \frac{(90 - i^*)}{(i_{norm} - i^*)^4} (i - i^*)^4 \quad (21)$$

式中 SA 代表激波角, i_{norm} 近似等于 i_s 。同时当攻角增大时弓形激波损失也增强,可以通过下式计算

$$\omega_{bow} = \omega_{bow} + \frac{0.015}{(i_{norm} - i^*)^3} (i - i^*)^3 \quad (22)$$

4.3.3 二次流损失模型

由于端壁附面层及叶尖泄漏流等现象,在端壁附近存在更多二次流损失。本文采用以下形式预估二次流损失

如果 $r > r_{mid}$, 则

$$\omega_{tip} = \omega_{min} T_{LOSS} \left[2.0 \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} - 1.0 \right]^3 \left[1.0 + \frac{(i - i^*)^2}{(i_s - i^*)^2} \right] \quad (23)$$

如果 $r < r_{mid}$, 则

$$\omega_{hub} = \omega_{min} H_{LOSS} \left[1.0 - 2.0 \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} \right]^3 \quad (24)$$

式中, r 为径向位置,下标 mid 表示中径, T_{LOSS} 和 H_{LOSS} 是损失在轮毂和叶尖处的关联系数。

4.4 失速边界预测

尽管并没有十分精确的方法来确定压气机的失速边界,但是仍然有一些可用的预测方法。扩散因子和 de Haller 数都可以用作开始失速的判定准则,但这只适用于某些特定情况。因此本文采用另一种方法来预测喘振发生点^[12],该方法将每一排叶片通道简化为一个简单的扩张管道,并且在近失速点得到了和实验值一致的级压升系数。针对一排叶片,

定义了两个新的参数,第一个为“几何”相对速度比

$$W_{RE,geom} = \frac{\left(\frac{2.2}{D} \right)^{0.6} \left(0.15 + 11 \frac{t_b}{c} \right) / \left(0.25 + 10 \frac{t_b}{c} \right)}{1 + 0.4 \left[\frac{\theta \sigma}{2 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cos \gamma} \right]^{0.65}} \quad (25)$$

第二个为“气动”相对速度比

$$W_{REq,aero} = \sqrt{\frac{p_{12} - p_2}{p_{11} - p_1}} \quad (26)$$

式中 t_b 是叶型最大厚度, c 是弦长, γ 是安装角。如果 $W_{REq,aero}$ 大于 $W_{REq,geom}$, 则判定压气机到达失速边界。

5 计算结果及分析

5.1 研究对象

本文首先针对一台双级跨声速风扇进行校验,该压气机几何数据和实验结果取自 NASA 技术报告 CR-120859^[21],采用了高叶尖速度、高负荷以及多圆弧叶片造型等当时典型的跨声速压气机设计理念,其主要设计参数见表 2。

Table 2 Design parameters of two-stage fan

Parameters	Value
Total pressure ratio	2.8
Adiabatic efficiency	0.839
Rotation/(r/min)	10720
Corrected tip speed/(m/s)	441.96
Inlet radius ratio	0.4
Corrected airflow/(kg/s)	83.55

如图 6 所示,该压气机的子午面计算域由 18 条径向计算站和 12 条流线组成,其中在第一级进口上游和最后一级出口下游各设置了 5 条垂直计算站,剩余 8 条计算站分别设置在叶片排前后缘子午面投影上。

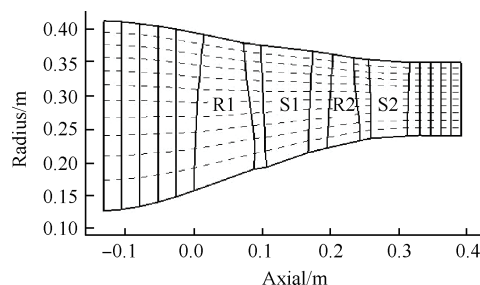


Fig. 6 SLC computational domain of two-stage fan

三维定常 RANS 结果由 NUMECA Fine/Turbo 软件包求解得到,采用 O4H 结构计算网格,包含 149 万

网格节点,如图7所示。近壁面网格尺寸为 10^{-5} m量级以充分捕捉附面层内的流动特征,采用中心差分格式的离散方法,选取Spalart-Allamars湍流模型。将三维数值计算结果和通流计算预测结果同时与实验值进行对比。

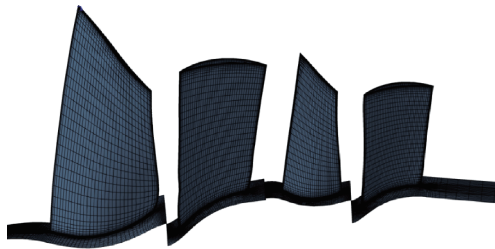


Fig. 7 CFD computation grids for two-stage fan

除了双级风扇,本文还对一台3级半跨声速轴流压气机进行了特性预估。与前者不同,该3级半轴流压气机是某5级核心压气机的一部分,由进口导叶和前面三级构成^[22],具有更高的转速和压比,主要设计参数如表3所示。

Table 3 Design parameters of three-stage compressor

Parameters	Value
Total pressure ratio	4.474
Total temperature ratio	1.663
Adiabatic efficiency	0.799
Polytropic efficiency	0.836
Mass flow per unit annulus area	193.173
Mass flow/(kg/s)	29.710
Equivalent rotative speed/(r/min)	16042.3
Tip speed/(m/s)	430.29

如图8所示,该3级半压气机子午流面计算域由29条径向计算站和13条流线组成,进出口延展段分别设置了5条和10条垂直的计算站。由于该压气机的技术报告中只给出了气动设计参数和实验特性线,而没有提供详细的叶型几何和实验数据,因此对该实验对象不进行三维数值计算,仅对其总体特性进行预估。

5.2 设计点和总体特性校验

本文首先针对两台算例在设计点处校验通流计算结果,以验证程序的合理性,其对比结果如表4和表5所示,其中DES代表设计值,SLC代表流线曲率法预测结果,ERR代表预测误差。从表中可以看出,效率预测结果与设计点基本一致,单级效率预测误差都在1%以内。误差主要体现在总压比上,其中单级误差不超过2%,总体误差最高为4.1%,说明本文

的计算程序在设计点处是比较可靠的。

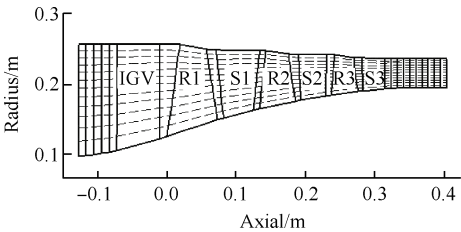


Fig. 8 SLC computational domain of three-stage compressor

Table 4 Verification of two-stage fan at design condition

Item	1st stage		2nd stage		Accumulation	
	π	η	π	η	π	η
DES	1.744	0.854	1.605	0.843	2.800	0.839
SLC	1.715	0.855	1.583	0.844	2.739	0.838
ERR	1.66%	0.12%	1.37%	0.12%	2.18%	0.12%

Table 5 Verification of three-stage compressor at design condition

Item	1st stage		2nd stage		3rd stage	
	π	η	π	η	π	η
DES	1.743	0.823	1.654	0.849	1.581	0.863
SLC	1.720	0.822	1.623	0.849	1.542	0.864
ERR	1.32%	0.12%	1.87%	0.00%	2.47%	0.08%
Item	Accumulation					
	π					η
DES	4.474					0.799
SLC	4.291					0.808
ERR	4.09%					1.08%

针对两台算例本文分别在4组不同转速下(70%,80%,90%和设计转速)预测两台压气机的压比和效率特性,得到特性曲线分别如图9至和图10所示,其中CFD为三维计算结果,EXP为实验值。从双级风扇的计算结果看出,流线曲率法计算特性线尽管与实验值存在偏差,但在总体变化趋势上基本与实验结果保持一致。相较于全三维计算,流线曲率法在非设计转速下预测的流量范围误差更小,同时其预测不稳定工作边界也更接近实验值,3级半压气机的失速边界预测结果也体现了这一点。可以看出,无论是流线曲率法还是三维计算结果,都与实验结果有一定程度的预测误差,并且全三维方法的预测精度不一定就比流线曲率法高,两种方法的精度都受到了模型的制约。但在本文工作中同样的计算配置条件下计算同一个工况点,流线曲率法只需要

十几秒即可收敛,而全三维计算往往会耗费数小时。

5.3 非设计点展向结果分析

在非设计工况下,落后角的预测尤为重要,对于多级压气机来说,下游叶片的来流条件直接由上游叶片的出口边界确定,即叶间匹配问题。如果由模型计算出的前排叶片的落后角偏差过大,则会直接

导致后排叶片来流攻角超限,使计算程序提前数值发散,这也是使用流线曲率法预测压气机特性的难点之一。为验证非设计工况下本程序经验模型的准确性,以双级风扇为算例,选取80%设计转速下流量53.8kg/s的这一点进行具体分析,该工况靠近失速边界。每一级转子的进口气流角和出口气流角如图11

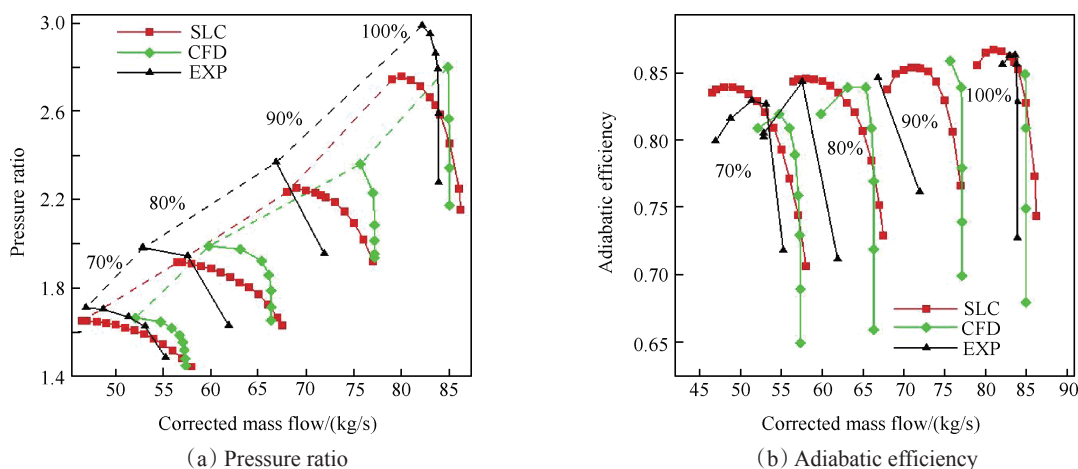


Fig. 9 Characteristic diagram of two-stage fan

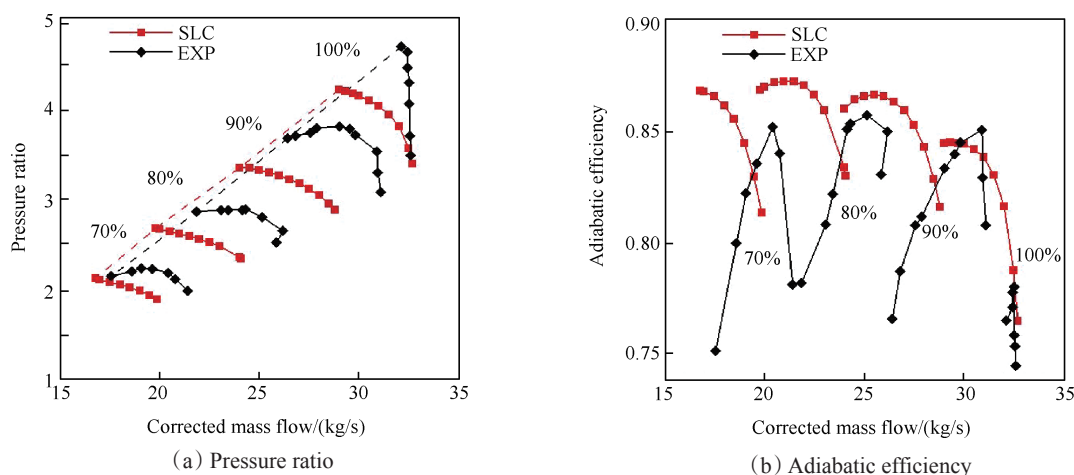
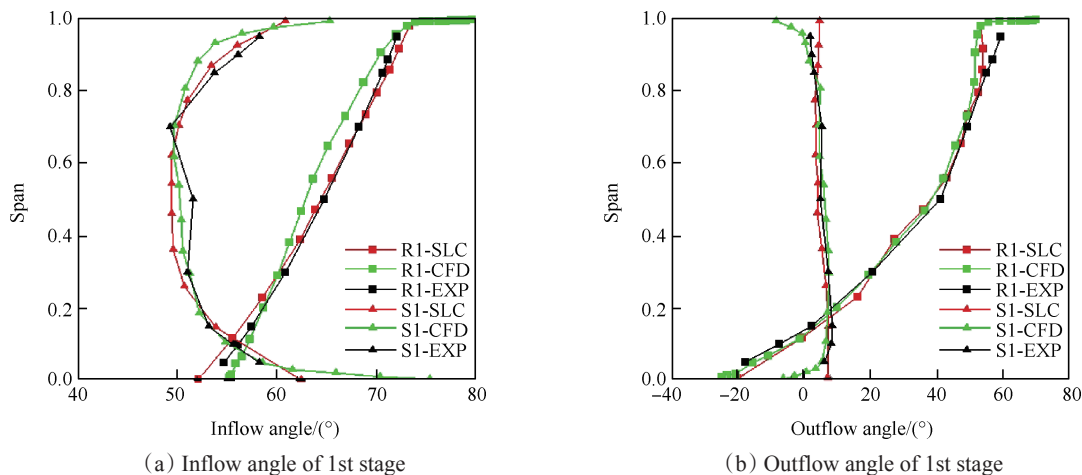


Fig. 10 Characteristic diagram of three-stage compressor



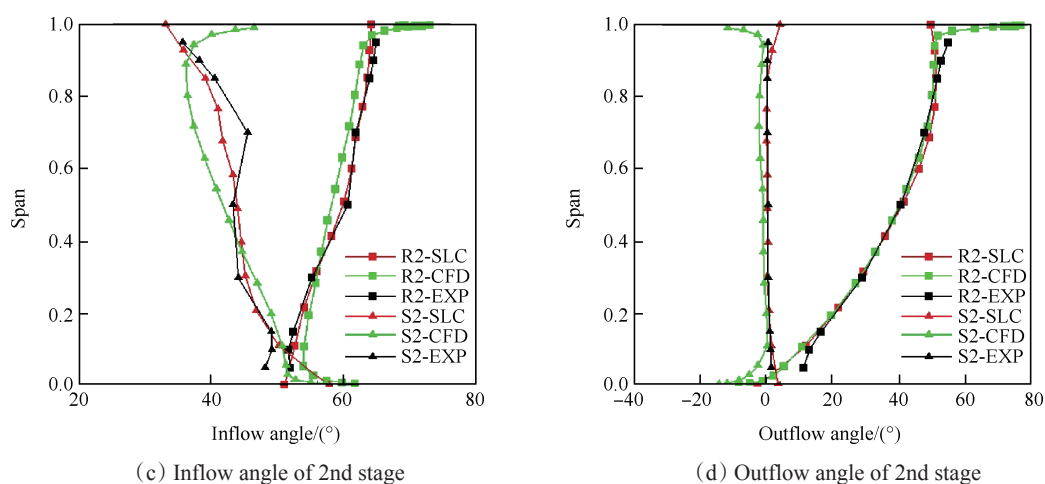


Fig. 11 Flow angle spanwise distribution of two-stage fan

所示。由图可知,在大部分展向位置上,计算结果与实验值基本保持一致,这表明本文所用落后角模型可以较准确地反映出非设计工况下的真实气流角。

总压损失系数计算值与实验值的展向分布对比如图 12 所示。转子叶尖相对速度较大且流动复杂,

存在激波和泄漏流,尤其在靠近失速边界气流分离严重,因此损失相对也较大。图 12(a)中第一级转子叶尖来流速度最大,激波最强,因此损失也最大。静子中由于气流流速低,不存在激波,因此损失相对较小。通过对比可知,对于转子和静子而言,损失沿展向分布预测结果在大部分区域与实验值趋势

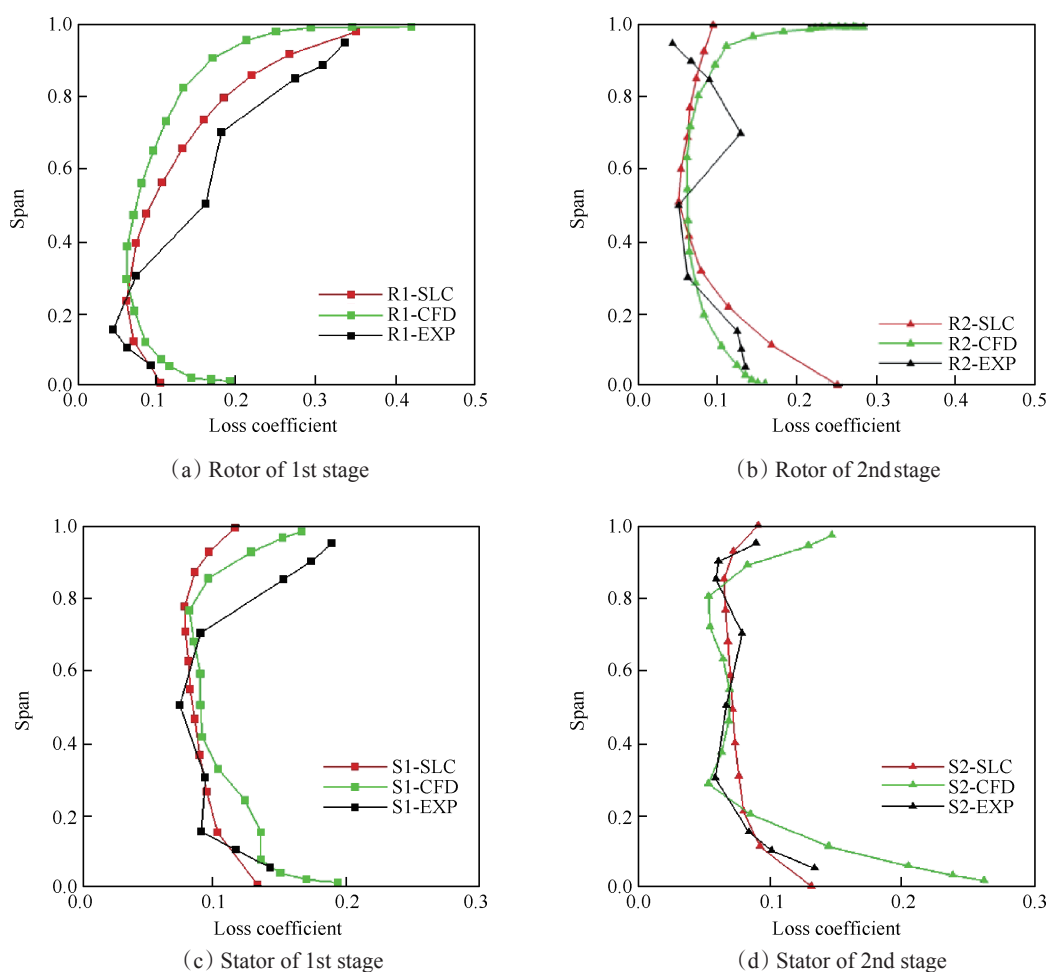


Fig. 12 Loss coefficient spanwise distribution of two-stage fan

一致,也较好地反映出展向损失分布两头大中间小的变化特征,但在近端壁区域尤其是叶尖部分还是略有偏差,这是由于本文所用二次流损失模型相对简单以致不够充分反映复杂的二次流动所带来的损失。

6 结 论

本文基于流线曲率法发展了一套适用于跨声速轴流压气机的计算程序,并在现有模型的基础上进行了适当的修正,对两台跨声速压气机进行了校验分析,结论如下:

(1)Carter落后角模型由于形式过于精简,在用于预测弯度过大或过小的叶型的落后角时会有较大的偏差。本文考虑了落后角与叶型弯角的非线性关系,改进了原有模型,通过四组叶栅实验,证明了修正落后角模型的有效性,使预测误差减少到 1° 以内。

(2)通过算例校验分析可知,无论在设计工况下还是非设计工况下,相比全三维方法,本计算程序只需花费极少的时间,同时具有足够的预测精度,对于级数较多计算量大的压气机可以很快速地提供设计参考。由设计点校验可以发现,级数越多预测误差越大,双级风扇最大误差为2.18%,3级半压气机则为4.09%。气流角和总压损失展向分布对比表明,尽管在靠近端壁区域存在一些误差,本文所用的损失和落后角模型依然可以较好地反映出流场细节。

(3)本文所发展的计算程序可以在早期设计阶段为跨声速轴流压气机提供快速准确的特性预估和流场分析,尤其是在缺乏实验数据或非定常计算非常耗时的情况下。此外,由于近端壁处的复杂流动情况导致了模型预测结果存在较大误差,因此在后续工作有必要对经验模型进行进一步修正,使其能够更精准地反映真实流动情况。

参考文献:

- [1] Denton J D, Dawes W N. Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1998, 213(2): 107-124.
- [2] Wu C H. A General Through-Flow Theory of Fluid Flow with Subsonic or Supersonic Velocity in Turbomachines of Arbitrary Hub and Casing Shapes[R]. *NACA-TN-2302*, 1951.
- [3] Wu C H. A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-, Radial, and Mixed-Flow Types[R]. *NACA-TN-2604*, 1952.
- [4] Novak R A. Streamline Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1967, 89(4): 478-490.
- [5] Marsh H. A Digital Computer Program for the Through-Flow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine using a Matrix Method[M]. *London: Ministry of Aviation*, 1966.
- [6] Denton J D. Throughflow Calculations for Transonic Axial Flow Turbines[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1978, 100(2): 212-218.
- [7] Lieblein S. Analysis of Experimental Low-Speed Loss and Stall Characteristics of Two-Dimensional Compressor Blade Cascades[R]. *NACA-RM-E57A28*, 1957.
- [8] Denton J D, Hirsch C. Throughflow Calculations in Axial Turbomachines[R]. *AGARD-AR-175*, 1981.
- [9] 祝启鹏,高丽敏,李瑞宇,等. 跨声速多级轴流压气机特性预估及分析[J]. *推进技术*, 2014, 35(10): 1342-1348. (ZHU Qi-peng, GAO Li-min, LI Rui-yu, et al. Performance Prediction and Analysis of Multistage Transonic Axial Compressors[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(10): 1342-1348.)
- [10] 赵 勇,胡 骏,屠宝锋,等. 多级轴流风扇/压气机非设计点性能计算方法[J]. *推进技术*, 2008, 29(2): 219-224. (ZHAO Yong, HU Jun, TU Bao-feng, et al. Calculation of Multistage Axial Fan/Compressor Off-Design Performance[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(2): 219-224.)
- [11] Lieblein S. Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors. VI-Experimental Flow in Two-Dimensional Cascades[R]. *NACA-RM-E55K01a*, 1955.
- [12] Cetin M, Uecer A S, Hirsch C, et al. Application of Modified Loss and Deviation Correlations to Transonic Axial Compressors[R]. *AGARD-R-745*, 1987.
- [13] Aungier R. Axial-Flow Compressors-a Strategy for Aerodynamic Design and Analysis [M]. *New York: ASME Press*, 2003.
- [14] Carter A D S. The Low Speed Performance of Related Aerofoils in Cascade[M]. *London: Ministry of Supply, National Gas Turbine Establishment*, 1949.
- [15] 刘 波,马乃行,杨小东,等. 适应较大叶型弯角范围的轴流压气机落后角模型[J]. *航空动力学报*,

- 2014, 29(8): 1824–1831.
- [16] Creveling H F, Carmody R H. Axial Flow Compressor Computer Program for Calculating Off- Design Performance[M]. US: NASA-Lewis Research Center, NASA-CR-72427, 1968.
- [17] Boyer K M, O'Brien W F. An Improved Streamline Curvature Approach for Off- Design Analysis of Transonic Axial Compression Systems[C]. Amsterdam: ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2002: 803–811.
- [18] Koch C C, Smith L H. Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1976, 98(3): 411–424.
- [19] Miller G R, Lewis G W, Hartmann M J. Shock Losses in Transonic Compressor Blade Rows[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1961, 83(3): 235–241.
- [20] Konig W M, Hennecke D K, Fottner L. Improved Blade Profile Loss and Deviation Angle Models for Advanced Transonic Compressor Bladings: Part II—a Model for Supersonic Flow[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(1): 81–87.
- [21] Messenger RE, Kennedy E E. Two-Stage Fan 1 Aerodynamic and Mechanical Design[R]. *National Aeronautics and Space Administration*, CR-120859, 1972.
- [22] Steinke R J. Design of 9.271- Pressure- Ratio Five- Stage Core Compressor and Overall Performance for First Three Stages[R]. NASA-TP-2597, 1986.
- (编辑:梅 瑛)