

基于扩压因子流型的压气机快速性能预测算法

周蕊¹, 杨波¹, 谷传纲¹, 任兰学²

(1. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240; 2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:为快速、准确地获得压气机性能参数、完成压气机性能预测, 实现压气机优化设计, 基于流线曲率法, 将扩压因子作为控制方程、损失模型、熵增修正模型及落后角模型中的关键参数, 建立轴流压气机性能快速预测算法。利用该算法对某跨音速轴流压气机性能参数进行计算, 并将计算结果与主流商业软件计算结果及试验数据进行对比。通过对比发现:该算法计算效率高, 能够快速且较为准确地完成压气机整体性能和沿叶高方向流场参数的预测; 计算范围广, 在不同转速、不同流量等非设计工况下算法预测结果均与试验及数值模拟数据接近; 所选取与完善的经验公式合理可靠, 能够较好地描述压气机内部流动。

关键词:扩压因子流型; 性能预测; 流线曲率法; 轴流压气机

中图分类号:TK472 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.11.007

[引用本文格式]周蕊, 杨波, 谷传纲, 等. 基于扩压因子流型的压气机快速性能预测算法[J]. 热能动力工程, 2021, 36(11): 47-56. ZHOU Rui, YANG Bo, GU Chuan-gang, et al. Fast prediction method for compressor performance based on diffusion factor flow pattern[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(11): 47-56.

Fast Prediction Method for Compressor Performance based on Diffusion Factor Flow Pattern

ZHOU Rui¹, YANG Bo¹, GU Chuan-gang¹, REN Lan-xue²

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to obtain compressor performance parameters, complete the compressor performance prediction and realize the compressor optimization design quickly and accurately, a fast prediction algorithm for axial flow compressor performance was established based on the streamline curvature method, by using the diffusion factors as the key parameters in the governing equation, loss model, entropy generation correction model and the deviation angle model. The algorithm was applied to calculate the performance parameters of a certain transonic axial flow compressor, comparing the calculation results with the mainstream commercial software and the experimental data. By comparison, it is found that this algorithm has high computational efficiency, which can complete the prediction for the overall performance and spanwise flow field parameters of the compressor quickly and accurately. It has a wide calculation range, and the algorithm prediction results are all close to the experimental data and the numerical simulation data under the off-design conditions of different rotation speeds and flow rates. The chosen and improved empirical equations are reasonable and reliable, which can describe the internal flow of the compressor well.

收稿日期: 2020-03-22; 修订日期: 2021-06-01

基金项目: 重大科技专项基础研究项目(2017-II-0006-0019)

Fund-supported Project: Basic Research Project of Major Science and Technology Special Project(2017-II-0006-0019)

作者简介: 周蕊(1997-), 女, 江苏淮安人, 上海交通大学硕士研究生。

通讯作者: 杨波(1970-), 男, 甘肃兰州人, 上海交通大学研究员。

Key words: diffusion factor flow pattern, performance prediction, streamline curvature method, axial flow compressor

引 言

压气机作为燃气轮机、航空发动机等叶轮机械的核心部件,其性能与可靠性直接影响着叶轮机械的效率、做功能力与稳定工作范围。准确预测压气机的性能并对其进行优化设计,一直是现代叶轮机械领域主要的研究方向之一。随着计算机技术的发展,压气机气动设计经历了由一维至三维、定常至非定常、无粘至有粘的计算过程^[1],国内外学者也基于不同假设提出了诸多压气机性能计算方法。Madadi 等人^[2]建立了一维计算模型并对设计点与非设计点下的性能进行预测;杨晓飞等人^[3]对 S2 流面正问题计算方法进行了改进;Deton 与 Goto 等人^[4-5]均利用三维数值模拟方法为叶轮机械的性能预测给出了参考。综合考虑求解准确性与计算成本,基于 S1/S2 流面理论^[6]产生的二维分析方法受到了诸多关注,其中包括流线曲率法^[7]与通流矩阵法^[8]等。由于具有较高的求解准确性,国内外学者对流线曲率法进行了改进与发展,Casey 等人^[9]提出了适用于径向或混合流叶轮机械的数值算法;Cordova 与 Pachidis 等人^[10-11]改进了流线曲率法,使其分别适用于带有旋流的流动及存在进口畸变的流动。

在二维压气机性能计算中,落后角、三维流动效应及粘性的影响多依赖于经验模型表示,如落后角模型和损失模型。国内外学者在模型的提出与发展中也做了许多工作。Cetin 等人^[12]对经典的 Carter 公式进行了修正,Boyer 等人^[13]在算法中采用 Hearsay 公式得到了较好的结果;曹人靖^[14]结合扩压因子改进经典公式,提出了在高负荷情况下也适用的落后角模型,并验证了改进公式的可靠性。Qi 与 Velásquez 等人^[15-16]对已发表的压气机损失模型进行了整合与优化,为后续研究提供了参考。

在以流线曲率法为代表的二维分析方法中,往往通过给定不同的假设来确定叶片的扭曲规律,由此延伸出一系列压气机气动设计流型,包括等环量流型、等反动度流型等^[17]。扩压因子是一个理想的叶片扭曲规律设计参数,Roger 与 Shibata 等人^[18-19]均研究了扩压因子对压气机性能的影响,谷传纲^[20]

提出了扩压因子流型,为压气机性能预测提供了新思路。

目前,压气机性能预测算法鲜少将扩压因子作为影响叶片负荷、流场参数与性能的关键项。同时,传统一维通流计算方法与 Mutall^[4]、CFD 等三维计算方法在准确性与高效性的平衡方面受到限制。基于以上考虑,本文参考流线曲率法,基于扩压因子流型理论,优化了落后角计算、熵增修正模型与损失模型,提出了二维压气机性能快速预测方法并编制了相应的程序。通过与试验数据及商用软件的计算结果进行比较,验证了算法的准确性、高效性和可行性。

1 算法介绍

1.1 扩压因子流型

性能预测算法参考流线曲率法,流动参数的计算沿压气机子午流面进行,且仅限于两排叶片间的间隙,即计算截面 1,2,3,如图 1 所示,截面 1 表示动叶进口截面,截面 2 表示动叶出口截面,截面 3 表示静叶出口截面。通过求解截面处控制方程得到径向各计算点处的流场参数。

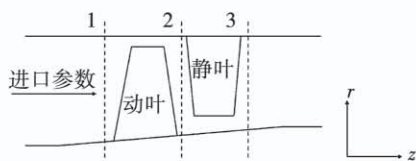


图 1 子午流面示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the meridional flow surface

通过对压气机流动和做功情况进行简化建立控制方程,不同的简化方式形成不同的设计流型。流型控制的是间隙处沿叶高速度三角形的变化规律,叶栅流动进出口的速度分布决定欧拉功,从而确定了不同的叶片负荷和做功能力,并由此确定压气机性能。因此,从叶片负荷出发预测压气机性能的方法直接、可靠,合理的叶片负荷分布可用于后续优化设计。

扩压因子作为体现流道扩压程度的参数能够直接表示叶片负荷的大小、反映压气机变工况性能。

扩压因子通常可利用叶背速度的下降程度表示:

$$D = \frac{w_{\max} - w_2}{w_m} \quad (1)$$

式中: $w_{\max}$ —叶背表面气流最大相对速度, m/s;
 w_m —叶背表面气流平均速度, m/s。

结合扩压因子的定义与特性,可以合理推断扩压因子与气流做功及叶栅流道的特性有关。通过公式推导与试验数据总结,可利用叶栅稠度与扭速获得便于测量和计算的扩压因子,计算式为:

$$D_r = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{w_{1u}r_1 - w_{2u}r_2}{\tau_{m,r}w_1(r_1 + r_2)} \quad (2)$$

$$D_s = 1 - \frac{c_3}{c_2} + \frac{c_{2u}r_2 - c_{3u}r_3}{\tau_{m,s}c_2(r_2 + r_3)} \quad (3)$$

式中: D_r —动叶扩压因子; D_s —静叶扩压因子;
 r —径向位置, m; w —气流相对速度, m/s; c —气流绝对速度, m/s; 下标 u —速度周向分量; 下标 1, 2, 3—计算截面, 参考图 1; $\tau_{m,r}, \tau_{m,s}$ —动、静叶栅流道进出口半径处的平均叶栅稠度。

1.2 算法流程

基于扩压因子流型的快速性能预测算法流程如图 2 所示。输入参数包括压气机进口总温、进口总压、设计流量、转速、叶栅稠度、进出口安装角、轮毂和壳盖的几何参数等, 主要模型为总压损失模型、熵增修正模型、激波模型和落后角模型, 在计算中利用流量、扩压因子与落后角对运算过程进行约束。

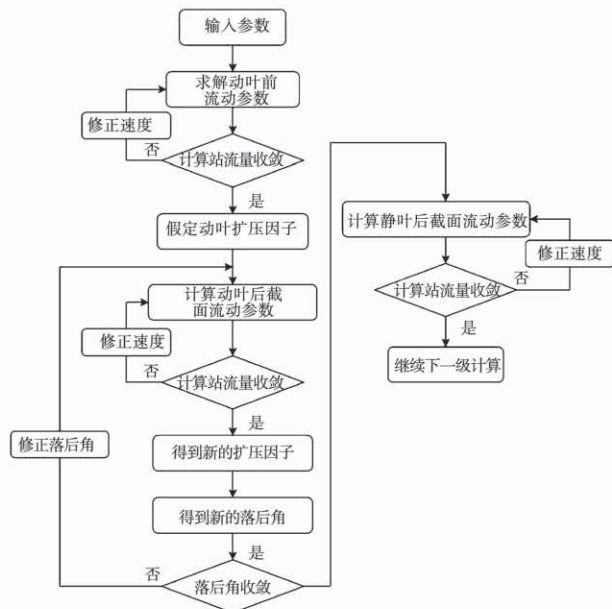


图 2 性能预测算法流程图

Fig. 2 Flow chart of performance prediction algorithm

1.3 控制方程

基本假设为压气机内部流动定常、绝热。在运动方程中忽略粘性项, 流动中可能产生的叶型损失、泄漏损失及掺混损失等均用经验公式估计。截面处控制方程为:

$$T \frac{\partial S}{\partial r} + \frac{\partial v_m^2}{2 \partial r} + \frac{\partial c_u^2}{2 \partial r} + \frac{c_u^2}{r} + v_m^2 (K + R) - \frac{\partial I^*}{\partial r} = 0 \quad (4)$$

式中: T —静温, K; S —熵, J/K; v_m —流线速度, m/s; I^* —滞止焓值, J。 K 和 R 是描述流线弯曲效应的项, 均与压气机流道几何模型有关, K 表示沿流线运动的加速度为 $\frac{dv_m}{dt}$ 的惯性分量, R 表示流线曲率对流动参数的影响, 表达式为:

$$K = -\sin \varphi \frac{\partial v_m}{v_m \partial m} \quad (5)$$

$$R = \frac{\cos \varphi}{R_m} \quad (6)$$

式中: φ —子午流线与轴向的夹角, ($^\circ$); R_m —流线曲率。通过轴向各计算站流量约束并修正各计算点处的气动参数, 公式为:

$$G = 2\pi \int_{r_h}^{r_t} K_{bk} \rho v_m \cos \varphi r dr \quad (7)$$

式中: G —流量, kg/s; ρ —密度, kg/m³; 下标 t —叶顶参数; h —叶根参数; K_{bk} —压气机附面层堵塞经验系数, 由试验数据总结, 并参考文献[21], 进口级 K_{bk} 取 0.98, 对其余各级取 0.96。

1.4 总压损失模型

由于三维流动特性复杂, 在计算中准确估计各项损失存在困难, 基于试验数据与经验公式, 将扩压因子作为关键参数, 用总压损失系数综合考虑动、静叶叶型损失、二次流损失等流动效应直接、有效, 计算式^[20]为:

$$\omega_r = \begin{cases} \frac{2\tau_r}{\cos \beta_2} ddr, \bar{r}_2 \geq 0.3 \\ \frac{2\tau_r}{\cos \beta_2} [ddr + \gamma], \bar{r}_2 < 0.3 \end{cases} \quad (8)$$

其中:

$$\gamma = 0.421 D_r^{2.326} (0.3 - \bar{r}_2)$$

$$\bar{r}_2 = \frac{r_{2t} - r}{r_{2t} - r_{2h}}$$

$$ddr = 0.003 + 0.02375 D_r - 0.05 D_r^2 + 0.125 D_r^3$$

$$\varpi_s = \begin{cases} \frac{2\tau_s}{\cos\alpha_3} dds, 0.2 \leq \bar{r}_3 \leq 0.8 \\ \frac{2\tau_s}{\cos\alpha_3} [dds + \lambda_1], \bar{r}_3 > 0.8 \\ \frac{2\tau_s}{\cos\alpha_3} [dds + \lambda_2], \bar{r}_3 < 0.2 \end{cases} \quad (9)$$

其中:

$$\lambda_1 = 0.3225 (\bar{r}_3 - 0.8)^{2.09}$$

$$\lambda_2 = 0.3225 (0.2 - \bar{r}_3)^{2.09}$$

$$\bar{r}_3 = \frac{r_{3t} - r}{r_{3t} - r_{3h}}$$

$$dds = 0.00375 + 0.02167D_s - 0.0667D_s^2 + 0.1667D_s^3$$

式中: ϖ_r —动叶总压损失系数; ϖ_s —静叶总压损失系数; r_{2h}, r_{2t} —动叶出口叶根、叶顶径向位置, m; r_{3h}, r_{3t} —静叶出口叶根、叶顶径向位置, m; τ_r —动叶栅稠度; τ_s —静叶栅稠度; β_2 —动叶相对出口气流角, ($^\circ$); α_3 —静叶绝对出口气流角, ($^\circ$); ddr , dds —与扩压因子有关的经验公式项。

1.5 熵增修正模型

控制方程内不考虑粘性项, 上游粘性对轴向速度分布和各流动参数的影响通过熵在计算截面处的径向梯度体现, 通常可用压比、温比、多变效率和总压损失系数等参数表示。已知总压损失系数与扩压因子直接相关, 因此熵增修正模型在计算中同样考虑了扩压因子的影响。参考文献[20]得出动叶熵增与静叶熵增实用公式:

$$\Delta S_r = -R_g \cdot \ln \left\{ 1 - \varpi_r \left[1 - \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_{w1}^2 \right)^{-\frac{k}{k-1}} \right] \cdot \left[1 + \frac{k-1}{2} \left(\frac{\omega r_2}{a_{w1}} \right)^2 \left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]^{-1} \right\} \quad (10)$$

$$\Delta S_s = \left\{ -\varpi_s \left[1 - \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma_2^2 \right)^{-\frac{k}{k-1}} \right] + 1 \right\} \cdot (-R_g) \quad (11)$$

式中: R_g —气体常数, J/(kg·K); k —气体绝热指数; Ma_{w1} —动叶进口相对马赫数; Ma_2 —静叶进口马赫数; a_{w1} —动叶进口相对滞止音速, m/s; ω —角速度, rad/s。

由熵增实用公式可得各计算截面总熵, 从而得到熵的径向梯度, 以动叶为例, 如式(12)所示:

$$S_2 = S_1 + \Delta S_2 \quad (12)$$

式中: S_2 —动叶出口截面总熵, J/K; S_1 —动叶前截面的熵, J/K; ΔS_2 —动叶叶片排产生的熵增值, J/K。在式(12)基础上对静叶后截面的熵(S_3)进行修正, 修正公式为:

$$\frac{\partial S_3}{\partial r_3} = 0.8 \frac{\partial \Delta S_1}{\partial r_1} \frac{dr_1}{dr_2} + \frac{\partial \Delta S_3}{\partial r_3} \quad (13)$$

式中: ΔS_3 —静叶叶片排产生的熵增值, J/K。

1.6 激波损失模型

针对压气机流道内存在超声速来流的情况, 需考虑激波损失对整体性能的影响。参考文献[22]模型, 计算通道激波损失:

$$\varpi_{\text{shock}} = \left\{ 1 - \left[\frac{(k+1)Ma_{\text{avg}}^2}{(k-1)Ma_{\text{avg}}^2 + 2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \left[\frac{k+1}{2kMa_{\text{avg}}^2 - (k-1)} \right]^{\frac{1}{k-1}} \right\} \cdot \left\{ 1 - \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma_1^2 \right]^{\frac{k}{1-k}} \right\}^{-1} \quad (14)$$

式中: Ma_1 —动叶进口马赫数; Ma_{avg} —激波波前马赫数, 可由式(15)与(16)^[23]计算得到:

$$Ma_{\text{avg}} = \frac{Ma' + Ma_1}{2} \quad (15)$$

$$Ma' = 1.095 + 0.03395\Delta\phi + 1.086(Ma_1 - 1)^{1.372} \quad (16)$$

式中: $\Delta\phi$ —超声速气流流过叶栅时的折转角, ($^\circ$), 可利用式(17)^[23]估计:

$$\Delta\phi = \frac{0.625}{\tau_r} (\beta_1 - \beta_2) \quad (17)$$

式中: β_1 —动叶相对进口气流角, ($^\circ$)。

1.7 落后角模型

参考 Carter 公式^[12]计算得到压气机转子与静子的落后角。对于转子, 落后角模型包含叶栅稠度、展弦比和压比等参数, 同时还考虑扩压因子对落后角的影响^[14]:

$$\delta_r = \kappa \varepsilon \tau_r A_r (D_r + \varpi_r) \quad (18)$$

式中: δ_r —转子落后角, ($^\circ$); κ —经验系数, 本文取 $\kappa = 1$; ε —压比; A_r —转子平均展弦比。

压气机静子落后角, 选择 Carter^[12]公式:

$$\delta_s = \frac{m\theta}{\tau_s^{0.5}} \quad (19)$$

$$m = 0.216 + 9.72 \times 10^{-4} \beta_y + 2.38 \times 10^{-5} \beta_y^2 \quad (20)$$

式中: δ_s —静子落后角, ($^{\circ}$); θ —叶型弯角, ($^{\circ}$); β_y —叶型安装角, ($^{\circ}$)。

2 应用算例

2.1 试验验证

利用上海交通大学机械与动力工程学院某跨音速轴流压气机试验数据^[24]对算法进行验证。试验系统包括进气管道、轴流跨音速压气机试验段、排气管道、驱动设备和测量系统,如图 3 所示,其中轴流压气机基本参数如表 1 所示。

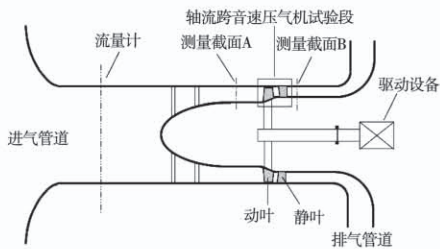


图 3 试验装置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of test compressor

表 1 试验压气机基本参数

Tab. 1 Basic parameters of test compressor

参 数	数 值
直径/m	0.37
轮毂比	0.73
动叶叶片数	29
静叶叶片数	37
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	17 000
设计流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	8.824
设计压比	1.5

通过试验得到不同转速下压气机进、出口压力和温度等参数,可计算得到总压比与效率:

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{total,out}}}{p_{\text{total,in}}}$$

(21)

$$\eta = \frac{\varepsilon^{(k-1)/k} - 1}{T_{\text{total,out}}/T_{\text{total,in}} - 1}$$

(22)

式中: ε —总压比; η —等熵效率; $p_{\text{total,in}}, p_{\text{total,out}}$ —进、出口总压, Pa; $T_{\text{total,in}}, T_{\text{total,out}}$ —进、出口总温, K。

2.2 数值模拟方法

利用 NUMECA FINE/Turbo 软件对压气机流场

进行数值模拟。利用该软件对计算流体域进行结构化网格划分,经过网格无关性验证,最终确定单个通道网格数 115 万,叶片数值计算网格模型如图 4 所示。选择压气机转速为设计转速,边界条件选择速度进口,并通过设定不同的出口背压改变计算流量,对流体域两侧设置周期性边界,湍流模型选择 S-A 模型。

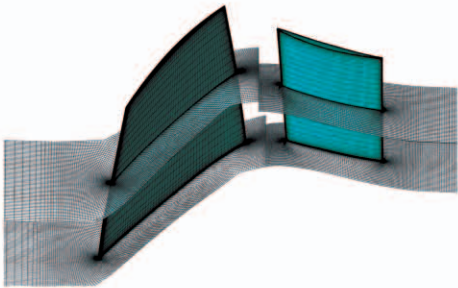


图 4 数值计算网格模型

Fig. 4 Grid model for numerical simulation

3 计算结果与分析

通过试验与数值模拟得到该压气机的整体性能与轴向间隙处各流场参数的径向分布,并与本文性能预测算法结果进行对比与分析。

3.1 计算效率对比

性能预测算法在轴向共设置 3 个计算截面,参考图 1 所示,沿叶高方向共设置 55 条流线。基于本文算法编制了程序,利用自编程序和商业软件分别对压气机进行数值计算。本文算法和商业软件单通道 RANS 定常计算在 3 种不同流量工况下所用的计算资源及时间如表 2 所示。由对比可知,采用本文算法进行性能预测在不同工况下所需的计算资源及计算时间均远小于商业软件,在压气机气动设计中有广泛应用价值。

表 2 NUMECA 及自编程序计算用时

Tab. 2 Computing time of NUMECA software and self-compiled program

计算方法	计算资源	计算时间/s		
		8.104 kg/s	8.823 kg/s	9.38 kg/s
自编程序	i5-7300HQ	18	25.6	40.2
	2.50 GHz			
NUMECA	E5-2687w v4	1 062	537	571
	3.0GHz X20			

3.2 整体性能对比

通过试验和数值模拟,可得到压气机整体性能参数,图 5 为压气机不同转速下通过试验、主流商业软件及本文算法得到的效率与压比特性曲线。在设计转速与非设计转速下,3 种方式所得的效率与压比随转速的变化趋势相似。

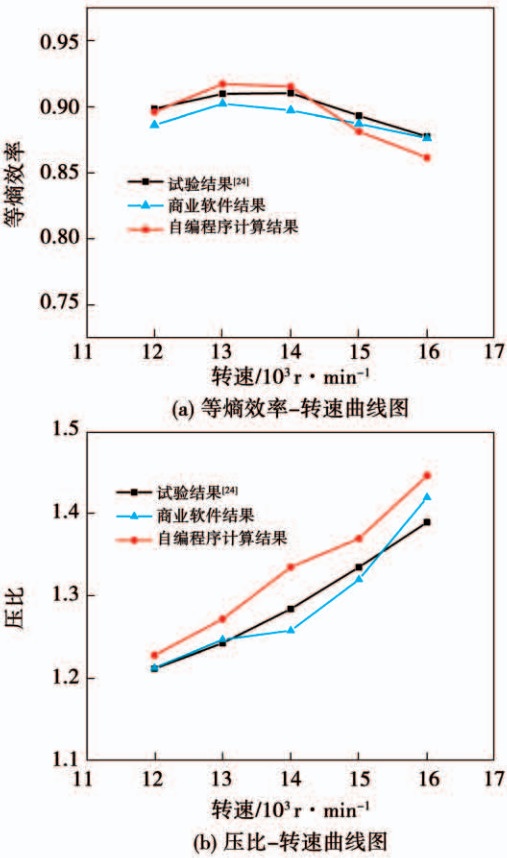


图 5 不同转速下压气机等熵效率与压比性能曲线^[24]

Fig.5 Performance curves of compressor isentropic efficiency and pressure ratio at different rotation speeds

商业软件计算所得的压比和效率与试验值的最大相对误差分别为 2.71% 与 1.063%, 本文算法计算得到的压比和效率与试验值的最大相对误差分别为 4.07% 与 1.82%。导致误差的原因可能为在算法与商业软件计算中,进口流动参数均做了均匀分布的假设,与实际试验情况存在差距。此外,本文算法所得整体性能误差较大的情况发生在高转速工况下,此时压气机叶尖为超音速,气流掺混等效效应加强,对经验公式预测的稳定性产生影响。由对比可知,本文算法结果能够对压气机亚音速和存在超音速工况的整体性能进行合理预测,误差在可接受范围内。

利用数值模拟与性能预测算法,得到了该压气机在设计转速下等熵效率与总压比的性能曲线,如图 6 所示。由图可知,算法对压气机性能随流量的变化趋势预测较为合理,随流量增加压比不断下降;在设计流量时,即 8.824 kg/s 附近,压气机效率达到最高;当流量约为 9.4 kg/s 时到达堵塞工况点,压气机性能快速下降。因此,可认为本文性能预测算法在较大的转速和流量范围内都能对压气机性能做出合理的预测,且能够对大流量下的堵塞工况点进行预测,计算可靠性高,稳定性范围广。由程序计算得到的效率偏低,压比则普遍偏高,原因可能为程序中损失经验模型的总体误差。

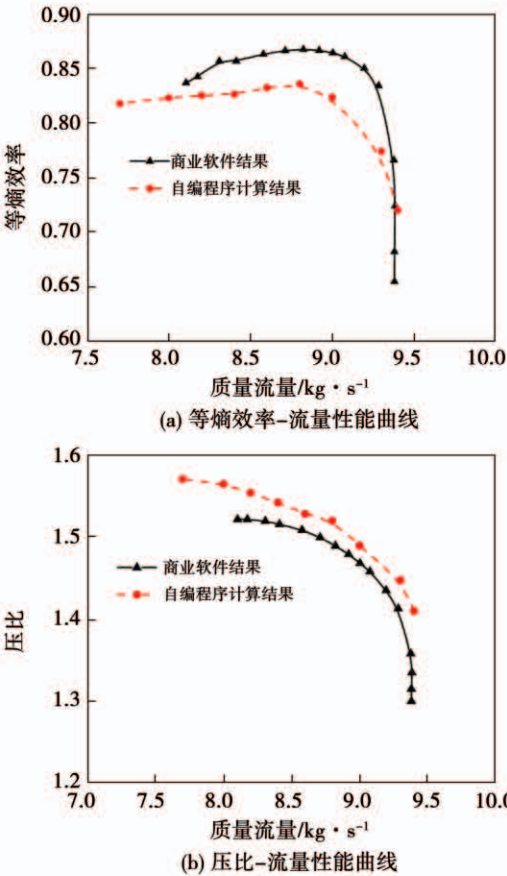


图 6 不同流量下压气机等熵效率与压比性能曲线

Fig.6 Performance curves of compressor isentropic efficiency and pressure ratio at different mass flow rates

3.3 径向参数分布

除去整体性能对比,对 3 个计算截面径向各项参数的分布进行分析。

3.3.1 径向效率与熵增分布

图 7(a)给出了沿叶高方向自编程序与商业软

件计算所得的等熵效率分布,图 7(b)给出了由熵增修正模型得到的动叶及静叶沿叶高方向的熵增分布。受内外壁面附面层和二次流影响,压气机叶根与叶顶有较强的气流掺混、泄漏等损失,气动性能相较于叶中较差。由图 7(a)可知,本文算法计算结果较为符合该流动特性及商业软件计算趋势。图 7(b)的熵增分布同样体现了相同物理特性。近壁面处本文算法与商业软件的性能计算存在较大差距,这是由于本文算法并未对近壁面处、叶尖间隙处进行网格加密处理,无法对附面层流动情况进行准确计算。且在该转速下,叶尖处为超音速流动,叶顶气流泄漏与掺混效应加强,由于更复杂的流动特性,该处的熵增修正模型与性能预测结果存在一定误差。由分析可知,尽管在附面层处存在误差,熵增模型仍能够较好地反映压气机内流动的流动特性。

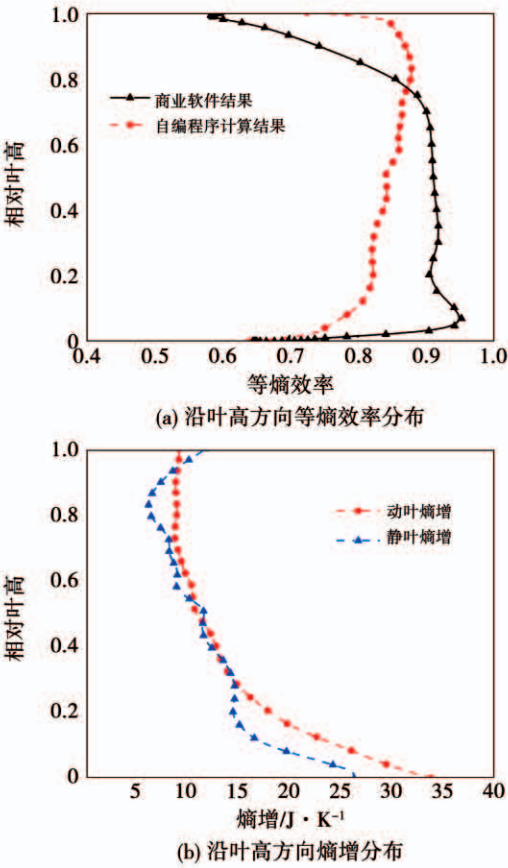


图 7 沿叶高方向的等熵效率与熵增分布
Fig.7 Spanwise distribution of isentropic efficiency and entropy generation

3.3.2 径向流场参数分布

图 8 与图 9 分别展示了动叶相对出口气流角与静叶绝对出口气流角沿叶高方向的分布。由图 8 可

知,本文算法计算得到的动叶相对出口气流角与商业软件结果较为接近,径向变化趋势符合压气机内部流动情况。在本文算法中,除去传统落后角模型中的关键参数,在动叶落后角计算中综合考虑了扩压因子与损失系数对叶栅通道通流能力的影响,由对比结果也可知,尽管叶片两端部流动特性复杂,落后角预测同样准确可靠。相较于动叶,静叶出口气流角沿径向变化较小,叶根叶顶处的三维效应不强烈,由图 9 可知,本文参考的落后角公式能够较为准确地预测静叶落后角。

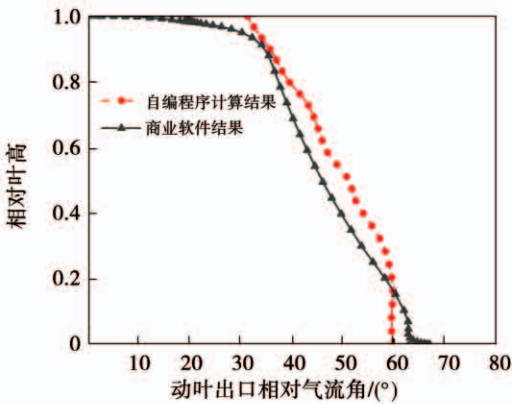


图 8 动叶相对出口气流角沿叶高方向分布
Fig.8 Spanwise distribution of relative flow angle at the outlet of rotor blade

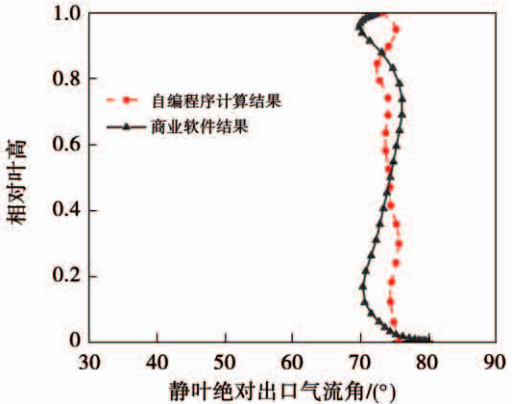


图 9 静叶绝对出口气流角沿叶高方向分布
Fig.9 Spanwise distribution of absolute flow angle at the outlet of stator blade

在对压气机整体性能参数及选用经验模型的可靠性进行研究后,选取动叶及静叶后的流场参数进行分析。图 10 分别展示了动叶及静叶后压力与温度沿叶高方向的分布。

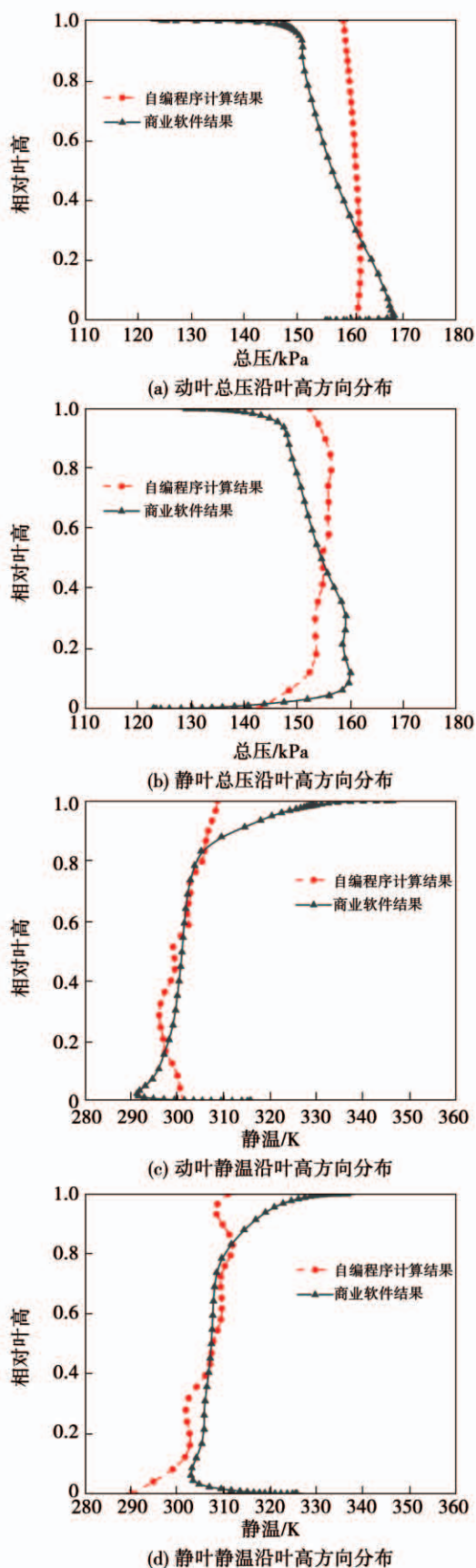


图 10 流场参数沿叶高方向分布

Fig. 10 Spanwise distribution of flow field parameters

由图 10 可知,本文算法计算所得的流场参数总体趋势与数值计算结果相符,在叶顶与叶根处略有不同,受限于程序中在计算域边界处的网格点数量和所选取经验模型的相对误差。

3.4 扩压因子分布

图 11 为本文算法得到的设计流量与小流量下动叶扩压因子沿叶高方向的分布。由图可知,叶根与叶顶处扩压因子较大,叶中处较小,与计算得到的效率和熵增趋势(见图 7)体现了相同的物理特性,即沿叶高方向不同基元叶栅所承受的负荷也不同,叶根叶顶处叶片负荷较大,相应损失也较大;小流量工况下总体扩压因子大于设计流量工况,效率也更低。一般来说,为保证流动损失较小,设计中动叶叶根处扩压因子宜小于 0.6,叶顶处宜小于 0.4^[17]。小流量下叶根叶顶处扩压因子均接近负荷极限,该流量下的效率也较低。当扩压因子大于负荷极限,扩压度的增大会导致边界层的显著分离,从而引起局部失速或整机喘振。算法计算结果较为准确地表现了扩压因子的特性,也表明了后续压气机设计阶段利用扩压因子控制叶栅负荷、实现压气机优化设计的合理性与可靠性。

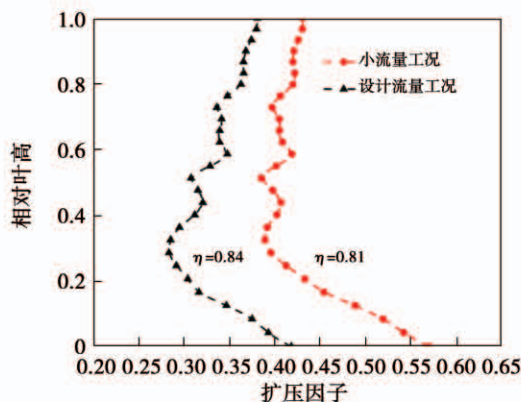


图 11 不同流量下扩压因子沿叶高方向分布

Fig. 11 Spanwise distribution of diffusion factor at different flow rates

4 结 论

基于扩压因子流型,考虑扩压因子的影响,完善了落后角模型、总压损失模型与熵增模型,建立了压气机快速性能预测算法。对某跨音速压气机进行了

性能预测与流场计算。将程序计算结果与压气机试验数据和主流商业软件计算结果进行对比分析,可得以下结论:

(1) 算法能够在快速运算的同时较为准确地对压气机效率及压比等整体性能参数进行预测,在不同转速、不同流量等非设计工况下预测结果良好,性能变化趋势正确,计算效率高,计算稳定性好,有实际应用价值,为后续基于扩压因子的压气机优化设计提供了很好的基础。

(2) 算法能够合理表现压气机内部流动情况,能反映出叶根和叶顶处较强的气流掺混、泄漏与二次流等流动效应。通过比较径向气流角、效率、流场参数,可知选取的各经验模型能够较好的描述压气机内部流动,尽管参数分布在某些区域存在部分误差,但总体趋势相同,对后续压气机气动设计具有参考意义。

(3) 算法结果确认了扩压因子流型在压气机流场计算中的准确性,扩压因子作为联系叶片负荷的关键参数能够直接体现压气机性能的好坏,在未来利用扩压因子对压气机进行优化设计具有合理性和可行性。

参考文献:

- [1] 沈永涵. 基于 S2 流面的压气机叶片造型设计研究及性能分析 [D]. 南京:南京航空航天大学,2016.
SHEN Yong-han. Investigation of compressor blade design based on the S2 flow field theory and performance analysis [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2016.
- [2] MADADI A, BENISI A H. Performance predicting modeling of axial-flow compressor at design and off-design conditions [C]//ASME Turbo Expo:Power for Land, Sea & Air,2008.
- [3] 杨晓飞,蒋永松,潘若痴,等. 多级轴流压气机二维性能预测方法[J]. 航空学报,2020,41(3):205-215.
YANG Xiao-fei, JIANG Yong-song, BAN Ruo-chi, et al. 2D performance prediction approach for multistage axial compressors[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2020,41(3):205-215.
- [4] DENTON J D, MULTALL. An open source, CFD based, turbomachinery design system [J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(12):121001.1-121001.12.
- [5] GOTO T, OSHIO T, TANI N, et al. Effect of turbulence model on the prediction of performance and span-wise mixing in high-speed

highly-loaded multi-stage axial-flow compressor[C]//ASME Turbo Expo 2019:Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2019.

- [6] WU C H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types[R]. Washington:NACA,1952.
- [7] NOVAK R A. Streamline curvature computing procedures for fluid-flow problems[J]. Journal of Engineering for Power,1967,89(4):478-490.
- [8] MARSH H. A digital computer program for the through-flow fluid mechanics in an arbitrary turbomachine using a matrix method [C]//Aeronautical Research Council Reports and Memoranda NO. 3509,1968.
- [9] CASEY M, ROBINSON C. A new streamline curvature throughflow method for radial turbomachinery[J]. Journal of turbomachinery, 2010,132(3):031021.1-031021.10.
- [10] CORDOVA J Q, PEARSON C E. On a modified streamline curvature method for the Euler equations[J]. Communications in Applied Numerical Methods,2010,4(3):327-333.
- [11] PACHIDIS V, PILIDIS P, TEMPLALEXIS I, et al. Prediction of engine performance under compressor inlet flow distortion using streamline curvature[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2006.
- [12] CETIN M, UECERA S, HIRSCH C, et al. Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors [R]. AGARD-R-745,1987.
- [13] BOYER K M, O'BRIEN W F. An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic axial compression systems[J]. Journal of Turbomachinery,2001,125:189.
- [14] 曹人靖,陶德平. 跨音轴流压气机设计中落后角的确定[J]. 航空动力学报,1994(3):313-314.
CAO Ren-jing, TAO De-ping. Deviation angle determination in transonic axial flow compressor design[J]. Journal of Aerospace Power,1994(3):313-314.
- [15] Qi B, Dong S J, Wang J. Optimization of loss models for centrifugal compressor performance prediction based on numerical analysis results[J]. Applied Mechanics & Materials,2013:225-231, 300-301.
- [16] VELÁSQUEZ E. Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2017,30(5):1644-1650.
- [17] 李超俊,余文龙. 轴流压缩机原理与气动设计[M]. 北京:机械工业出版社,1987.
LI Chao-jun, YU Wen-long. Principles and aerodynamic design of

- axial compressors[M]. Beijing:China Machine Press,1987.
- [18] RODGERS C. A diffusion factor correlation for centrifugal impeller stalling[J]. Journal of Engineering for Power,1978,100(4): 592-601.
- [19] SHIBATA T. Performance improvement of a centrifugal compressor stage by increasing degree of reaction and optimizing blade loading of a 3D-impeller[J]. Journal of Turbomachinery,2011, 133(4):021004.1-021004.8.
- [20] 谷传纲. 轴流式压气机扩压因子流型的理论研究[J]. 上海机械学院学报,1981(4):17-39.
- GU Chuan-gang. A study of diffusion factor flow-type for axial flow compressors[J]. Shanghai Institute of Mechanical Sciences Journal,1981(4):17-39.
- [21] 秦 鹏. 轴流压气机气动设计[M]. 北京:国防工业出版社,1975.
- QIN Peng. Aerodynamic design of axial compressors[M]. Beijing:National Defense Industry Press,1975.
- [22] MILLER G R,LEWIS G W,HARTMANN M J. Shock losses in transonic compressor blade rows[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power,1961,83(3):235.
- [23] 杜文海. 跨声速多级轴流压气机非设计点性能预测[D]. 西安:西北工业大学,2007.
- DU Wen-hai. Performance prediction of multistage transonic axial compressors under off-design points[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University,2007.
- [24] 宋沐儒. 叶顶间隙对轴流压气机流动及流致振动的影响研究[D]. 上海:上海交通大学,2019.
- SONG Mo-ru. Influence of tip clearance on flow and flow-induced vibration of axial compressor[D]. Shanghai:Shanghai Jiao Tong University,2019.

(孙嘉忆 编辑)

(上接第46页)

- [12] TAN Xiao-ming,ZHOU Xiao-ming,SHAN Yong,et al. Analysis of heat transfer on film cooling performance in a flat plate[J]. Energy Procedia,2019,158:4154-4159.
- [13] 郑 添,王在华. 燃气轮机叶片前缘冷却特性研究[J]. 浙江电力,2019,38(10):89-93.
- ZHENG Tian,WANG Zai-hua. Research on the cooling characteristics of gas turbine blade leading edge[J]. Zhejiang Electric Power,2019,38(10):89-93.
- [14] 王 瑞,王 璐,杨卫华. 涡轮叶片全表面换热特性试验研究[J]. 航空发动机,2019,45(4):42-46.
- WANG Rui,WANG Lu,YANG Wei-hua. Study on full surface heat transfer characteristics test of turbine blade[J]. Aeroengine, 2019,45(4):42-46.
- [15] BOGARD D G,SCHMIDT D L. Characterization and laboratory simulation of turbine airfoil surface roughness and associated heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2): 337-344.
- [16] 王建飞,吉雍彬,臧述升. 表面粗糙影响平板气膜冷却换热效果的数值研究[J]. 热能动力工程,2014,29(3):231-236.
- WANG Jian-fei,JI Yong-bin,ZANG Shu-sheng. Numerical study on the effect of surface roughness on the heat transfer effect of flat film cooling[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2014,29(3):231-236.
- [17] 何 磊,王启鹤. 重型燃气轮机透平叶片表面粗糙度对换热的影响[J]. 动力工程学报,2019,39(9):711-716,746.
- HE Lei,WANG Qi-he. Effect of surface roughness on heat transfer characteristics of heavy duty gas turbine airfoils[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2019, 39(9): 711-716,746.
- [18] WHITFIELD C A,SCHROEDER R P,THOLE K A. Blockage effects from simulated thermal barrier coatings for cylindrical and shaped cooling holes[J]. Journal of Turbomachinery,2015,137(9):091004.
- [19] HUANG Ke-nan,ZHANG Jing-zhou. Experimental study on film cooling performance of imperfect holes[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2018,31(6):1215-1221.

(孙嘉忆 编辑)