文章编号:1001-2060(2024)11-0020-10

轴流压气机准二维快速气动设计方法研究

袁兆嵘¹.张 敏^{2,3}.杜 娟^{2,3}.徐晓斌^{2,3}

(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013;

2. 中国科学院工程热物理研究所 数字孪生研究中心,北京 100190;

3. 中国科学院工程热物理研究所 轻型涡轮动力全国重点实验室,北京 100190)

摘 要:为快速获取轴流压气机气动设计方案,缩短设计周期,建立了一套基于多流线法的准二维快速气动设计方法,开发完成相应的设计程序。该方法使用由简化径向平衡方程推导的多流线法,在一维平均中径法设计的基础 上引入多条流线并嵌入物性计算软件提高计算精度,求解得到不同径向位置上的流场气动参数,无需进行流线反 复迭代。通过与叶片造型衔接,生成压气机几何模型并进行三维数值模拟,获取初始设计方案的流场细节。为验 证程序和方法的准确性,参照某跨音风扇算例的设计参数,设计并验证了一个单转子压气机的性能。结果表明:设 计的单转子子午流道几何结果和性能基本满足轴流压气机初始设计方案要求,多流线方法可以在轴流压气机初始 设计阶段更快速、稳定地提供气动设计方案。

关键 词:轴流压气机;气动设计;准二维;多流线法

中图分类号:TH453 文献标识码: A DOI: 10.16146/j. cnki. rndlgc. 2024.11.003

[引用本文格式] 袁兆嵘,张 敏,杜 娟,等. 轴流压气机准二维快速气动设计方法研究[J]. 热能动力工程,2024,39(11):20-29. YUAN Zhaorong, ZHANG Min, DU Juan, et al. Research on quasi-two-dimensional rapid aerodynamic design method of axial compressor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(11):20-29.

Research on Quasi-two-dimensional Rapid Aerodynamic Design Method of Axial Compressor

YUAN Zhaorong¹, ZHANG Min^{2,3}, DU Juan^{2,3}, XU Xiaobin^{2,3}

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013;
 2. Research Center of Digital Twin, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190;
 3. National Key Laboratory of Science and Technology on Advanced Light-duty Gas-turbine, Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190;

Abstract: In order to rapidly obtain the aerodynamic design scheme of axial compressors and shorten the design cycle, a quasi-two-dimensional rapid aerodynamic design method based on the multi-streamline theory was established, and the corresponding design programs were developed. To do this, the multi-streamline approach was derived based on the simplified radial equilibrium equation. After multiple streamlines were introduced based on one-dimensional mean-line design and they were embedded in physical property calculation software to improve calculation accuracy, it can determine aerodynamic parameters of the flow field at different radial positions, without the need for repeated streamline iterations. By connecting with the blade profiling, the geometric model of the compressor was obtained and then subjected to

收稿日期:2024-03-20; 修订日期:2024-05-15

基金项目:国家部委基金资助(P2022-A-Ⅱ-002-001);国家重大科技专项(J2019-Ⅱ-0020-0041)

Fund-supported Project: Supported by the Foundation of National Ministries and Commissions (P2022-A-II-002-001); National Science and Technology Major Project of China (J2019-II-0020-0041)

作者简介:袁兆嵘(1998-),男,江苏大学硕士研究生.

通信作者:徐晓斌(1993-),男,中国科学院工程热物理研究所工程师.

three-dimensional numerical simulation to obtain the flow field details of the initial design scheme. To verify the accuracy of the program and the method, the performance of a single rotor compressor was designed and validated based on the design parameters of a transonic fan example. The results show that the geometry and performance characteristic of the designed single rotor meridional flow path basically meet the requirements of the initial design scheme of the axial compressor. The multi-streamline method offers an aerodynamic design scheme more rapidly and stably in the initial design stage of the axial compressor. **Key words:** axial compressor, aerodynamic design, quasi-two-dimensional, multi-streamline method

引 言

压气机是航空发动机和燃气轮机核心机的三 大部件之一,其性能直接影响到整机的运行。压气 机气动设计技术作为航空发动机和燃气轮机压气 机设计中的难点之一^[1],直接决定着压气机的整 体水平。因此,不断改善并发展高效、稳定的压气 机设计方法,加快形成完善的设计体系,对压气机 的研发和航空发动机及燃气轮机的发展具有重要 作用^[2]。

在压气机气动设计体系中,虽然目前三维阶段 的数值模拟计算得到充分应用和发展,但在初始气 动布局阶段的设计依然非常重要。有研究指出,一 维、二维阶段的设计工作确定了最终设计方案 80% 的参数^[3]。如能在初始设计阶段提供合理的压 气机流道形式、气动布局和负荷分配方案等,将大大 减少后续设计流程中的优化、迭代工作,实现缩短设 计周期,降低设计研发成本的目的。因此,对压气机 初始设计阶段气动设计方法的研究越来越受到 关注。

目前,轴流压气机初始设计阶段以一维中径设 计计算和二维子午流面通流设计计算为基础,一维 阶段主要使用平均中径法和级叠加法求解中径流线 上的速度三角形和气动参数。二维阶段通流主要使 用流线曲率法、流函数矩阵法以及时间推进法在子 午流面上求解通流控制方程。国外对初始设计阶段 的方法开展了大量的研究。Niclas^[4]对轴流压气机 一维中径设计进行了研究,结合实验数据的修正,进 行了方案设计。在此基础上,Daniele^[5]提供了更为 精准的二维初步设计。Alexander^[6]开发了简化多 级轴流压气机气动设计的程序,该程序允许一维中 线和通流进行设计迭代,缩短了压气机初始设计阶 段的设计周期。Tournier 等人^[7]和 Banjac 等人^[8]对 初始设计阶段的叶型、二次流、端壁、尾缘和叶尖间 隙损失等经验模型进行了研究和分析。国内对于一 维和二维通流两个阶段的研究比较独立。张军^[9] 验证了基于一维平均中径法的设计方法,并对一维 方案设计原理进行了说明。巫骁雄等人^[10]和孙兰 廷^[11]开发了使用流线曲率法的性能预测程序,并对 不同经验模型的组合进行了探索。向航等人^[12]以 流线曲率法为核心,构建了反问题设计和正问题分 析优化一体的设计优化平台。

结合国内外研究来看,在初始设计阶段,二维通 流计算方法已经较为成熟,但目前普遍使用流线曲 率法等传统通流方法,设计计算时既需考虑展向参 数和子午流线曲率的变化,也需要处理叶片区的变 化。对于具有复杂涵道结构的变循环发动机压缩系 统,通流设计方法需要满足压缩系统多涵道和多次 流量分配下的流面参数计算,又因其大曲率变化的 影响,不免出现计算稳定性不足、设计结果间偏差较 大的问题。因此,为了更加快速、稳定地获得适用于 不同轴流压气机和压缩系统一体化的设计方案,可 以对求解的控制方程再进行降维简化,发展介于一 维和二维之间的准二维设计方法。

综上,国外对于轴流压气机初始设计阶段方法 开展了较丰富的研究,并对介于一维与二维之间的 方法有所延伸和发展。国内的研究多关注流道布局 阶段使用的一维平均中径法和子午详细设计阶段使 用的二维通流方法,对衔接二者的子午气动布局早 期设计方法则鲜有研究。为提高轴流压气机初始设 计精度、缩短设计方案迭代周期,本文提出了针对轴 流压气机的准二维快速气动设计方法,嵌入较完备 的经验模型和精准的气体物性计算程序,开发了相 应的气动设计程序,并通过叶片造型生成几何模型, 数值模拟验证了设计的轴流压气机模型的性能,旨 在为轴流压气机以及具有多涵道、多压缩部件结构 的变循环轴流压缩系统的初始气动布局设计阶段提 供更快速、稳定的设计方法。

1 轴流压气机气动设计

使用一维平均中径法和准二维多流线方法,分 别进行一维气动方案设计和子午流面求解计算。在 叶片进口和出口设置计算站,求解不同径向位置流 线的气流速度三角形、流场气动参数以及叶型参数 和叶片角度,完成准二维气动设计计算。具体计算 站和流线如图1所示。图中"1~3"截面为计算站, h、m和t分别为求解所需的轮毂、中径和机匣流线。





1.1 一维气动设计

准二维气动设计在一维设计的基础上进行,在 进行多流线计算之前,需得到一维气动设计方案。 在一维设计阶段,使用平均中径法,根据给定进口边 界条件、设计参数等进行中径流线上各叶片排进、出 口截面的气流速度三角形及流场气动参数的求解, 并计算流道几何参数和损失等。一维设计计算具体 流程如图 2 所示。

一维设计输入参数主要包括3部分:状态参数 和设计指标,主要有进口总温、总压、质量流量、设计 总压比、转速和级反力度;进口参数,包括进口气流 角、进口流量系数和进口轮毂比;各排叶片叶型及叶 栅参数,主要有相对径向间隙、展弦比、最大相对厚 度和叶栅弦长比等。

一维设计计算首先根据给定的设计参数和进口 参数确定压气机进口截面的内、外径几何及气动参 数,再根据给定的级数和设计参数,结合经验模型进 行各级进、出口截面的气流速度三角形和流场气动 参数的计算,迭代至各级反力度和设计总压比收敛, 达到设计指标。根据经验模型计算,输出设计压气 机中径处的叶片几何参数。



图 2 轴流压气机一维设计程序计算流程

Fig. 2 Flow chart of 1D design program calculation of axial flow compressor

1.2 准二维气动设计

压气机 S2 流面通流计算方法包括通流矩阵 法、流线曲率法和时间推进方法等,其中流线曲率 法求解的控制方程为完全径向平衡方程,该方法被 广泛研究并大量应用于工程,已发展得非常成熟。 多流线方法在流线曲率法的基础上,忽略了径向分 量和流线曲率项,基于简化径向平衡方程推导,根据 S2 流面内已确定的不同径向位置,通过给定扭向规 律,计算各流线上的速度三角形和流场气动参数。

由于压气机内部流动呈强三维特征,为了能在 S2 流面上快速求解,必须对压气机内部气体流动做 出假设,流线曲率法通常假设气体的流动:定常、绝 热、无粘、轴对称,只计算叶片排轴向间隙中的参数, 不考虑体积力项。多流线方法在流线曲率法假设基 础上忽略流线曲率的变化,假设气流速度的径向分 量 *C*,=0。基于以上假设,得到气体在压气机中流 动应满足的简化径向平衡方程:

$$\frac{1}{\rho}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}r} = \frac{C_{\theta}^2}{r} \tag{1}$$

式中: ρ —密度;p—压力;r—半径; C_{θ} —绝对速度切向分量。

由此,压气机中的三维、非定常、粘性流动化简 为叶片排轴向间隙中气流参数只沿径向变化的一 维、定常、无粘流动问题,即准二维问题。

通常,为了保证压气机出口总压、总温沿径向分 布均匀,降低径向掺混损失,压气机在初始设计阶段 大多采用沿径向总焓 h₀ 不变的设计,即 dh₀/dr = 0。 此外,还假设沿径向损失变化不大,忽略熵 s 的径向 变化,即熵增项 ds/dr = 0,可得等焓、等熵条件下的 简化径向平衡方程,将不同径向位置上各截面的气 流速度三角形联系起来:

$$\frac{C_{\theta}^{2}}{r} + C_{z} \frac{\mathrm{d}C_{z}}{\mathrm{d}r} + C_{\theta} \frac{\mathrm{d}C_{\theta}}{\mathrm{d}r} = 0$$
(2)

式中:C_z一绝对速度轴向分量。

满足上述径向平衡方程的叶片排进、出口绝对 速度切向分量 C_n和 C_n分别为:

$$C_{\theta 1} = a \,\mu^{n} - \frac{b}{\mu} \tag{3}$$

$$C_{\theta 2} = a \,\mu^n + \frac{b}{\mu} \tag{4}$$

式中:a, b一常数; μ 一当地半径与中径之比, $\mu = r/r_{mo}$

$$a,b$$
表达式为:
 $a = U(1 - R)$ (5)

$$\frac{1}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{2}$$

$$b = \frac{1}{2} \psi_{\rm m} U_{\rm m} \tag{6}$$

式中: $U_{\rm m}$, $R_{\rm m}$, $\psi_{\rm m}$ 一中径处切线速度、反力度和负荷 系数;下角标 m—中径处。

多流线方法得到的速度分量计算式为明确的代 数表达式,省去了流线曲率法中微分、差分格式的计 算求解过程,不再需要进行复杂数值求解和迭代计 算,计算速度达到秒级,能够快速给出明确的计算结 果,计算稳定性较通流求解方法具有明显优势。

在得到径向平衡方程后,需要指定扭向规律设 计,即指定扭向规律系数,由此确定相应速度的切向 和轴向分量沿径向的分布情况,再依次计算沿叶高 不同流线上的速度三角形和气动参数,最终完成 S2 流面内多条流线的气动流场参数计算,实现准二维 气动设计。计算流程如图 3 所示。

在一维平均中径设计程序的基础上,根据推导 的准二维多流线设计方法,开发了一套基于多流线 方法的准二维气动设计程序,将其用于风扇、压气机 等压缩部件的气动方案设计。



图 3 多流线计算流程图

Fig. 3 Flow chart of multi-streamline calculation

1.3 气体物性参数

在压气机气动设计计算中,常用的气体物性计 算方法参考 NASA SP-36 方法^[13]。基于基本的热力 学关系式,使用多项式拟合的计算方法求解得到气 体的物性参数,该方法具有很强的经验性,且能够计 算的参数数量和精度有限。为了精确计算气体真实 物性,得到较为精准的流场参数计算结果,在所开发 的气动设计程序中嵌入 REFPROP 软件进行气体物 性计算。

在程序中,选择空气为工质,通过已知的温度和 压力求得当前状态的焓和熵,或由焓和熵作为已知 参数,求得对应的压力、温度、比定压热容、密度、比 热比、运动黏度和声速等物性参数,具体表达式为:

$$(h,s) = f(p,T) \tag{7}$$

$$(p, T, c_p, \rho, K, \nu, c) = f(h, s)$$

$$(8)$$

式中:h—焓;s—熵;T—温度; c_p —比定压热容;K— 比热比; ν —动力粘度;c—声速。

1.4 经验模型

由于初始设计阶段对压气机内部真实强三维流 动做了大量简化假设,需要通过经验模型来模拟气 流偏转效应及粘性损失,因此在设计计算中加入经 验模型,来引入真实流动的影响。本方法中使用的 经验模型主要包括参考冲角模型、落后角模型、各总 压损失模型和堵塞模型等。总压损失模型分为叶型 损失模型、端壁损失模型、激波损失模型和叶顶间隙 损失模型等。

(13)

1.4.1 参考冲角、落后角模型

采用的参考冲角模型为 Lieblein 模型^[13-14],其 计算公式为:

$$i_{\rm ref} = (K_i)_{\rm sh} (K_i)_{\rm t} (i_0)_{10} + n\theta$$
(9)

式中: $(K_i)_{sh}$ 一冲角叶型修正系数; $(K_i)_i$ 一冲角叶 片厚度修正系数,是叶片最大厚度与弦长的函数; $(i_0)_{10}$ —NACA 65 系列 10% 厚度分布叶型零弯度的 冲角,是进口气流角和叶栅稠度的函数;n—冲角随 叶型弯角变化的斜率,也是进口气流角和叶栅稠度 的函数; θ —叶型弯角。

参考落后角模型同样选择 Lieblein 模型^[13-14] 计算,其计算公式如下:

 $δ_{ref} = (K_δ)_{sh} (K_δ)_1 (\delta_0)_{10} + mθ$ (10) 式中: $(K_δ)_{sh}$ —落后角叶型修正系数; $(K_δ)_1$ —落后 角叶片厚度修正系数; $(\delta_0)_{10}$ —NACA 65 系列 10% 厚度分布叶型零弯度的落后角; m—落后角随叶型 弯角变化的斜率。

1.4.2 叶型损失模型

采用由 Wright 等人^[15]提出的叶型损失模型,该 模型建立了叶型损失参数与当量扩散因子之间的曲 线计算关系式,并考虑了马赫数的影响。模型如下:

$$\omega_{\rm p} \frac{C_1^2}{2C_2^2} \cos\alpha_2 = f(Ma_1, \mathbf{D}_{\rm eq}) \tag{11}$$

式中: ω_{p} —叶型损失系数; C_{1} , C_{2} —叶片排进、出口截 面绝对速度; α_{2} —叶片排出口截面绝对速度气流角; Ma_{1} —叶片排进口截面马赫数; D_{eq} —当量扩散因子。 1.4.3 端壁损失模型

Wright 等人^[15]建立的端壁损失模型同样建立 了端壁损失系数与扩散因子之间的关系曲线,并考 虑了展弦比、相对间隙的影响,得到如下关系:

$$\omega_{e} \frac{H}{c} \frac{C_{1}^{2}}{C_{2}^{2}} = f(\frac{\varepsilon}{c}, \text{DF})$$
(12)

式中: ω_e —端壁损失系数;H—叶高;c—叶片弦长; ε —叶顶间隙;DF—扩散因子。

1.4.4 激波损失模型

对于跨音压气机,需要考虑激波损失对预测整体性能的显著影响。Miller等人^[16]将通道进口处的激波简化为正激波处理,通过计算激波前马赫数,进 而预测激波损失,计算模型如下:

$$\omega_{\rm s}$$
 =

$$\frac{1 - \left[\frac{(\kappa+1)Ma_{avg}^2}{(\kappa-1)Ma_{avg}^2+2}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \left[\frac{\kappa+1}{2\kappa Ma_{avg}^2 - (\kappa-1)}\right]^{\frac{1}{\kappa-1}}}{1 - \left[1 + \frac{(\kappa-1)Ma_1^2}{2}\right]^{\frac{\kappa}{1-\kappa}}}$$

式中:
$$\omega_{s}$$
—激波损失系数; Ma_{avg} —激波前马赫数。
 $Ma_{avg} = (Ma_{s} + Ma_{1})/2$ (14)
 $Ma_{s} = 1.095 + 0.03395\Delta\varphi + 1.086(Ma_{1} - 1)^{1.372}$
(15)

$$\Delta \varphi = \frac{0.625}{\sigma} (\beta_1 - \beta_2) \tag{16}$$

式中: Ma_{s} —叶型吸力面与激波交界点处的马赫数; $\Delta \varphi$ —超声速气流流过叶片转子叶栅时的转折角; β_{1},β_{2} —进、出口气流角; σ —叶栅稠度。

1.4.5 叶顶间隙损失模型

叶顶间隙存在较高的气动损失,通过叶片吸、压力面之间的压差以及叶尖间隙流流量,计算间隙流 与主流之间的总压损失。Aungier^[17]根据经验推导 出有关间隙流速度和流量的模型公式如下:

 $\Delta p_{t} = \Delta p q_{mc} / q_{m}$ (17) 式中: Δp_{t} —间隙总压损失; Δp —叶片的平均压差; q_{mc} —泄漏流质量流量; q_{m} —压气机质量流量。

$$\Delta p = \tau / (Zr_{iip} \varepsilon c \cdot \cos \gamma)$$
(18)
$$\tau = \pi \varepsilon [(r\rho C_m)_1 + (r\rho C_m)_2] [r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}]$$
(19)

式中:*τ*—间隙处的扭矩;*Z*—叶排中的叶片数;*r*_{tip}— 叶尖半径;γ—叶型安装角;*C*_m—绝对速度子午 分量。

泄漏流质量流量由以下公式估算:

$$q_{\rm mc} = \bar{\rho} U_c Z \varepsilon c \cdot \cos \gamma \tag{20}$$

$$U_{\rm c} = 0.816 \sqrt{2\Delta p / \bar{\rho} / N_{\rm row}^2}$$
 (21)

式中: $\bar{\rho}$ —平均密度; U_c —间隙流速度; N_{row} —叶 排数。

1.4.6 端壁堵塞模型

为准确预测流场堵塞发展,使用 Banjac 等人^[8] 在 Aungier^[17]研究的基础上改进和简化的边界层模型,考虑速度变化、叶片力、叶片力亏损厚度和粘性 力等的影响,而扩大边界层模型的适用性范围。计 算模型如下:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}m} [r\rho_{e}V_{e}(\delta - \delta^{*})] =$$

$$0.030 \ 6r\rho_{e}V_{e}\left(\frac{\delta - \delta^{*}}{\theta} - 3\right)^{-0.653} \qquad (22)$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}m}(r\rho V_{\mathrm{e}}^{2}) + r\rho V_{\mathrm{e}}\delta^{*} \frac{\mathrm{d}V_{\mathrm{e}}}{\mathrm{d}m} = r(\tau_{\mathrm{w}} + \varepsilon_{\mathrm{f}}f) \quad (23)$$

式中:V—速度; δ —边界层厚度; δ^* —边界层位移厚度; θ —边界层动量厚度; τ_w , ε_f ,f—壁面剪切应力、叶片力亏损厚度、叶片力;下角标 e—边界层边界处参数。

2 叶片造型方法

基于准二维设计计算结果,获得沿径向不同流 线位置的叶片进/出口几何角、弦长等几何参数,参 照叶片造型设计规范,使用参数化造型方法,在流面 上进行叶片造型。

根据不同设计对象和不同来流进口马赫数采用 不同的叶型,高亚音流场多采用双圆弧叶型,亚音流 场可选择采用 NACA-65 叶型、C-4 叶型等。构造二 维叶型使用中弧线叠加厚度分布的方法,具体的叶 片造型流程如下:

(1)构造中弧线:根据多流线计算结果得到叶 片几何参数及设计参数,包括进/出口几何角、叶型 弯角、安装角和弦长等,使用圆弧、样条或多项式拟 合曲线来生成中弧线;

(2)厚度分布叠加:在确定中弧线后,由包含厚度及其相对位置的厚度分布数据生成厚度分布曲线,在中弧线上叠加相应的厚度,得到叶型吸力面和压力面型线;

(3)前、尾缘处理:为得到封闭、光滑的叶型型 线,需要对叶型前、尾缘进行处理,由前、尾缘点及给 定的前、尾缘厚度保证前、尾缘在吸、压力面上与型 线光滑相切;

(4) 三维积叠:不同叶高的二维基元叶型需要 按照一定规律展向积叠,得到三维几何叶片。叶片 的积叠规律有前缘积叠、重心积叠、尾缘积叠和一定 弦长位置积叠。一般选用重心积叠,积叠轴选取在 叶片重心处。

完成造型后,输出各叶高截面叶型数据,生成用 于三维数值模拟的叶片几何模型。

3 轴流压气机准二维气动设计方法验证

为验证基于准二维多流线法气动设计程序的准确性和基于准二维设计的气动设计方法的正确性,选择公开的压气机算例进行设计验证。本文选择的研究对象为 NASA Rotor 67 跨音风扇转子,参照其设计参数,使用准二维的多流线方法设计计算,由叶片造型程序生成叶片几何模型,通过三维数值模拟计算,与试验数据和原型几何模型数值模拟结果对比,对设计程序和方法进行验证。

3.1 多流线法设计与叶片造型

NASA Rotor 67 是一个跨音两级风扇的进口级转子,采用低展弦比设计。因其具备较为详细的设计和试验数据^[18-20],故在各种设计程序和 CFD 代码的验证测试中得到广泛应用。Rotor 67 主要参数如表1 所示。

表 1 **Rotor** 67 主要参数

Tab. 1 Main parameter of Rotor 67

参 数	数值		
设计质量流量∕kg⋅s ⁻¹	33.25		
设计总压比	1.63		
转速/r・min ⁻¹	16 042.8		
叶尖相对马赫数	1.38		
展弦比	1.56		
轮毂比	0.375		
叶尖稠度	1.29		
叶根稠度	3.11		
叶尖间隙/mm	1.016		
叶片数	22		

根据其设计参数,使用多流线程序进行单转子 设计计算。参考设计报告中的通流设计计算结 果^[18],扭向规律采用与之相接近的等环量分布。由 于该风扇径向尺寸较大、叶片扭转剧烈,3条流线不 足以充分描述流场细节,使用包括叶尖、中径和叶根 在内共有5条流线的多流线法计算转子进、出口的 流场气动参数,设计单转子的流道几何与原型几何 结果对比如图4所示。进、出口相对气流角径向分 布结果对比如图5所示。

对比通流结果可知,多流线设计的转子几何在 出口截面的结果较原型略有偏差,相对气流角与通 流计算的趋势吻合较好,验证了多流线设计程序的 准确性。











选取双圆弧叶型,中弧线叠加由前、尾缘厚度和 最大相对厚度生成的厚度分布曲线,使用圆形前缘, 得到各截面的二维叶型,根据上述多流线设计得到 的转子进/出口几何角、叶型弯角、安装角及弦长等 几何参数,采用重心积叠的方式生成三维叶片,如图 6 所示。





3.2 数值计算方法

转子网格划分使用 NUMECA 软件中的 AutoGrid5 模块进行,采用结构化网格,叶片通道区为 O4H 型 拓扑结构,对转子叶片端区及前、尾缘进行了局部网 格加密,对近壁面网格加密,以满足 y⁺ <1。Rotor 67 计算网格如图 7 所示。网格数约为 126 万,根据对 该转子的研究^[20-21],当前网格数已满足网格无关性 要求。



图 7 Rotor 67 计算网格 Fig. 7 Rotor 67 computational grids

三维数值模拟计算采用商业软件 ANSYS CFX 求解雷诺平均 Navier-Stokes 方程。采用 SST 湍流模 型,进行单通道计算。工质选择理想气体,进口边界 条件设定如下:进口总压 101 325 Pa,进口总温 288.15 K,轴向进气。给定出口平均静压作为出口 边界条件;叶片表面、机匣和轮毂壁面均设定为绝热 无滑移的边界条件;转子两侧设置为周期性边界条 件。计算中通过逐渐提高背压来逼近失速点,获得 特性线。 为验证数值计算方法的合理性,依据网格条件 及计算方法计算 Rotor 67 的特性,100%转速下数值 计算结果与试验数据对比如图 8 所示。由图可知, 总压比和等熵效率随流量的变化趋势与试验值一 致,总压比、等熵效率均略低于试验值。这与许多研 究中该转子的计算结果相符,说明采用的计算网格 和数值模拟方法得到的结果较为可靠,满足本文研 究需求。







3.3 设计方案验证与分析

将多流线设计的单转子在 100% 转速下的特性 与原型计算值及试验值进行对比,结果如图 9 所示。 转子峰值效率点的性能误差如表 2 所示。通过对比 可以看到,设计转子压比、效率特性与原型趋势基本 一致,对于堵塞流量点的预测较为准确,但未能捕捉 到失速流量点,流量范围小于原型。在 100% 转速 不同流量工况下,设计转子总压比特性与原型吻合 较好,但等熵效率偏低,峰值效率点性能与原型的相



图 9 设计转子在 100% 转速下的性能对比

Fig. 9 Comparison of performance of designed rotor at 100% speed



Tab. 2 Comparison of performance parameters of rotor peak efficiency points

参数	试验值	原型计算值	设计计算值	与原型偏差/%
总温比	1.164	1.164	1.169	0.429
总压比	1.642	1.625	1.626	0.062
等熵效率	0.930	0.906	0.881	-2.760

为了分析设计转子与原型流场的细节差别,选 取 100% 转速下峰值效率点的流场,对比多流线与 三维数值模拟计算结果。试验测点布置如图 10 所 示。参照测点布置位置,得到转子出口参数的径向 分布结果如图 11 所示。由图 11 可知,多流线结果 的总温比、总压比和等熵效率在出口均匀分布,这与 多流线沿径向等总焓、等熵假设及采用的等环量分 布相符,且结果与试验值相近。





Fig. 10 Rotor 67 test measurement position



Fig. 11 Comparison of radial parameter distributions at the outlet of rotor

设计转子三维计算的总压比、总温比在 50% 叶 高位置与多流线、试验及原型计算结果吻合,在叶尖 和叶根部分均有偏差,表现为叶尖做功能力加强而 叶根做功能力不足,这与叶片造型时对叶尖和叶根 型面的处理有关。由于简化假设限制,准二维阶段 的多流线设计采用较为简单的扭向规律,无法实现 经过修正的、较为复杂的扭向分布,设计精度欠佳。 为实现设计方案性能目标,需要进一步提高叶片造 型阶段的精度要求,对各截面基元叶型实施更合理、 精细的厚度分布规律并开展精细化前、尾缘厚度 设计。

设计转子三维计算的等熵效率在叶中以下部分 与原型结果基本一致,在叶尖部分小于原型。原因 是跨音转子叶尖存在较强的激波干涉和泄漏涡等因 素,使得叶尖流动较为复杂,而多流线方法虽考虑激 波损失的影响,但径向计算流线过少,过度简化掺混 导致的熵增,对端壁区尤其是叶尖部分损失的预测 仍不够充分。通过增加流线和添加更合适的总压损 失模型组合来尽可能充分地考虑三维和粘性效应带 来的影响,提高对流场预测的准确性。

4 结 论

(1)准二维快速气动设计程序能够快速提供满 足轴流压气机初始设计阶段需要的流道几何和气动 布局方案,具有计算速度快、计算稳定性强且具有一 定精度的特点,兼具快速、稳定特点的多流线法可为 有复杂气动布局的变循环轴流压缩系统一体化初始 气动设计提供一个方法。

(2)准二维快速气动设计程序通过嵌入经验模型初步考虑了端壁损失以及间隙损失等复杂流动效应,但由于受模型简化所限以及经验模型适用范围有限的影响,对由端壁曲率以及粘性剪切效应等引起的叶尖和叶根处流场变化的预测精度仍欠佳,需校准、改进经验模型,提高模型适用性和预测精度,形成更合理的经验模型组合。

(3) 将准二维的多流线法衔接叶片参数化造型,通过三维数值模拟特性验证和流场分析发现,多 流线设计得到的单转子基本满足初始设计方案精度 要求,但后续使用需通过优化气动设计,施加更精细 的叶片造型技术,从有效控制激波强度的中弧线和 型线设计、精细化前缘设计以及三维弯掠设计等方 面入手,优化压气机叶片设计,进一步提高设计方案 的性能。 (4)多流线法作为初始设计阶段的设计方法, 气动设计参数的给定受限于设计者经验,可根据二 维通流或三维数值模拟的流场分析结果指导初始设 计阶段设计的选择,为气动布局方案改进提供指导 方向。

综上所述,轴流压气机准二维快速气动设计能 够提供轴流压气机初始设计阶段所需的子午气动布 局,为基于通流或高精度三维计算、进一步优化气动 设计提供良好的初始设计方案。

参考文献:

- [1] 任兰学,李 冬,王 琦,等. 舰船大功率轴流压气机气动设计 研究[J]. 热能动力工程,2019,34(12):40-47.
 REN Lanxue, LI Dong, WANG Qi, et al. Aerodynamic design of marine high power axial-compressor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(12):40-47.
- [2] 陈禹田,姜玉廷,洪青松,等. 多级轴流压气机气动设计体系的 国内外研究进展[J]. 热能动力工程,2021,36(11):1-12.
 CHEN Yutian, JIANG Yuting, HONG Qingsong, et al. Research progress on aerodynamic design systems of multistage axial compressor at home and abroad[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2021,36(11):1-12.
- [3] SHAHPAR S. Optimisation strategies used in turbomachinery design from an industrial perspective [M]. Belgium: Von Karman Institute, 2014.
- [4] NICLAS F. Axial flow compressor mean line design[D]. Sweden: Lund University, 2008
- [5] DANIELE P. Two dimensional design of axial compressor-An enhan-ced version of LUAX-C[D]. Sweden: Lund University, 2013
- [6] ALEXANDER V R. A computer program for the coupled implementation of meanline and throughflow methods to simplify the aerodynamic design of multistage axial compressors [D]. Daytona Beach: Embry-Riddle Aeronautical University, 2016.
- [7] TOURNIER J M, EL-GENK M S. Axial flow, multi-stage turbine and compressor models [J]. Energy Conversion and Management, 2010,51(1):16-29.
- [8] BANJAC M, PETROVIC M V, WIEDERMANN A. Secondary flows, endwall effects, and stall detection in axial compressor design[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5):1-12.
- [9] 张 军.多级轴流压气机方案设计与特性计算研究[D].北 京:北京理工大学,2016.

ZHANG Jun. Preliminary design and performance calculation for multistage axial flow compressor [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology,2016.

[10] 巫骁雄,刘 波,唐天全. 流线曲率法在多级跨声速轴流压气机特性预测中的应用[J]. 推进技术, 2017, 38 (10):
 2235-2245.

WU Xiaoxiong, LIU Bo, TANG Tianquan. Application of streamline curvature method for multistage transonic axial compressor performance prediction [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017,38(10);2235-2245.

[11] 孙兰廷.基于粘性流线曲率法的轴流压气机性能预测[D]. 大连:大连理工大学,2021.

> SUN Lanting. Performance prediction for axial compressor based on viscous streamline curvature method[D]. Dalian; Dalian University of Technology, 2021.

 [12] 向 航,陈 江,任兰学,等.燃气轮机多级轴流压气机快捷
 一体化气动设计与性能优化研究[J].热能动力工程,2021, 36(9):1-9.

XIANG Hang, CHEN Jiang, REN Lanxue, et al. Research on fast integrated aerodynamic design and performance optimization of the multistage axial compressor of gas turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(9):1-9.

- [13] BULLOCK R O, JOHNSEN I A. Aerodynamic design of axial-flow compressors[R]. NASA-SP-36, 1965.
- [14] LIEBLEIN S. Incidence and deviation angle correlations for compressor cascades [J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(3):575-584.
- [15] WRIGHT P I, MILLER D C. An improved compressor performance prediction model[R]. Derby, UK: Rolls-Royce Ltd, 1992.
- [16] 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.
- [17] AUNGIER R H. Axial flow compressors A strategy for aerodynamic design and Analysis[M]. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2003.
- [18] URASEK D C, GORRELL W T, CUNNAN W S. Performance of two-stage fan having low-aspect-ratio first-stage rotor blading [R]. NASA-TP-1349, 1979.
- [19] STRAZISAR A J, WOOD J R, HATHAWAY M D, et al. Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor [R]. NASA-TP-2879, 1989.
- [20] 杜 娟. 跨音压气机/风扇转子叶顶泄漏流动的非定常机制研究[D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2010.
 DU Juan. Investigation on the unsteady mechanism of tip leakage flow in transonic compressor/fan rotors[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2010.
- [21] 郑 覃,羌晓青,滕金芳.变稠度条件下跨音速压气机激波结构和流场性能的数值研究[J].热能动力工程,2015,30(3): 358-363,490.

ZHENG Tan, QIANG Xiaoqing, TENG Jinfang. Numerical study of the shock wave configuration and performance of the flow field in a transonic compressor under the condition of a variable solidity [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2015, 30(3):358-363,490.

(刘 颖 编辑)