

文章编号: 1000-8055(2007)06-0955-06

一种工程实用的多级轴流压气机特性 二维数值计算方法

程荣辉^{1,2}, 雷丕霓², 刘 波³, 周拜豪², 周 盛¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083;

2. 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500;

3. 西北工业大学 动力与能源工程学院, 西安 710072)

摘 要: 采用二维(轴对称)数学模型,应用流线曲率法求解多级轴流压气机特性. 各种不同因素对落后角和损失的影响以分量的形式表示. 该方法通过了大量试验数据的校核,具有较高的准确度. 对一台多级轴流压气机的计算结果与试验数据的对比分析表明,该方法能较好地预测多级轴流压气机的特性和非设计工况下级间参数的分布.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 多级轴流压气机; 流线曲率法; 损失和落后角模型; 特性; 二维数值计算
中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

A two-dimension numerical method for multi-stage axial compressor performance in engineering applications

CHENG Rong-hui^{1,2}, LEI Pi-ni², LIU Bo³,
ZHOU Bai-hao², ZHOU Sheng¹

(1. School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

2. Gasturbine Establishment of China, Chengdu 610500, China;

3. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The multi-stage axial compressor performance was measured using a streamline curvature method based on two-dimension(axisymmetric) mathematical model. The influence of various factors on the deviation angle and loss was represented by components. After being verified through a number of experiment data, this method offers an extremely high accuracy. By comparing the calculated results and test data for a multi-stage axial compressor, this method demonstrates that it could assist in predicting the characteristics of multi-stage axial compressor and spanwise parameter distribution under off-design working conditions.

Key words: aerospace propulsion system; multi-stage compressor;
streamline curvature method; loss and deviation angle model;
performance; two-dimension numerical calculation

收稿日期: 2006-09-11; 修订日期: 2006-12-05

作者简介: 程荣辉(1965-),男,江西武宁人,中国燃气涡轮研究院研究员,北京航空航天大学能源与动力工程学院博士生,主要从事航空发动机、风扇/压气机设计与研究.

航空发动机在不同工况下工作,要求压气机在设计状态和非设计状态均具有良好的性能.在压气机气动设计中,需要对非设计工况下压气机的性能进行较准确的预估,以便对设计参数进行调整和优化,确保全工况性能达到预定要求.压气机特性计算的作用有:(1)在设计过程中评估压气机特性,使设计者能对压气机性能进行综合优化;(2)计算各种工况下压气机流场参数,作为设计参数调整的依据;(3)初步确定静叶调节规律,可以指导压气机性能试验,减少试验时间,节省经费;(4)给发动机总体提供压气机特性,以对发动机性能进行分析和评估.

由于压气机内部流动的复杂性,要准确预估压气机的特性,是很困难的.目前用于压气机设计的工程方法主要有统计法、一维计算方法和二维轴对称方法.统计法是根据转速变化时压气机的参数在最佳工作状态曲线上变化的一般规律与压气机的特性之间相似性得到的,是以对轴流压气机的试验特性数据分析为依据而建立的一种近似计算方法.一维计算方法是按照给定的平均半径上的叶排参数计算压气机特性,该方法没有考虑径向参数的变化,当径向参数变化比较显著时,应用该方法的预估结果不能反映这种趋势.近年来全三维方法开始用于计算压气机特性,并取得较好进展.但由于压气机内部流动的复杂性,特别是非设计状态易于出现的气流分离,难以准确模拟,稳定边界的判断也很困难,全三维方法还难以用于预估压气机全工况性能.世界各大发动机公司在压气机工程设计中,均较多地采用二维轴对称计算方法预估压气机特性,这种方法与一维计算相比,能够全面反映设计参数径向分布和叶片造型参数对压气机特性的影响,同时,在落后角和损失模型中反映各大公司多年积累的试验结果,计算准确度较高,是设计过程中预估压气机特性的主要方法,由于涉及各公司的关键技术,这种方法和程序被作为各公司的核心秘密^[1].国内在多级

轴流压气机设计中的一大制约因素是不能较准确地预估特性,造成设计中各级之间匹配难以全面考虑,设计状态和非设计状态的性能难以做到综合平衡,针对这一技术瓶颈,本文研究一种工程实用的轴流压气机特性二维预估方法,以流线曲率法求解完全径向平衡方程得到压气机内部流场.计算站设在叶片排轴向间隙中,用堵塞系数来考虑环壁附面层的堵塞影响,通过以试验数据为基础的经验关系式来计算气流经过叶片排的损失和落后角.该方法能较全面真实地反映各种工况下压气机的特性和内部流场,并且计算时间短,可以在压气机设计时,预估设计性能,分析设计方案存在的问题,并为优化设计提供依据,已经在多个压气机设计中得到应用,取得了较好的效果.

1 多级轴流压气机特性二维数值计算方法

1.1 基本方程

计算是在叶片排轴向间隙中进行的,考虑的假设条件有:(1)无粘性气体流动假设.粘性的影响用附面层造成流通面积的减少和它引起的流动损失来考虑.(2)定常流动假设.用绝对坐标系来考察通过静止叶片排的流动,用相对坐标系来考察通过旋转叶片排的流动.在这种条件下,如果把叶片出口的气流参数取平均值并作为下一叶片排的进口条件(即相当于消除了气流参数的周向梯度),则可以认为静子叶片排中的绝对流动和旋转叶片排中的相对流动都是定常的.(3)轴对称流动假设.由绝热、无粘、定常、轴对称假设,可得到叶片轴向间隙中气体流动的控制方程

$$\frac{\partial V_m^2}{\partial l} = \Psi V_m^2 + \Phi \quad (1)$$

其中

$$\Psi = -2A \cos^2 \beta$$

$$\Phi = 2B \cos^2 \beta$$

$$A = \frac{\sin(\Phi + \gamma)}{1 - Ma_m^2} \left[\frac{\sin \Phi}{r} (1 + Ma_m^2) + \frac{\tan(\Phi + \gamma)}{R_m} + \frac{1}{\cos(\Phi + \gamma)} \frac{\partial \Phi}{\partial l} \right] + \frac{\cos(\Phi + \gamma)}{R_m} + \frac{\tan^2 \Phi}{r} \cos \gamma + \tan \beta \frac{\partial \tan \beta}{\partial l} + \frac{2\omega \tan \beta}{V_m} \cos \gamma + \frac{k-1}{2k\sigma \cos^2 \beta} \frac{\partial \sigma}{\partial l}$$

$$B = \frac{\partial I}{\partial l} + \frac{k-1}{k\sigma} I \frac{\partial \sigma}{\partial l} + \frac{k-1}{2k\sigma} \omega^2 r^2 \frac{\partial \sigma}{\partial l}$$

$$G = \int_{\text{hub}}^{\text{tip}} 2\pi r \rho V_m \cos \Phi (1 - \tan \gamma \tan \Phi) dr \quad (2)$$

公式中的角度定义见图 1.

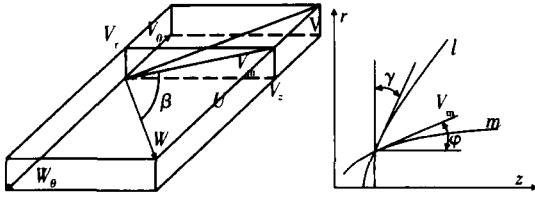


图 1 角度定义

Fig. 1 Defining angle

定义熵函数

$$\sigma = \frac{p^*/p_0^*}{(T^*/T_0^*)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (3)$$

其中下标 0 表示某个起始状态,该处气流的熵是均匀的.

定义转焓 I

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (4)$$

1.2 落后角和损失模型

为了得到叶片排出口的气流参数总温 T^* 、总压 p^* 、气流角 β , 需要根据由试验数据为基础建立的经验关系式来计算气流落后角和损失. 在本文中将落后角和损失分为不同的分量, 每个分量对应不同的影响因素, 这样处理的合理性已得到广泛验证^[2-7].

1.2.1 落后角的计算

$$\delta = \delta_{\min} + \delta_i + \delta_{VA} + \delta_M + \delta_k + \delta_h \quad (5)$$

式中 $\delta_{\min}$ 为最小损失落后角.

$$\delta_{\min} = (ks)_{sh} (ks)_t (\delta_0)_{10} + \frac{m + 0.05(\bar{a} - 0.5)\theta}{(\tau)^n} \quad (6)$$

式中 $(ks)_{sh}$ 是叶片形状与标准叶型不同时的修正系数(亚声速叶型取 0.7~1.0, 超声速叶型取 1.0~1.1); $(ks)_t$ 是叶片最大相对厚度不等于 10% 时

的修正系数; $(\delta_0)_{10}$ 是 10% 厚度分布的标准叶型零弯度落后角.

(5) 式中, δ_i 为由于攻角变化而引起的落后角.

$$\delta_i = 0.5 \frac{\partial \delta}{\partial i} (i_{choke} - i_{ref}) \quad i \leq i_{choke} \quad (7)$$

$$\delta_i = \frac{\partial \delta}{\partial i} \frac{(i - i_{ref})(i + i_{ref} - 2i_{choke})}{2(i_{ref} - i_{choke})} \quad i_{choke} < i \leq i_{ref} \quad (8)$$

$$\delta_i = (i - i_{ref}) \left[1 + \frac{\left(1 - \frac{\partial \delta}{\partial i}\right)(i + i_{ref} - 2i_{stall})}{2(i_{stall} - i_{ref})} \right] \quad i_{ref} < i < i_{stall} \quad (9)$$

$$\delta_i = i - i_{stall} + 0.5 \left(\frac{\partial \delta}{\partial i} + 1 \right) (i_{stall} - i_{ref}) \quad i_{stall} \leq i \quad (10)$$

$$i_{stall} = i_{ref} + 1.5 \left[10.0 + \frac{\theta(55.0 - \beta_k)}{150.0} \right] \cdot (0.5 + 5.0 \times c) \quad (11)$$

$$i_{choke} = i_{ref} - \left[10.0 - \frac{\theta(\beta_k - 40.0)}{450.0} \right] \cdot (0.5 + 5.0 \times c) \quad (12)$$

$$i_{ref} = (k_i)_{shape} (k_i)_{th} (i_0)_{10} - n\theta \quad (13)$$

(5) 式中, δ_{VA} 为流管面积变化时对落后角的影响.

$$\delta_{VA} = 10.0 \times \left[1.0 - \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \right] \quad (14)$$

(5) 式中, δ_M 为马赫数对落后角的影响.

$$\delta_M = (\beta_s - \beta_{s_0}) \times (1.0 - f\lambda) \quad (15)$$

(5) 式中 δ_k 为径向间隙对落后角的影响.

对悬臂静子

$$\delta_k = 0.1 \arctan \left\{ 0.03 \tau \left[1.0 + \frac{\Delta_r}{0.14 \Delta_r \left(\frac{0.15b}{\Delta_r} \sqrt{c_v} \right)} \right] \right\} (1.0 - 3.3\bar{h})^3 \quad (16)$$

对转子

$$\delta_k = 0.2 \arctan \left\{ 0.03 \tau \left[1.0 + \frac{\Delta_r}{0.14 \Delta_r \left(\frac{0.15b}{\Delta_r} \sqrt{c_v} \right)^{0.85}} \right] \right\} \left(\left| 2.0\bar{h} - \frac{1.0}{h} \right| \right)^3 \quad (17)$$

式中 δ_h 为叶型过扭对落后角的影响.

$$\delta_h = \frac{-0.5 \times (\delta_{\min} + \delta_i + \delta_{VA} + \delta_M) \times (\bar{n} - 0.85)}{0.15} \quad (18)$$

1.2.2 损失的计算

$$\omega = (\omega_{\min} + \omega_M + \omega) \left(1.0 + \left| \frac{i - i_M}{W} \right|^3 \right) + \omega_k \quad (19)$$

其中 $\omega_{\min}$ 为叶型损失, 由 D 因子与损失参数的关联关系式计算.

ω_M 为激波损失.

$$\omega_M = \frac{\left(\frac{Ma_s^2}{\frac{k-1}{k+1} Ma_s^2 + \frac{2}{k+1}} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{1}{\frac{2k}{k+1} Ma_s^2 - \frac{k-1}{k+1}} \right)^{\frac{1}{k-1}} - 1.0}{\left(1.0 + \frac{k-1}{2} Ma_s^2 \right)^{-\frac{k}{k-1}} - 1.0} \quad (20)$$

$$Ma_s = \frac{Ma_{w1} + Ma_B}{2.0}$$

式中 Ma_B 是叶栅吸力面上由进口到激波入射点 B 经 Prandtl-Meyer 膨胀后的马赫数; ω 为端区损失.

当 $\bar{h} \leq 0.5$ 时

$$\omega = 0.5 \omega_{\min} (-2.0 \bar{h} + 1.0)^3 KL \quad (21)$$

当 $\bar{h} \geq 0.5$ 时

$$\omega = \omega_{\min} (2.0 \bar{h} - 1.0)^3 KL \quad (22)$$

(19) 式中 ω_k 为径向间隙造成的损失.

对转子

$$\omega_k = 0.4 \frac{0.3 \theta_v^2 \Delta_r}{r_{\text{tip}} - r_{\text{hub}} \sin^3 \beta_{\text{cp}}} \frac{\sin^2 \beta_n}{\sin^3 \beta_{\text{cp}}} \left(\left| 2.0 \bar{h} - \frac{1.0}{h} \right| \right)^3 \quad (23)$$

对悬臂静子

$$\omega_k = 0.2 \frac{0.3 \theta_v^2 \Delta_r}{r_{\text{tip}} - r_{\text{hub}} \sin^3 \beta_{\text{cp}}} \frac{\sin^2 \beta_n}{\sin^3 \beta_{\text{cp}}} (1.0 - 3.3 \bar{h})^3 \quad (24)$$

1.3 稳定工作边界的预测方法

在本文中计算特性时, 稳定工作边界处的状态是基于以下 3 个准则决定的, 即: (1) 达到最大压升点; (2) 在任意叶片排 (或任意叶片排组) 中达到扩散因子的临界值; (3) 流场中出现倒流情况.

2 多级轴流压气机特性计算与试验结果对比分析

本文利用一台多级轴流压气机的试验结果, 对预测的压气机特性和级间参数的分布进行对比分析. 该压气机的试验是在中国燃气涡轮研究院单/多级压气机试验台上进行的. 多级轴流压气机的特性计算是在已知压气机流路及其叶排间隙站上叶片的几何参数, 给定相对换算转速和对应的流量, 进口总温、总压分布以及第一站和最后一站

流线曲率为零的条件下进行的. 采用堵塞系数来考虑端壁附面层对通道面积的影响. 为了加速收敛, 引入了子午速度松弛因子和流线松弛因子.

2.1 总特性对比分析

在特性计算中, 各计算站堵塞系数参考通流计算给出. 图 2 是该多级轴流压气机的计算特性与试验结果的对比. 从特性比较图中可以看出, 计算值与试验结果达到较好的一致性. 从流量来看, 除相对转速 1.0 时计算流量偏大外, 其他转速流量较为一致, 尤其是在低转速下流量计算值和试验结果非常吻合, 这对于压气机设计时, 这些工况的性能优化具有很好的作用. 从效率来看, 效率随转速变化的包络线计算值与试验结果趋势一致, 达到了较高的工程精度. 计算效率在数值上与试验结果还有一定误差. 从稳定工作边界看, 低转速下计算结果与试验结果吻合较好, 高转速低于试验结果.

2.2 级间参数对比分析

级间试验数据是由安装在各级静子前缘的总温、总压受感部来测取转子叶排后参数. 为了便于和试验数据进行比较, 特性预估时采用单点计算, 即每次只计算一个状态点, 计算中进口条件和转速与试验时的测量值保持一致, 以总压比相同作为比较的基础. 图 3~图 5 分别给出了相对转速 1.0 时对应的近堵点、最高效率点和近喘点级间总温、总压的计算值与试验结果的对比. 图中比较的参数为各级转子和静子叶排之间的总温和总压, 标记的数字为对应的级数顺序号, 如“1”为第 1 级转子和静子叶排间参数, 虚线为试验结果, 实线为计算值. 由图中可以看出, 计算结果能够较准确地捕捉级间参数沿径向的分布趋势, 即根尖的

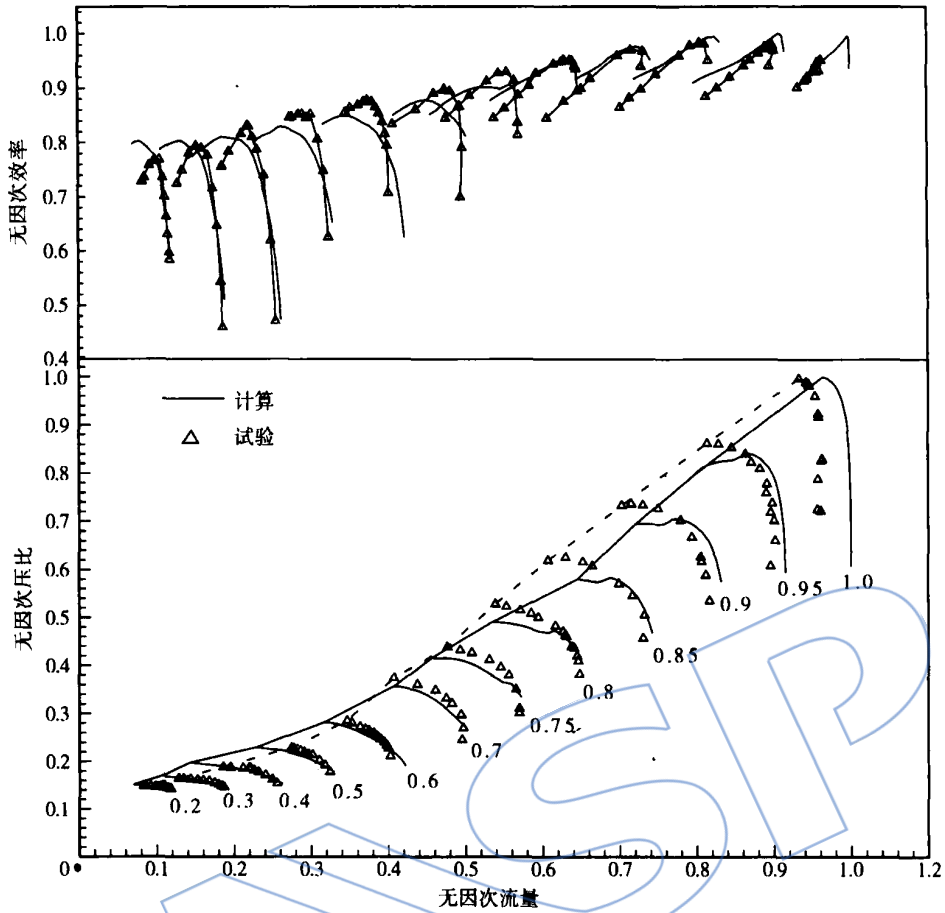


图 2 一台多级轴流压气机计算特性与试验结果比较

Fig. 2 Overall performance comparison of a multistage axial compressor

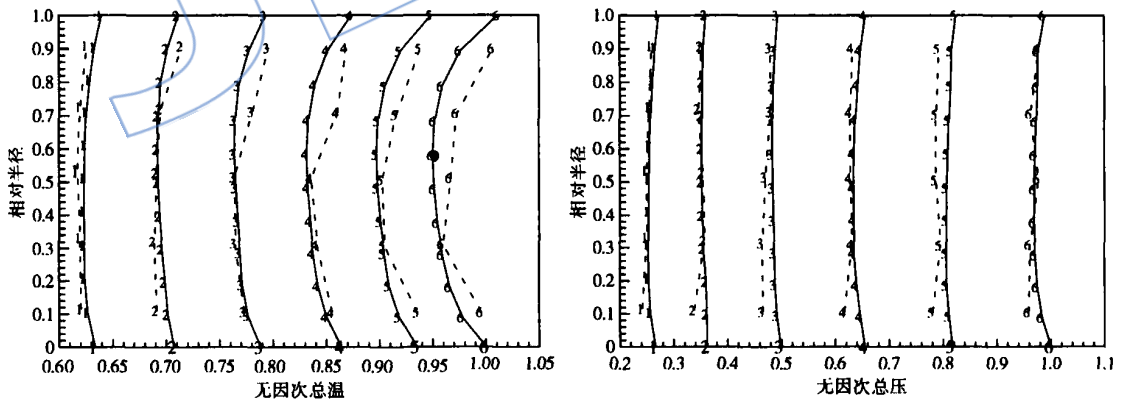


图 3 100 %相对换算转速近堵点各级转子后绝对总温、总压比较

Fig. 3 Radial comparison on total temperature and total pressure at 100 %NC, near choke

总温比叶中的高,总压径向分布比较均匀.级间总压的计算值与试验结果吻合较好,在 3 个工作状态均能准确预估各级总压沿径向分布,6 级计算的累计误差小于 4 %,每一级的计算误差小于 2 %,这在工程设计中可认为是很高的精度,可作为修改设计的重要依据;总压分布的计算结果在近堵点和最高效率点比在近失速点计算准确度

高,说明大正攻角下落后角模型还需进一步改进.总温的计算值比试验值低,并且从前面级到后面级差别逐步增大,这是导致在总特性图上 1.0 转速效率偏高的原因.在总温的比较图中可以看出,叶排根部和尖部的计算值与试验值的差异更大,这与模型考虑端壁影响以及三维效应不足有关.

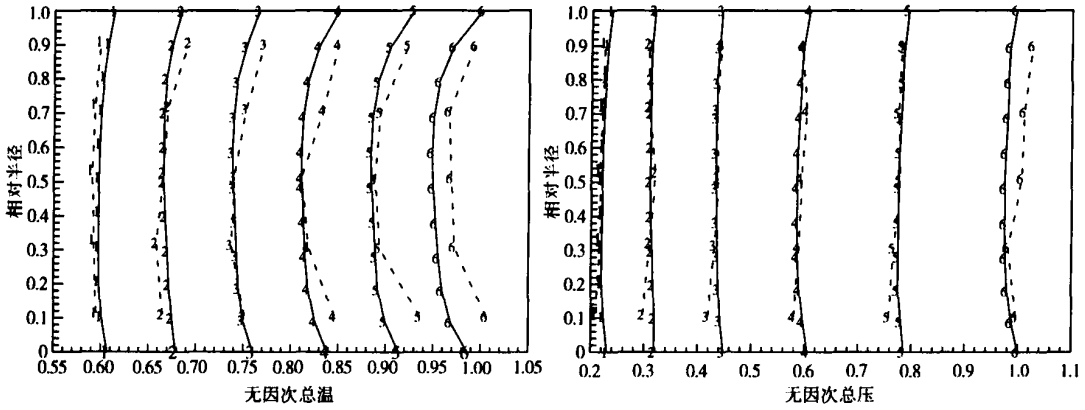


图4 100%相对换算转速最高效率点各级转子后绝对总温、总压比较

Fig. 4 Radial comparison on total temperature and total pressure at 100 %NC,peak efficiency

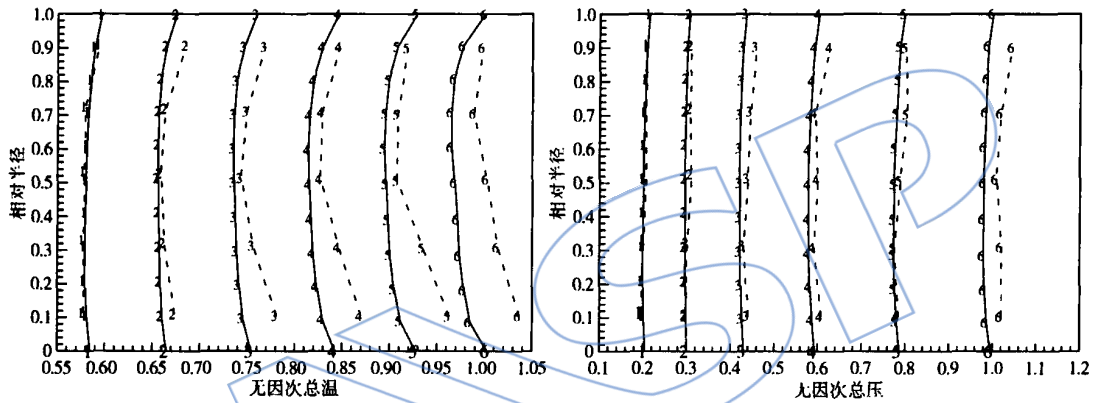


图5 100%相对换算转速近喘点各级转子后绝对总温、总压比较

Fig. 5 Radial comparison on total temperature and total pressure at 100 %NC,near stall

3 结 论

本文采用基于二维(轴对称)数学模型的流线曲率法计算多级轴流压气机特性.通过对计算结果与试验结果的对比分析,可以得出:

(1) 通过对落后角和损失影响因素进行基于物理本质的分析,以叶栅试验数据和全台压气机试验数据为基础建立的落后角和损失数学模型,能够比较真实地反映多级轴流压气机内部的流动;

(2) 本文的二维多级轴流压气机特性计算方法,由于能较好地预估多级轴流压气机特性,以及级间参数的分布,可为压气机的设计提供一个有力的分析工具.

参考文献:

[1] 程荣辉.轴流压气机设计技术的发展[J].燃气涡轮试验与研究,2004,(2):1-8.
CHENG Ronghui. Development of design technology for axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2004(2):1-8.

[2] Boyer K M. An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic compression systems [D]. Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001.
[3] 胡骏.均匀与非均匀进气条件下多级轴流压气机性能计算-均匀进气及径向畸变的影响[J].航空动力学报,2000,15(3):225-228.
HU Jun. Calculation of off-design performance of multi-stage compressors with uniform and radial distorted inlet flow[J]. Journal of Aerospace Power,2000,15(3):225-228.
[4] Johnsen I A,Bullock R O. Aerodynamic design of axial-flow compressor(revised) [M]. NASA SP36,1965.
[5] Mönig R,Mildner F,Röper R. Viscous-flow 2D-analysis including secondary flow effects[R]. 2000-GT-628.
[6] König W M,Hennecke D K,Fottner L. Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compreddor bladings:Part I-A model for subsonic flow[R]. 94-GT-335.
[7] König W M,Hennecke D K,Fottner L. Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compreddor bladings:Part II-A model for supersonic flow[R]. 94-GT-336.