

# 多级轴流压气机叶尖间隙工程设计与验证

朱伟,曹传军,顾志祥,覃会

(中国航发商用航空发动机有限责任公司,上海200241)

**摘要:**建立了民用航空发动机压气机叶尖间隙工程设计方法。首先,根据设计点要求进行初始冷态间隙计算,而后基于强度分析得到的变形量、制造公差、配合关系、稳态不平衡响应以及发动机工作状态等因素评估其余考核工况点间隙,经过迭代调整后得到满足安全要求的间隙值,最后根据试验数据修正得到最终冷态间隙值。以某高负荷压气机第7级转子为例开展了叶尖间隙设计,并与试验验证结果进行对比,证明了所提方法的可行性和合理性,采用该方法获得了安全可靠的叶尖间隙设计结果。

**关键词:**民用航空发动机;轴流压气机;叶尖间隙;工程设计;验证

中图分类号:V231.3 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.01.010

[引用本文格式]朱伟,曹传军,顾志祥,等.多级轴流压气机叶尖间隙工程设计与验证[J].热能动力工程,2024,39(1):89-97.  
ZHU Wei, CAO Chuan-jun, GU Zhi-xiang, et al. Tip clearance engineering design and verification of multi-stage axial compressors[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(1): 89-97.

## Tip Clearance Engineering Design and Verification of Multi-stage Axial Compressors

ZHU Wei, CAO Chuan-jun, GU Zhi-xiang, QIN Hui

(AECC Commercial Aircraft Engine Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 200241)

**Abstract:** This paper presents the engineering design method of tip clearance in a civil aero-engine compressor. Firstly, the initial cold-state clearance is computed based on the design point requirements. Subsequently, the clearance at other assessment points is assessed considering the deformation calculation of strength analysis, manufacturing tolerance, fit relationship, steady-state unbalanced response and engine operation. Through a series of iterations, a safe clearance is determined. Ultimately, the final cold-state clearance is obtained according to the experimental data correction. Taking the seventh stage rotor of a high-load compressor as an example, the blade tip clearance design is carried out. The feasibility and rationality of the proposed method are substantiated by comparing the results with experimental verification. The design results of safe and reliable blade tip clearance has been obtained by this method.

**Key words:** civil aero-engine, axial compressor, tip clearance, engineering design, verification

## 引言

高效率、高负荷多级压气机设计技术是大涵道比涡扇发动机的关键技术。为了满足大涵道比涡扇

发动机大推力、低油耗的发展需求,高压压气机在保证一定稳定工作裕度的同时,其压比和效率指标也在持续提高。高压压气机各性能指标在一定程度上均受叶尖间隙(转子叶片与机匣的间隙)的影响<sup>[1-4]</sup>。一方面,由于叶尖间隙的存在,叶尖气流在

吸、压力面压差的作用下形成间隙流,间隙流引起的流道堵塞既改变了压气机的流量,也削弱了转子的做功能力,不利于压比的提升;另一方面,间隙流带来的熵增以及流动损失导致了效率的降低。

国内外研究人员围绕叶尖间隙对压气机的影响开展了广泛的研究<sup>[5-9]</sup>。Freeman 等人<sup>[6]</sup>通过改变叶尖间隙的尺寸定量地研究了间隙大小对压气机效率的影响,研究表明,叶尖间隙每增加 1% 弦长压气机效率相应损失 1.5%。Hah<sup>[7]</sup>基于粒子图像测速法和大涡模拟方法考察了大转子叶尖间隙对某一级半轴流压气机性能的影响,分析发现,叶尖泄漏涡以及二次泄漏流动在叶顶区域形成的低压涡带是大叶尖间隙条件下气动损失的主要来源。Baghdadi 等人<sup>[8]</sup>详细研究了间隙尺寸与压气机失速裕度之间的变化关系,研究表明:叶尖间隙尺寸小于 1% 弦长时,压气机稳定工作范围对叶尖间隙的变化不敏感;随着间隙尺寸进一步增加,间隙尺寸的增加量与失速裕度的减小量呈线性关系。曹传军等人<sup>[9]</sup>采用数值模拟的方法分析了间隙尺寸对某民用大涵道比涡扇发动机高压压气机性能的影响,研究表明,当间隙值大于 0.3 mm 时,间隙尺寸的增加量与堵点流量的减小量呈现近似线性关系。

在叶尖间隙工程设计方法与验证方面,杨栋等人<sup>[10]</sup>归纳了两种常用叶尖间隙预估方法,分别是简化模型方法和流热固耦合数值分析法。简化模型方法由于忽略了温度场的影响易导致较大的偏差;而流热固耦合数值分析法由于涉及巨大的计算量,因而不适用于级数较多的压气机。张少平等人<sup>[11]</sup>对压气机径向间隙的影响因素和设计方法开展了研究,并将影响叶尖间隙的因素分为影响机匣位移的因素、影响转子位移的因素、零组件制造及装配公差因素 3 类,同时强调相关因素的作用效果不是简单的代数相加,需要协调处理。柴象海等人<sup>[12]</sup>为了解决大涵道比涡扇发动机宽弦风扇叶片与机匣的刮蹭问题,建立了显式动力学分析模型用于分析叶尖间隙变化规律,并利用试验数据对分析模型的计算精度进行了验证。邓王倩等人<sup>[13]</sup>以多级转静子装配过程为研究对象,基于实测数据提出了一种航空发

动机转子叶尖装配间隙预测方法,经验证,该方法的相对最大预测误差为 11%。孙勇等人<sup>[14]</sup>以某船用燃气轮机九级高压压气机为研究对象,提出了基于全三维热-固耦合数值计算的径向间隙设计方法,并通过采用激光间隙测量方法和可磨削石墨销钉方法对实际叶尖间隙进行测量,验证了径向间隙设计方法的可行性和合理性。钱仁军等人<sup>[15]</sup>选定某高压压气机九级转子作为分析对象,结合试验实测间隙值和冷态装配间隙值,分析了发动机暖机操作对压气机叶尖间隙的影响,结果表明,暖机情况下的叶尖间隙明显小于不暖机情况,最大加力状态两者相差 8.04%。

叶尖间隙作为决定压气机性能的一个关键因素,间隙值过大时将引起较大的泄漏损失,导致压比和效率降低,进一步将会影响整机性能;间隙值过小则易造成机匣刮伤或叶片掉角,严重情况下可能危及发动机安全<sup>[16]</sup>。因此,精确的叶尖间隙设计对压气机的性能和安全性有着十分重要的作用。本文以某十级轴流压气机为研究对象,建立了压气机叶尖间隙设计方法,经试验验证,采用该方法能够获取安全可靠叶尖间隙值。本文的研究结果可为民用大涵道比涡扇发动机多级高压压气机叶尖间隙设计提供技术参考。

1 叶尖间隙设计方法

压气机叶尖间隙是指压气机转子叶片叶尖与对应静子机匣内壁的间隙。间隙值分为冷态间隙和热态间隙,冷态间隙指的是由图纸尺寸确定的名义间隙值,热态间隙指的是工作状态下的间隙值。图 1 给出了压气机叶尖间隙设计流程。压气机叶尖间隙在计算选定之后,经过发动机在不同状态下试车验证,多次调整后才能最终确定。影响叶尖间隙的因素多且复杂,主要有以下几个方面:(1) 零件加工制造的尺寸及形位公差;(2) 温度场和载荷作用导致的径向变形;(3) 温度场和载荷作用导致的轴向变形,由于流道有一定的斜度,最终带来径向间隙变化;(4) 零件配合关系引起的变化,如轴承游隙、弹性支承变形等;(5) 稳态不平衡响应的影响。

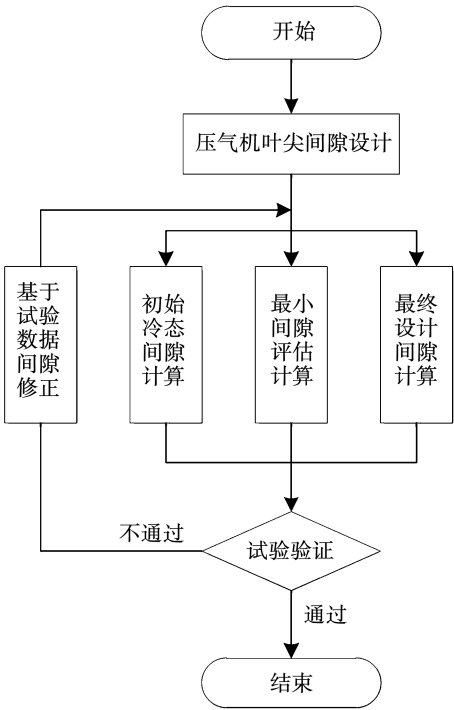


图 1 叶尖间隙设计流程

Fig. 1 Design process of tip clearance

1.1 初始冷态间隙计算

根据气动专业在设计点的间隙要求进行初始冷态间隙计算,气动设计要求针对的是平均间隙,在初始间隙计算时,不考虑由于零件公差、配合关系等因素带来的周向间隙不均匀的影响,仅考虑冷热态轴向和径向变形对叶尖间隙的影响。根据文献[17],初始间隙值按如下公式进行计算:

$$S_m = S_p - ((\delta_{11} - \delta_{12}) + (\delta_{13} - \delta_{14}) \tan(\alpha)) \cos(\alpha)$$

(1)

式中: $S_m$ —初始冷态叶尖设计平均间隙,mm; $S_p$ —设计点叶尖间隙要求,mm; $\delta_{11}$ —设计点静子机匣控制点径向位移,mm; $\delta_{12}$ —设计点转子叶尖控制点径向位移,mm; $\delta_{13}$ —设计点静子机匣控制点轴向位移,mm; $\delta_{14}$ —设计点转子叶尖控制点轴向位移,mm; $\alpha$ —流道子午投影倾斜角,(°)。

本文压气机叶尖间隙是指压气机转子叶片叶尖与对应静子机匣内壁间的法向间隙,如图 2 所示。

各控制点的位移均通过 ANSYS 软件对机匣和转子建立的三维模型进行全三维热-固耦合数值计算得到。基于压气机机匣模型(如图 3 所示)进行

有限元建模,施加温度载荷、气动载荷、叶片轴向力和安装边载荷。同时,在机匣前端面 A 施加轴向位移约束,设置分析类型为大变形静态分析,计算状态为气动设计状态。强度分析完成后提取叶片的变形量,获得静子控制点径向位移  $\delta_{11}$  和轴向位移  $\delta_{13}$ 。基于转子叶片有限元模型(如图 4 所示),施加温度载荷、气动载荷和离心载荷,同时在榫头接触面(BC1 和 BC2)施加法向和周向位移约束,设置分析类型为大变形静态分析,计算状态为气动设计状态,分析完成后提取叶片的变形量,获得叶尖控制点径向位移  $\delta_{12}$  和轴向位移  $\delta_{14}$ 。

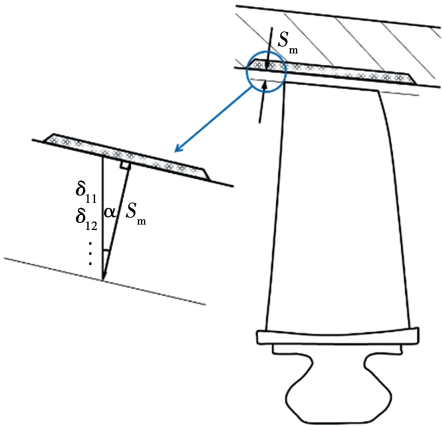


图 2 叶尖间隙示意图

Fig. 2 Schematic diagram of tip clearance

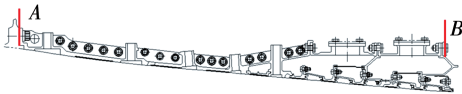


图 3 静子机匣模型

Fig. 3 Model of stator casing

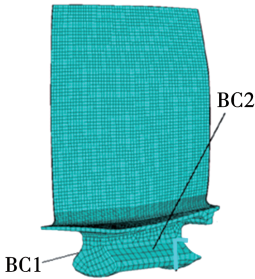


图 4 转子叶片边界条件示意图

Fig. 4 Schematic diagram of boundary conditions of rotor blade

计算得出的初始间隙值是能够满足气动性能要求的设计值。同时,需要对其余各考核工况点间隙进行计算,评估是否满足安全要求。

## 1.2 最小间隙评估计算

考核工况点最小间隙按如下公式进行计算:

$$S_n = S_m + ((\Delta_1 - \Delta_2)/2 - (\Delta_3 + \Delta_4 + \Delta_5) + (\delta_{11,n} - \delta_{12,n}) + (\delta_{13,n} - \delta_{14,n}) \tan(\alpha) - (\delta_{21} + \delta_{23} + \delta_{24}) - \delta_{22} \sin(\alpha)) \cos(\alpha) \quad (2)$$

式中: $S_n$ —第  $n$  个考核工况最小叶尖间隙,mm; $\Delta_1$ —静子尺寸下公差,mm; $\Delta_2$ —转子尺寸上公差,mm; $\Delta_3$ —叶尖跳动,mm; $\Delta_4$ —涂层跳动,mm; $\Delta_5$ —轴承座同心度,mm; $\delta_{11,n}$ —第  $n$  个考核工况静子控制点径向位移,mm; $\delta_{12,n}$ —第  $n$  个考核工况叶尖控制点径向位移,mm; $\delta_{13,n}$ —第  $n$  个考核工况静子控制点轴向位移,mm; $\delta_{14,n}$ —第  $n$  个考核工况叶尖控制点轴向位移,mm; $\delta_{21}$ —稳态不平衡响应,mm; $\delta_{22}$ —轴承轴向游隙,mm; $\delta_{23}$ —弹性支承变形量,mm; $\delta_{24}$ —轴承径向游隙,mm。

## 1.3 最终设计间隙确定

为了压气机运行安全,对应第  $n$  个工况允许的最小间隙值应不小于  $R_n$ :

$$S_n \geq R_n \quad (3)$$

式中: $R_n$ —第  $n$  个工况允许的最小叶尖间隙,mm。

对于计算得出的  $S_n$  小于  $R_n$  的情况,需要调整  $S_m$  值使各个工况均能满足安全要求,最终间隙设计取值按如下公式计算:

$$S_f = S_m - \min(S_1 - R_1, S_2 - R_2, \dots, S_n - R_n) \quad (4)$$

式中: $S_f$ —最终设计间隙,mm。

最终的气动热态设计点间隙按如下公式计算:

$$S_h = S_f + ((\delta_{11} - \delta_{12}) - (\delta_{13} - \delta_{14}) \tan(\alpha)) \cos(\alpha) \quad (5)$$

式中: $S_h$ —最终的气动热态设计点间隙,mm。

经过对各个考核工况点进行计算调整后得到的热态设计间隙值可能要比初始间隙设计值大,意味着调整后的设计间隙无法满足气动设计要求。当出现调整后的设计间隙无法满足气动设计要求时,需反馈气动专业进行性能评估与优化。

## 1.4 基于试验数据的间隙修正

在发动机试车过程中,压气机叶尖间隙随着发

动机的工作状态不断变化,最终叶尖设计间隙和试验测量值存在一定差异。差异主要来源于两个方面,一是初始状态偏差(冷态间隙差异),另一个是变化量偏差(间隙变化趋势差异)。在研制过程中,如已获取压气机各转速径向间隙值并有机会重新调整时,可根据已有数据对间隙设计值进行修正。间隙设计值修正步骤包括初始状态偏差修正、变化量偏差修正和最终修正值确认。

### 1.4.1 初始状态偏差修正

试验时采用电容法测量叶尖间隙,如图 5 所示。通过测量机匣上的探针与目标转子叶尖之间的电容来获得被测叶片的叶尖间隙,其基本原理详见文献[18],该技术现已广泛应用于压气机叶尖间隙测量系统。

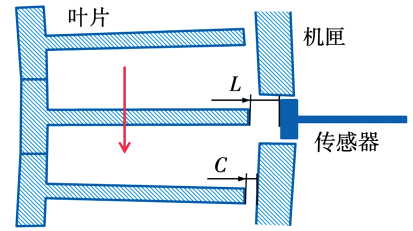


图 5 电容法测量叶尖间隙示意图

Fig. 5 Schematic diagram of tip clearance measured by capacitance method

叶尖间隙传感器读数可用如下公式表示:

$$C = L - S \quad (6)$$

式中: $C$ —最终输出的叶尖间隙值,mm; $L$ —实际叶尖间隙传感器测得的传感器和叶尖间距,mm; $S$ —传感器末端至机匣涂层距离,mm。

冷运转状态发动机高压转子转速大约为 2 000 r/min 左右,此时转子的活动叶片与榫槽的间隙基本消除,且受离心力的影响叶尖伸长量很小,叶尖间隙传感器读数与冷态装配测量值基本一致。若叶尖间隙传感器读数与冷态装配测量值偏差大于 0.1 mm,则需开展传感器读数初始状态偏差修正。读取冷运转状态的叶尖间隙传感器读数  $C_0$ ,与装配检测所得数据  $C'_0$  进行对比,初始状态偏差修正值按如下公式计算:

$$\Delta_{in} = C_0 - C'_0 \quad (7)$$

式中: $\Delta_{in}$ —初始状态偏差修正值,mm; $C_0$ —冷运转状态的叶尖间隙传感器读数,mm; $C'_0$ —装配检测的

叶尖间隙数值,mm。

当压气机在高转速出现叶尖碰磨现象时,检查对应级叶尖间隙传感器当时读数最小值  $C_{\min}$ ,若  $C_{\min} \geq 0$  mm,则初始状态偏差修正值为:

$$\Delta_{\text{in}} = C_0 - C_{\min} - C'_0 \quad (8)$$

式中: $C_{\min}$ —高转速叶尖碰磨时叶尖间隙传感器读数最小值,mm。

#### 1.4.2 变化量偏差修正

当发动机运转至最高转速并获取该转速下的间隙数据时,强度专业应计算包含最高转速及以下(5%~10%为跨度)至少 3 个转速状态的变形特征点数据,得到间隙变化量值  $\{\Delta_i, \Delta_{i-1}, \Delta_{i-2} \dots\}$ 。

取对应转速叶尖间隙传感器实测值,计算出对应的间隙变化量值  $\{\Delta'_i, \Delta'_{i-1}, \Delta'_{i-2} \dots\}$ ,其中:

$$\Delta'_i = C_i - C_0 \quad (9)$$

式中: $\Delta'_i$ —第  $i$  个转速状态下实测间隙变化量,mm; $C_i$ —第  $i$  个转速状态下叶尖间隙传感器读数,mm。

间隙修正量的定义如下:

$$\delta_i = \Delta_i - \Delta'_i \quad (10)$$

式中: $\delta_i$ —第  $i$  个转速状态下间隙修正量,mm; $\Delta_i$ —第  $i$  个转速状态下计算间隙变化量,mm。

使用  $\{\delta_i, \delta_{i-1}, \delta_{i-2}, \dots\}$  进行多项式函数拟合,得出函数(不超过 3 次):

$$\delta(n) = An + Bn^2 + Cn^3 \quad (11)$$

式中: $\delta$ —间隙修正量,mm; $n$ —物理转速,r/min。

#### 1.4.3 最终修正值确认

最终间隙修正值为:

$$\Delta_{\text{fi}} = \Delta_{\text{in}} + \delta_{\text{nd}} \quad (12)$$

式中: $\Delta_{\text{fi}}$ —最终间隙修正量,mm; $\delta_{\text{nd}}$ —使用拟合函数  $\delta(n)$  求得的设计点间隙修正量,mm。

求得最终修正值后,调整叶尖尺寸或涂层尺寸以满足修正要求。

### 2 某十级压气机间隙设计结果

图 6 给出了某十级压气机第 1,4,7 和 10 级转子叶尖间隙的设计结果。图中纵坐标仅表示参数的相对变化量。可以看到,各级转子叶尖间隙的冷态间隙设计值和冷态装配实测值较为一致,实现了设计预期目标。试验中对压气机的第 1,4,7 和 10 级转子叶尖间隙值进行了测量,冷运转状态测量结果

在图中以圆点表示。由图可知,冷运转测量值与冷态装配实测值偏差在 0.1 mm 以内,可以认为测得的叶尖间隙值可信,无需开展传感器读数初始状态偏差修正。

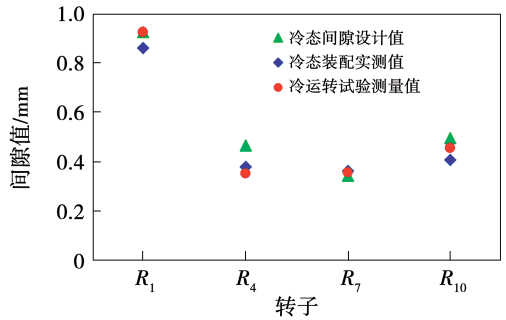


图 6 冷运转状态间隙值对比

Fig. 6 Comparison of clearance values at dry cranking

图 7 给出了该十级压气机第 1,4,7 和 10 级转子设计点的叶尖间隙对比结果。图中,纵坐标仅表示参数的相对变化量,三角形表示叶尖间隙设计值,菱形表示基于冷态装配实测值计算得到的热态间隙值,圆点表示设计点的传感器测量结果。结合图 6 可以看出,第 7,10 级转子叶尖间隙的冷态装配实测值、冷运转测量值均与设计值差异较小,而在设计点转速第 7,10 级转子叶间隙的测量值与设计预期存在约 0.2 mm 差异,该项差异主要由变形量计算偏差导致。

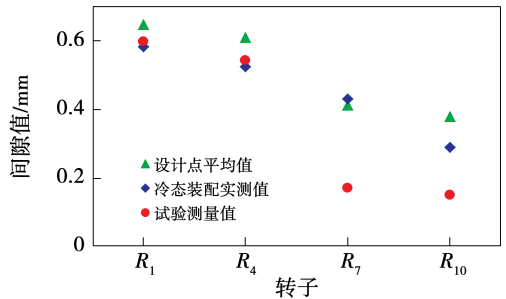


图 7 设计点间隙值对比

Fig. 7 Comparison of clearance values at design point

以某十级压气机第 7 级转子为例详细介绍叶尖间隙的设计结果。以最大爬升状态为设计点,第 7 级转子叶尖在设计点的平均间隙要求为 0.3 mm。根据结构设计需要,在完成零组件强度分析后,开展机匣、轮盘及转子叶片典型位置处的径向和轴向变形量计算,可以得到  $\delta_{11}$ 、 $\delta_{12}$ 、 $\delta_{13}$  和  $\delta_{14}$ 。根据公式

(1),计算得到初始冷态间隙值  $S_m$  为 0.682 mm,计算过程中第 7 级转子叶片的计算参数如表 1 所示。同时,根据公式(2)计算各考核工况下的最小间隙值,如表 2 所示。

表 1 初始冷态叶尖间隙计算参数

Tab.1 Calculation parameters of initial cold-state tip clearance

| 参 数                     | 数 值   |
|-------------------------|-------|
| $S_p/\text{mm}$         | 0.300 |
| $\delta_{11}/\text{mm}$ | 1.165 |
| $\delta_{12}/\text{mm}$ | 1.563 |
| $\delta_{13}/\text{mm}$ | 0.575 |
| $\delta_{14}/\text{mm}$ | 0.310 |
| $\alpha/(^\circ)$       | 3.280 |
| $S_m/\text{mm}$         | 0.682 |

表 2 考核工况叶尖间隙最小值时计算参数

Tab.2 Calculation parameters of minimum tip clearance under assessment working condition

| 参数                      | 最大爬升<br>状态 | 高温起飞<br>状态 | 安装<br>状态 |
|-------------------------|------------|------------|----------|
| $S_m/\text{mm}$         | 0.682      | 0.682      | 0.682    |
| $\Delta_1/\text{mm}$    | -0.100     | -0.100     | -0.100   |
| $\Delta_2/\text{mm}$    | 0          | 0          | 0        |
| $\Delta_3/\text{mm}$    | 0.050      | 0.050      | 0.050    |
| $\Delta_4/\text{mm}$    | 0.100      | 0.100      | 0.100    |
| $\Delta_5/\text{mm}$    | 0.075      | 0.075      | 0.075    |
| $\delta_{11}/\text{mm}$ | 1.165      | 1.387      | 0        |
| $\delta_{12}/\text{mm}$ | 1.563      | 1.807      | 0        |
| $\delta_{13}/\text{mm}$ | 0.575      | 0.762      | 0        |
| $\delta_{14}/\text{mm}$ | 0.310      | 0.396      | 0        |
| $\delta_{21}/\text{mm}$ | 0.023      | 0.027      | 0        |
| $\delta_{22}/\text{mm}$ | 0.360      | 0.360      | 0.360    |
| $\delta_{23}/\text{mm}$ | 0.020      | 0.020      | 0.020    |
| $\delta_{24}/\text{mm}$ | 0.103      | 0.103      | 0.103    |
| $\alpha/(^\circ)$       | 3.280      | 3.280      | 3.280    |
| $S_n/\text{mm}$         | -0.141     | -0.161     | 0.264    |

基于计算得出的初始冷态间隙值 0.682 mm,开展对其余考核工况点的间隙计算,评估是否满足安全要求。根据公式(2),最大爬升状态下最小间隙为 -0.141 mm、高温起飞状态下最小间隙为

-0.161 mm,安装状态下最小间隙为 0.264 mm。其中,负间隙值表示转子叶片刮入机匣可磨耗涂层的深度,对于机匣采用可磨耗涂层的情况,考虑轴承及挤压油膜偏心影响下的最小间隙  $R_n$  为不小于 -0.1 mm。为保证高温起飞工况下,最小间隙满足要求,需要将初始冷态平均间隙增加 0.061 mm,调整为 0.743 mm。此时,根据公式(2),考虑变形相关量为零,冷态最小间隙为 0.325 mm 时可以保证在装配时叶片与机匣不会发生擦碰。

同时,根据公式(2),计算得出调整后最大爬升与高温起飞状态最小间隙值与平均间隙值,如表 3 所示。由表 3 可知,最大爬升状态和高温起飞状态下平均间隙满足设计要求。但由于最小间隙值小于零,预计会发生碰磨。鉴于涂层厚度超过 1 mm,预计碰磨量小于涂层厚度,风险可控。

表 3 考核工况状态最小间隙与平均间隙

Tab.3 Minimum clearance and average clearance under assessment working condition

| 参 数        | 间隙值/mm |
|------------|--------|
| 最终冷态叶尖平均间隙 | 0.743  |
| 最大爬升状态最小间隙 | -0.080 |
| 最大爬升状态平均间隙 | 0.361  |
| 高温起飞状态最小间隙 | -0.100 |
| 高温起飞状态平均间隙 | 0.345  |

根据转子磨叶尖工序测得的叶尖尺寸和三坐标检测测量的机匣直径,可以计算得到装配阶段第 7 级转子的叶尖间隙,通过与发动机冷运转状态第 7 级转子叶尖间隙传感器实测数据对比(见图 6),可知二者测量值接近,说明叶尖间隙传感器数据有效。当发动机运转至最大爬升状态点时,第 7 级叶尖间隙传感器读数约 0.1 mm。

为了进一步验证叶尖间隙设计方法的合理性,图 8 给出了发动机运转至最大爬升状态点后第 7 级转子叶片孔探检查和分解检查结果。可观察到,周向范围内存在轻微刮磨痕迹。从分解检查实测碰磨深度来看,第 7 级叶尖在最大爬升状态的最小间隙约 -0.1 mm,平均间隙约 0.15 mm。试验前计算得到最大爬升状态第 7 级转子叶尖的平均间隙为



0.361 mm。试验数据和试验后分解检查结果显示,最大爬升状态第 7 级转子叶尖实测间隙约 0.15 mm。一个较为合理的叶尖间隙设计既要尽可能减小压气机低转速状态下的间隙值,又要保证高转速状态下叶片与涂层的碰磨量。鉴于转子叶尖与对应机匣涂层的最大碰磨量未超过许可值,且第 7 级叶尖在最大爬升状态的平均间隙满足设计要求,因此无需开展设计修正。

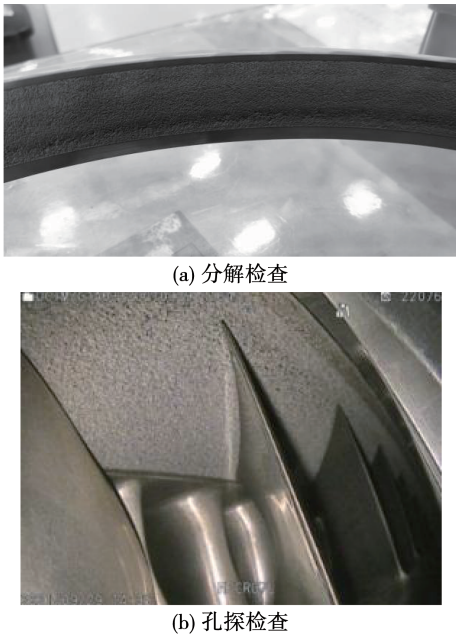


图 8 第 7 级转子机匣位置检查情况  
Fig.8 Inspection of the seventh stage rotor casing position

3 非稳态过程间隙分析

合理的叶尖间隙设计应考虑发动机过渡时机匣和转子的变形,确保高转速状态下转子叶片与涂层的碰磨量在合理的范围内。一般而言,在升转速过程,转速刚上升至新台阶,间隙快速减小;稳态停留时,在初始较短的时间内间隙增大,最后逐渐减小;在降转速过程中,转速刚降低至新台阶间隙快速增大;稳态停留时,在初始较短的时间内间隙减小,最后逐渐增大。

叶尖间隙出现上述现象与机匣、转子的径向变形过程相关。转子的径向变形主要与离心力和温度相关,机匣的变形主要与温度相关。升转速时,短时

间内转子离心力增加,径向变形增加为主导因素,使得间隙快速减小;稳态停留初期,机匣的温度上升,机匣径向变形增加为主导因素,使得间隙增大;后续转子温度逐渐上升,径向变形增加为主导因素,使得间隙逐渐减小。降转速过程则与升转速过程的变化规律相反。

对于各级转子叶尖来说,前级和后级的变化有所不同。以某十级压气机前级第 4 级为例,图 9 给出了发动机由慢车状态急加速至起飞推力状态,转速稳定一段时间后再急减速至慢车状态的第 4 级转子叶尖间隙变化曲线。图中纵坐标仅表示参数的相对变化量。可以看到,加速到起飞转速的瞬间,由于加速过程离心力的作用,转子径向变形增加,加速过程中间隙迅速减小,加速完成瞬间间隙达到最小值,并小于稳态间隙值;转速稳定后,机匣温度上升,机匣径向变形增加使得间隙逐渐增大。由于前面级温度变化小,因而间隙值受温度场影响相对较小,到达起飞转速后,随稳定时长增加,前级叶尖间隙值无太大变化。

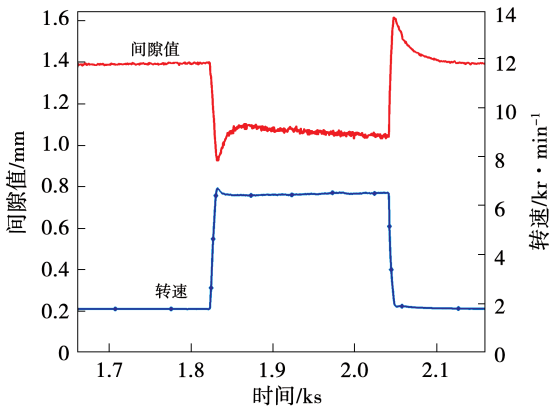


图 9 第 4 级转子叶尖间隙变化曲线  
Fig.9 Variation curve of tip clearance of the fourth stage rotor

以某十级压气机后级第 10 级为例,图 10 给出了发动机由慢车状态急加速至起飞推力状态,转速稳定一段时间后再急减速至慢车状态的第 10 级转子叶尖间隙变化曲线。图中纵坐标仅表示参数的相对变化量。可以看到,加速到起飞转速的瞬间,在离心力的作用下叶尖间隙明显减小。与前级不同的是,由于后级温度变化大,达到目标转速后,叶尖间

隙呈现明显的先增加后减小的趋势。一方面,达到目标转速后,随着机匣温度上升,机匣径向变形增加使得间隙逐渐增大。另一方面,随稳定时长增加,转子盘受热膨胀明显,后级叶尖间隙逐渐减小,最后逐渐减小至稳态间隙值。结合图 9 可以发现,对于后级而言,加速过程中的最小间隙大于对应状态的稳态间隙。

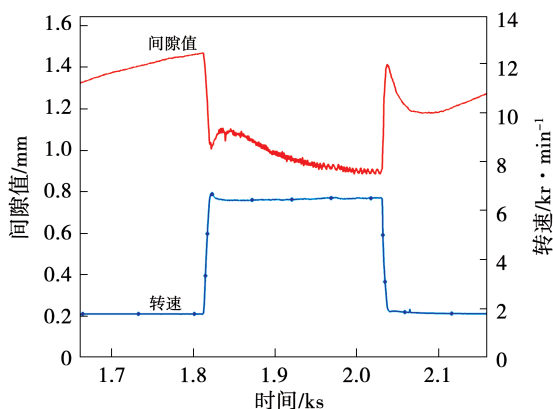


图 10 第 10 级转子叶尖间隙变化曲线

Fig. 10 Variation curve of tip clearance of the tenth stage rotor

特别需要注意的是,由于多级压气机前级加速过程中的最小间隙值小于对应状态的稳态间隙值,因此在进行叶尖间隙设计时应保留 0.1 ~ 0.2 mm 间隙裕度。此外,由于叶尖间隙在加速过程中存在额外的变化量,过渡态试验前应采取分步磨合策略以避免较大的叶尖碰磨量导致叶尖损伤。

## 4 结 论

(1) 建立了民用大涵道比涡扇发动机压气机叶尖间隙设计方法。首先,基于设计点的间隙要求进行初始冷态间隙计算;其次,基于强度分析得到的变形量、制造公差、配合关系以及稳态不平衡响应等因素计算评估其余考核工况点间隙,经过迭代调整后得到满足安全要求的间隙值;最后,根据试验数据对间隙设计进行修正。

(2) 某压气机第 7 级转子的叶尖间隙设计结果和试验验证结果证明了该工程设计方法的可行性和合理性,能够获得安全可靠的叶尖间隙。

(3) 与稳态过程相比,瞬态过程叶尖间隙呈现

不同的变化规律。间隙的变化趋势由机匣和转子在非稳态过程中的径向变形决定,转子的径向变形受离心力和温度场影响,机匣的变形主要与温度相关。由于多级压气机前面级加速过程中的最小间隙值小于对应状态的稳态间隙值,在进行叶尖间隙设计时,应保留 0.1 ~ 0.2 mm 间隙裕度以控制刮磨风险。

## 参考文献:

- [1] DENTON J D. The 1993 IGTI scholar lecture: loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115 ( 4 ) : 621 - 656.
- [2] BAGHDADI S. Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118 ( 4 ) : 697 - 705.
- [3] DOMERCQ O, ESCURET J F. Tip clearance effect on high-pressure compressor stage matching[J]. Journal of Power and Energy, 2007, 221 ( 6 ) : 759 - 767.
- [4] VO H D, TAN C S, GREITZER E M. Criteria for spike initiated rotating stall [ J ]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130 ( 1 ) : 011023. 1 - 011023. 9.
- [5] ZHANG C, HU J, WANG Z. Investigations on the effects of inflow condition and tip clearance size to the performance of a compressor rotor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136 ( 12 ) : 122608 - 122617.
- [6] FREEMAN C. Effect of tip clearance flow on compressor stability and engine performance[R]. Von Karman Lecture Series, Report No. LS - 1985 - 05, 1985.
- [7] HAH C. Effects of double-leakage tip clearance flow on the performance of a compressor stage with a large rotor tip gap[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139 ( 6 ) : 61006 - 61015.
- [8] BAGHDADI S. Modeling tip clearance effects in multistage axial compressors [ J ]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118 ( 4 ) : 697 - 705.
- [9] 曹传军, 翟志龙. 叶尖间隙对民用大涵道比跨音速压气机性能的影响[J]. 科学技术与工程, 2019, 19 ( 10 ) : 230 - 236.  
CAO Chuan-jun, ZHAI Zhi-long. Influence of tip clearance on civil high-bypass-ratio transonic compressor aerodynamic performance [ J ]. Science Technology and Engineering, 2019, 19 ( 10 ) : 230 - 236.
- [10] 杨 栋, 李绍斌, 李秋实. 一种多级轴流压气机不同工况叶尖间隙预估模型[J]. 航空动力学报, 2014, 29 ( 11 ) : 2579 -



2586.

YANG Dong,LI Shao-bin,LI Qiu-shi. A prediction model for tip clearance of multi-stage axial compressor in different operating conditions [ J ]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29 ( 11 ): 2579 – 2586.

[ 11 ] 张少平,苏廷铭,罗秋生,等. 航空发动机压气机径向间隙设计方法研究 [ J ]. 燃气涡轮试验与研究,2011,24 ( 4 ): 25 – 27,31.

ZHANG Shao-ping,SU Yan-ming,LUO Qiu-sheng, et al. Design method for compressor radial clearance of an aero-engine [ J ]. Gas Turbine Experiment and Research,2011,24 ( 4 ): 25 – 27,31.

[ 12 ] 柴象海,史同承,王少辉,等. 航空发动机风扇叶片与机匣刮蹭分析及结构设计 [ J ]. 航空动力学报,2019,34 ( 9 ): 1879 – 1887.

CHAI Xiang-hai,SHI Tong-cheng,WANG Shao-hui, et al. Rubbing analysis and structural design for fan blade and case of aero-engine [ J ]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34 ( 9 ): 1879 – 1887.

[ 13 ] 邓王倩,莫 蓉,陈 凯,等. 基于实测数据的航空发动机转子叶尖装配间隙预测 [ J ]. 航空动力学报,2022,37 ( 6 ): 1273 – 1283.

DENG Wang-qian,MO Rong,CHEN Kai, et al. Prediction of rotor blade tip assembly clearance based on measured data for aero-engine [ J ]. Journal of Aerospace Power,2022,37 ( 6 ): 1273 – 1283.

[ 14 ] 孙 勇,徐 宁,朱晓明,等. 高压压气机径向间隙设计方法研究与试验验证 [ J ]. 热能动力工程,2022,37 ( S1 ): 7 – 12.

SUN Yong,XU Ning,ZHU Xiao-ming, et al. Study on design method for the high pressure compressor radial clearance and experimental verification [ J ]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2022,37 ( S1 ): 7 – 12.

[ 15 ] 钱仁军,李本威,宋汉强,等. 暖机对涡扇发动机加速过程中压气机叶尖间隙影响分析 [ J ]. 推进技术,2020,41 ( 5 ): 1144 – 1151.

QIAN Ren-jun,LI Ben-wei,SONG Han-qiang, et al. Effects of heating of turbine on turbofan engine compressor tip clearance during acceleration process [ J ]. Journal of Propulsion Technology,2020,41 ( 5 ): 1144 – 1151.

[ 16 ] LATTIME S B,STEINETZ B M. Turbine engine clearance control systems:Current practices and future directions [ R ]. NASA-TM-2002-211794,2002.

[ 17 ] 钱笃元. 航空发动机设计手册第 8 分册:压气机 [ M ]. 北京:航空工业出版社,2000.

QIAN Du-yuan. Aeroengine design manual, Volume 8: Compressor [ M ]. Beijing: Aviation Industry Press,2000.

[ 18 ] 张 娜,黄春峰. 航空发动机叶尖间隙测量技术 [ J ]. 航空制造技术,2010 ( 13 ): 41 – 45.

ZHANG Na,HUANG Chun-feng. Measuring technology of blade tip clearance of aeroengine [ J ]. Aeronautical Manufacturing Technology,2010 ( 13 ): 41 – 45.

( 丛 敏 编辑 )