

基于实测数据的航空发动机转子叶尖 装配间隙预测

邓王倩¹, 莫蓉¹, 陈凯^{1,2}, 冯鑫², 夏华腾², 孙惠斌¹, 常智勇¹

(1. 西北工业大学 航空发动机高性能制造工业和信息化部重点实验室, 西安 710072;

2. 中国航空发动机集团有限公司 南方工业有限公司, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 以多级转静子装配过程为研究对象, 基于空间几何变换理论及形位公差理论, 提出了一种多级转子叶尖间隙预测方法。具体是将转静子系统分为转子、静子、支承等 3 个子系统, 分别针对子系统建立装配偏差子模型, 进一步将各模型进行坐标统一, 以配合面的实测偏差数据作为输入量, 计算同一轴向位置处的转子叶尖坐标及机匣坐标, 从而计算出转子叶尖间隙。试验结果表明, 采用所述间隙预测模型, 可准确预测转子叶尖间隙, 预测最大相对误差为 11%, 从而为装配质量分析提供了参考依据。

关 键 词: 叶尖装配间隙预测; 航空发动机转子; 实测数据; 刚柔误差耦合; 偏差传递

中图分类号: V263.2⁺3

文献标志码: A

Prediction of rotor blade tip assembly clearance based on measured data for aero-engine

DENG Wangqian¹, MO Rong¹, CHEN Kai^{1,2}, FENG Xin²,
XIA Huateng², SUN Huibin¹, CHANG Zhiyong¹

(1. Key Laboratory of High Performance Manufacturing for Aeroengine,

Ministry of Industry and Information Technology,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. South Industry Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Taking the multi-stage rotor and stator assembly process as the research object, and based on the spatial geometric transformation theory and the shape and position tolerance theory, a multi-stage rotor blade tip clearance prediction method was proposed. Specifically, the rotor and stator system was divided into three subsystems: rotor, stator and support. The sub-models of assembly deviation were established for each subsystem. The coordinates of each sub-model were unified. The measured deviation data of fitting surface were taken as the input to calculate the rotor blade tip coordinates and casing coordinates at the same axial position, so as to calculate the rotor blade tip clearance. The test results showed that the prediction model could

收稿日期: 2021-05-21

基金项目: 国家科技重大专项(2017-VII-0010-0104); 基础科研计划(XXXX2018213A001); 装备预研基金(61409230204); 陕西省重点研发计划(2018ZDXM-GY-068, 2016KTZDGY4-02)

作者简介: 邓王倩(1998—), 女, 硕士生, 主要从事航空发动机装配研究。

通信作者: 孙惠斌(1977—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事智能制造、航空发动机装配研究。E-mail: sun_huibin@nwpu.edu.cn

引用格式: 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 Wangqian, 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.

accurately predict the rotor blade tip clearance, and the maximum relative error of prediction was 11%, thus providing a reference for the assembly quality analysis.

Key words: blade tip assembly clearance prediction; aero-engine rotor; measured data; rigid-flexible error coupling; deviation propagation

转子叶尖间隙是影响航空发动机安全和性能的重要指标。过大的叶尖间隙会造成叶尖气流泄漏,降低发动机的性能;而过小的叶尖间隙又会造成叶尖与机匣内流道面的碰摩,威胁发动机的安全。对于常见机型,通常在冷态下,压气机叶尖间隙的范围是 0.3~1 mm,涡轮叶尖间隙的范围为 0.8~1.5 mm,这对由复杂零部件组成的多级转静子结构提出了很高的制造和装配要求。然而,实际生产中叶尖间隙难以精确预知、测量和控制,转子叶尖间隙周向分布不均以及转静子碰摩问题已成为困扰各大航空公司和企业的一大难题。

受装配偏差、变形及载荷的影响,实际航空发动机转子叶尖间隙在装配、试验及服役中均在不断变化,由此产生的性能问题是航空发动机的研究热点^[1-3]。发动机结构设计者在设计阶段,做了大量的模拟仿真以探索不同载荷下叶尖间隙及其关联性能的作用规律^[4-7]。而加工和装配过程是影响转子叶尖间隙的先天因素。

在现行的装配工艺中,工程师常采用打点测量的方法分别获取转子、机匣单组件状态下的半径值,进而统一坐标后直接利用半径值计算间隙最小值、平均值等。该方法未考虑支点不同心、装配变形等对转子和机匣位姿的影响,因此计算的间隙值与实际间隙存在偏差。组合状态下,间隙用塞尺检查^[8-9],针对分半式机匣,仅能测得叶尖与机匣纵向安装边位置处的间隙,无法测得叶尖与机匣周向各处的间隙。

针对传统转静子装配工艺的弊端,越来越多的研究者已经积极探索更符合装配偏差特点的三维表征方法以及符合装配约束特征的偏差传递建模方法^[10]。张少平等^[11]分析了影响径向间隙的因素,其中装配因素主要包括构件间隙、轴承径向游隙、转子径向跳动及机匣椭圆度等。转子和静子作为发动机的组成部分,丁司懿等^[12]利用稳健特征值法建立了转子三维装配同心度的偏差传递模型。孟祥海等^[13]通过在公差传递建模中引入周向安装角度,建立了同心度与公差、周向安装角的关系。刘建贤等^[14]通过对影响因素进行分析,建立了支点同心度的数学表达式。孙传智等^[15]提出了

一种基于 PSO-BP (particle swarm optimization-back propagation) 神经网络的同心度和垂直度预测方法。张子豪等^[16]通过智能算法对转子装配偏心进行预测进而进行相位优化,实现了转子零件的快速精确装配。除转子、静子外,发动机还包括支承,包含的偏差和变形影响因素更加丰富。因此,分析转子叶尖间隙需要在转子和静子装配偏差的基础上建立一个考虑多因素的偏差传递模型。

根据上述背景分析,本文建立了一个基于实测数据的转子叶尖装配间隙预测模型,通过实测配合面的偏差数据,反映零件的真实表面形貌,从而准确预测转子叶尖间隙。本研究有助于揭示各类装配偏差对叶尖间隙的作用机理,建立装配结合面偏差数据之间的传递关系,并根据具体结构分析和预测转子叶尖间隙的分布,为工程人员提供一种预先进行转子叶尖间隙装配质量分析的方法,提高装配质量的一致性与可靠性,具有重要的研究意义和工程应用前景。

1 转子叶尖间隙预测模型建立

发动机主要由转子、静子和支承等 3 个系统组成。转子系统的支承方案主要有两种,如图 1 所示,其一为支点分别位于压气机转子前和后,其二为支点分别位于压气机转子前和涡轮转子后。本文规定,将位于压气机转子前端的支点称为前支点,位于压气机转子和涡轮转子后端的支点统一称为后支点。支承指轴承和弹性支承。针对具体转子支承方案,静子指前后支点跨度内的所有机匣。下文中机匣特指与转子形成间隙的机匣,如压气机机匣或涡轮机匣,其余机匣统一称为静子。

转子叶尖间隙由装配状态下转子和机匣的位

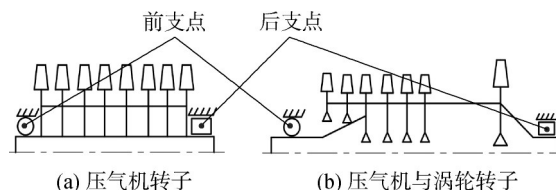


图 1 转子支承方案

Fig.1 Support type of rotor

姿直接决定。如图 2 所示,转静子系统包括 3 个子系统,针对各子系统建立装配偏差模型,在统一坐标系中表达,得到转子和机匣的位姿,即可预测转子叶尖间隙的大小和分布。

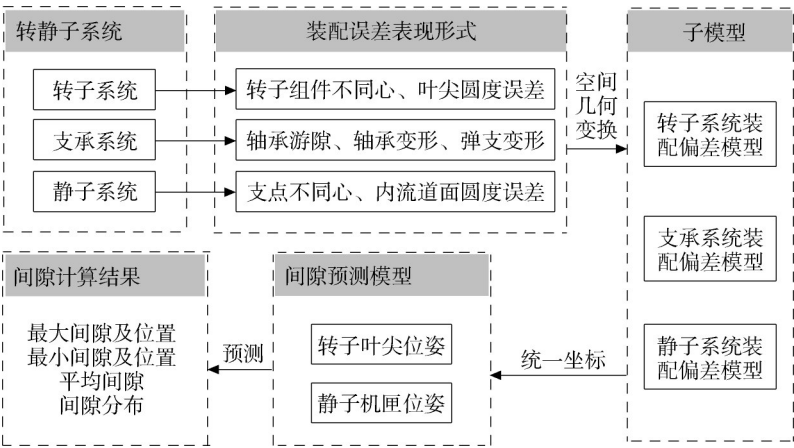


图 2 转子叶尖间隙预测模型架构

Fig.2 Prediction model framework of rotor blade tip clearance

1.1 实测数据类型及转换

间隙预测模型的输入为零件配合面的实测偏差数据,数据通过五坐标测量仪测得,进一步通过处理转换为模型所需的输入形式,从而用于预测叶尖间隙。具体实测数据及要求如表 1 所示。

表 1 实测数据定义

Table 1 Definition of measured data

类型	测量位置	输入量形式	处理方式
转子	转子间配合面	跳动、相位	最小二乘拟合
	转子叶尖轮廓	坐标	坐标转换
	转子与轴承配合面	跳动、相位	最小二乘拟合
支承	轴承内、外环	直径	最小二乘拟合
	弹性支承内、外环	直径	最小二乘拟合
	机匣内流道面	坐标	坐标转换
静子	静子之间配合面	跳动、相位	最小二乘拟合
	静子与支承配合面	跳动、相位	最小二乘拟合

1.2 转子系统装配偏差模型

发动机转子由压气机转子和涡轮转子构成,转子的典型连接结构为止口定位、螺栓连接。

当转子的支承方案为图 1(a)时,关于典型连接结构的转子装配偏差传递的研究较为丰富^[10,12-13,15-16],因此本文不再阐述。

当转子的支承方案为图 1(b)时,除转子装配偏差外,还需考虑压气机转子与涡轮转子连接部分(联轴器)的装配偏差。联轴器分为刚性联轴器

和柔性联轴器。由于图 1(b)所示转子采用二支点支承方案,因此压气机与涡轮转子的连接为刚性连接。如图 3 所示,刚性联轴器包括套齿联轴器、精密螺栓联轴器和圆弧端齿联轴器。圆弧端齿联轴器靠圆弧定心,定心精度高^[17],因此不考虑其装配偏差。刚性套齿联轴器和精密螺栓联轴器均靠圆柱面定心,如图 4 所示,影响装配精度的主要因素为配合柱面的径跳,具体表现为涡轮部件轴线的平移,其位姿变化矩阵为

$$T_s = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ t_s \cdot \cos(\theta_s)/2 & t_s \cdot \sin(\theta_s)/2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 θ_s 为柱面径跳相位; t_s 为柱面跳动。

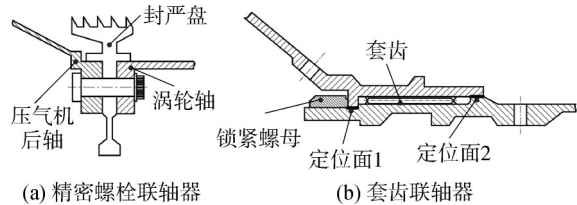


图 3 刚性联轴器

Fig.3 Rigid coupling

1.3 支承系统装配偏差模型

支承系统指连接转子和静子的中介结构,其对间隙的影响表现为装配状态对转子位姿的影响。根据文献[18]和工程经验,模型主要考虑 3 类装配因素对间隙的影响,分别为轴承游隙、轴承装配变形和弹性支承装配变形。

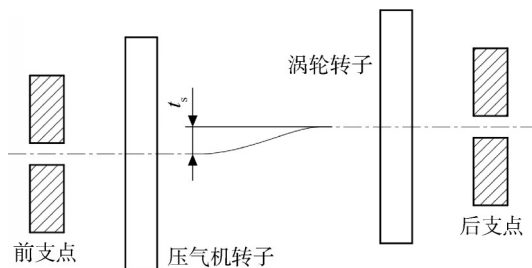


图4 刚性联轴器装配偏差示意图

Fig.4 Assembly error schematic diagram of rigid coupling

轴承在偏差传递中表现为典型的刚柔耦合特性,其装配关系如图5所示。在装配过程中,轴承内环需要过盈安装,其配合面处会产生配合应力,使得轴承径向游隙在装配后不同于设计值。本文考虑轴承内、外环滚道沿径向的膨胀和收缩对径向游隙的影响。根据弹性力学可得内环当量沟底直径或内环滚道直径增大量的绝对值 $\omega_i^{[19]}$,外环当量沟底直径或外环滚道直径减小量的绝对值 $\omega_o^{[19]}$,假设设计径向游隙为 c_d ,则实际径向游隙 c_r 为

$$c_r = c_d - \omega_i - \omega_o \quad (2)$$

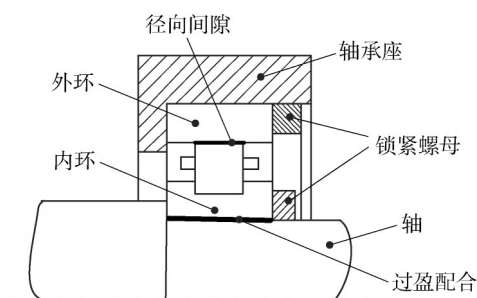


图5 轴承装配关系示意图

Fig.5 Schematic diagram of bearing assembly relationship

弹性支承是支承系统中主要的受力单元,用于服役过程中保持转子与静子之间的力学平衡。以鼠笼式弹性支承为例,说明其受力变形情况。如图6所示,在重力载荷作用下,通过对笼条进行受力分析,弹性支承的径向变形 d_s 可表示为

$$d_s = G_s / \kappa_s = \frac{G_s L_s^3 B_s}{2\pi r_s b_s^2 h_s^2 E_s} \quad (3)$$

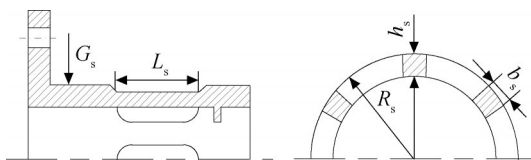


图6 鼠笼式弹性支承受力分析

Fig.6 Force analysis of squirrel cage elastic support

式中 κ_s 为鼠笼式弹性支承的整体刚度系数^[20], r_s 是弹性支承外径; b_s 为笼条截面宽度; h_s 为笼条截面高度; E_s 为弹性支承材料的弹性模量; L_s 为笼条长度; B_s 表示相邻笼条之间的弧长; G_s 为弹性支承所受径向载荷。

1.4 静子系统装配偏差模型

压气机机匣多为对开式环形机匣,涡轮机匣与其余静子机匣多为整体式环形机匣,如中介机匣、燃烧室机匣等。静子主要通过止口定心或销钉定心,其对间隙的影响主要表现为支点不同心对转子和机匣位姿的影响,如图7所示。

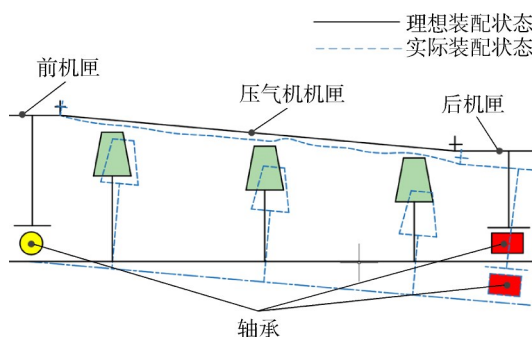


图7 支点不同心对转静子位姿的影响

Fig.7 Influence of eccentricity of fulcrum on pose of rotor and stator

将静子简化为锥形或柱形筒,如图8所示。影响支点不同心的因素有3个,即相邻静子配合柱面的跳动或定位销相对于柱面的位置偏差 Δa 、静子连接造成的轴线平移偏差 Δb 、相邻静子配合端面的跳动引起的轴线偏斜偏差 $\Delta c^{[14,21-22]}$ 。

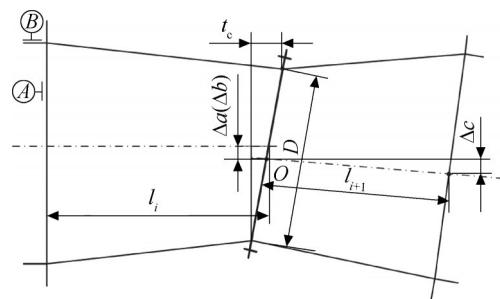


图8 静子偏差传递模型

Fig.8 Stator deviation propagation model

1) 建立装配基准坐标系

发动机静子装配通常以某一机匣(下文简称基准机匣)前端面作为装配基准,依次装配压气机机匣、燃烧室机匣、涡轮机匣等。因此以基准机匣前端面作为 xOy 基准平面,以发动机轴线作为 z

轴,气流流向为 z 轴正向,以原点指向基准机匣后端面的最低点作为 y 轴,根据右手定则确定 x 轴,从而建立装配基准坐标系 $Oxyz$,即预测基准坐标系。

2) 偏差 Δa

对于止口和销钉定心,第 $i-1$ 个静子配合面偏差 Δa 的影响为第 i 个静子的偏移。

偏移矩阵为

$$T_{ai} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ t_a \cdot (\cos \theta_a)/2 & t_a \cdot (\sin \theta_a)/2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 θ_a 为柱面径向跳动相位或销钉位置度偏差相位; t_a 为径向跳动或位置度偏差的2倍。

$$T_{ci} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_z) & \sin(\theta_z) & 0 & 0 \\ -\cos(\theta_x)\sin(\theta_z) & \cos(\theta_x)\cos(\theta_z) & \sin(\theta_x) & 0 \\ \sin(\theta_x)\sin(\theta_z) & -\cos(\theta_z)\sin(\theta_x) & \cos(\theta_x) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 θ_z 为端面跳动相位; θ_x 为实际端面与理想端面的夹角, $\theta_x = \arctan(t_c/D)$; D 为静子安装边直径; t_c 为静子后安装边端面跳动。

5) 支点不同心的计算模型

设基准机匣前端面与前支点的轴向距离为 z_a ,则前支点的坐标为 $O_a = [0, 0, z_a]$ 。定义基准机匣为第1个静子,后支点所在静子为第 n 个,则后支点在装配基准坐标系下的坐标为

$$O_b = [0, 0, 0, 1] \cdot \prod_{i=1}^{n-1} (T_{ui} \cdot T_{ai} \cdot T_{bi} \cdot T_{ci}) \cdot T_{un} \quad (7)$$

式中 T_{ui} 为第 i 个静子轴向长度平移矩阵,表达式如式(8), l_i 为第 i 个静子的轴向理论长度; T_{ai} 为第 i 个静子柱面跳动平移矩阵; T_{bi} 第 i 个静子间隙平移矩阵; T_{ci} 为第 i 个静子端面跳动旋转矩阵; T_{un} 为第 n 个静子前端面与后支点的轴向长度平移矩阵。

$$T_{ui} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & l_i & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

设后支点的坐标为 $O_b = [x_b, y_b, z_b]$,则支点的方向向量为 $O_{ab} = [x_b, y_b, z_b - z_a]$,单位向量为 n_{ab} 。

3) 偏差 Δb

对于销钉定心, $\Delta b = 0$;对于止口定心,第 $i-1$ 个静子配合面偏差 Δb 的影响为第 i 个静子的偏移。偏移矩阵为

$$T_{bi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ t_b \cdot (\cos \theta_b)/2 & t_b \cdot (\sin \theta_b)/2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中 θ_b 为最大间隙相位; t_b 为间隙。

4) 偏差 Δc

对于止口和销钉定心,第 $i-1$ 个静子配合面偏差 Δc 的影响为第 i 个静子绕 x 轴、 z 轴的旋转,旋转角度及旋转方向可通过端面跳动和相位进行计算。偏移矩阵为

1.5 转子叶尖位姿计算模型

转子叶尖位姿主要由转子叶尖轮廓、支点不同心度、轴承游隙、轴承和弹性支承的装配变形等共同决定。假设转子组件为一整体件,图9为由支点不同心导致的转子位姿变化示意图。理想状态下支点的单位向量为 $n_t = [0, 0, 1]$,而实际支点的单位向量为 n_{ab} ,由此可得角度 α 和 β 的计算公式为

$$\begin{cases} \alpha = \arccos[n_t \cdot n_{ab} / (|n_t| \cdot |n_{ab}|)] \\ \beta = \arctan(y_p/x_p) \end{cases} \quad (9)$$

式中 x_p, y_p 分别为转子上与装配原点距离为 p 的任一点的 x 坐标值和 y 坐标值。

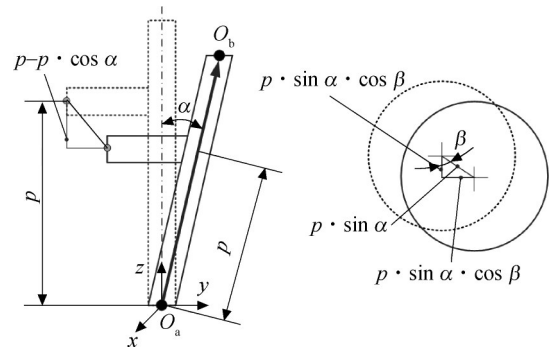


图9 转子位姿变化示意图

Fig.9 Schematic diagram of rotor pose change

设转子任意叶尖在理想装配状态下的坐标为 $R_t = [R_{tx}, R_{ty}, R_{tz}, 1]$, 实际装配状态下叶尖坐

标 R_s 为

$$R_s = R_t \cdot T_r \quad (10)$$

$$T_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ (R_{tz} - z_a) \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta + c_{rt} \cdot \cos \theta_h + d_{st} \cdot \cos \theta_h & (R_{tz} - z_a) \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta + c_{rt} \cdot \sin \theta_h + d_{st} \cdot \sin \theta_h & (R_{tz} - z_a) \cdot (1 - \cos \alpha) & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中 θ_h 为水平装配状态下, 转子下沉方向与装配基准坐标系 x 轴的夹角; c_{rt} 为游隙分量, $c_{rt} = [1 - (R_{tz} - z_a)/L_{ab}]c_{r1} + [(R_{tz} - z_a)/L_{ab}]c_{r2}$, L_{ab} 为前、后支点的轴向距离, c_{r1} 、 c_{r2} 分别为前、后轴承的实际游隙; d_{st} 为弹性支承装配变形分量, $d_{st} = [1 - (R_{tz} - z_a)/L_{ab}]d_{s1} + [(R_{tz} - z_a)/L_{ab}]d_{s2}$, d_{s1} 、 d_{s2} 分别为前、后弹性支承的变形量。

1.6 机匣位姿计算模型

机匣位姿主要由机匣内流道面轮廓和静子装配偏差决定。机匣内流道面轮廓通过五坐标测量仪测得, 进而利用 Kriging 模型插值得到整个机匣内流面的轮廓。静子装配偏差包括两方面, 其一为静子配合柱面和端面跳动对机匣位姿的影响; 其二为机匣安装边螺栓连接对机匣变形的影响^[23-24], 目前关于机匣的装配变形量主要通过有限元仿真得到。因此, 机匣位姿计算模型分两步建立, 首先, 测量装配前内流道面的实际轮廓, 将实

际机匣导入有限元软件, 依据螺栓连接参数设置边界条件, 计算变形后的机匣内流道面轮廓; 其次, 以基准机匣的端面和柱面为装配基准, 对装配变形机匣进行偏差传递计算。

设机匣内流道面任意点在理想装配状态下的坐标为 $J_t = [J_{tx}, J_{ty}, J_{tz}, 1]$, 设机匣为第 m 个静子, 则实际装配状态下其坐标为

$$J_s = J_t \cdot T_k \quad (12)$$

$$T_k = \prod_{i=1}^{m-1} (T_{ui} \cdot T_{ai} \cdot T_{bi} \cdot T_{ci}) \quad (13)$$

1.7 转子叶尖间隙预测模型

综合考虑上述多方面偏差, 在装配基准坐标系下, 根据各转子叶尖中点的 z 坐标设计值, 可得同一轴向位置转子叶尖和机匣的位姿。由于转子组件装配偏差及支点不同心, 转子的旋转中心与形心往往不为同一点, 从而导致同一叶尖在旋转不同角度后, 其位姿随之改变。当转子旋转角度为 ϕ 时, 叶尖位姿将变为 R'_s

$$R'_s = R_s \cdot \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi & 0 & 0 \\ -\sin \phi & \cos \phi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ s_x \cos \phi - s_y \sin \phi - s_x & s_y \cos \phi - s_x \sin \phi - s_y & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

式中 s_x 、 s_y 分别为转子形心相对于旋转中心在 x 、 y 方向的偏移量。

因此, 转子叶尖间隙 δ_t 计算模型可表示为

$$\delta_t = \|J_s - R'_s\|_2 \quad (15)$$

式中 J_s 为实际装配状态下机匣内流道的坐标, $J_s = [J_{sx}, J_{sy}, J_{sz}, 1]$; R'_s 为实际装配状态下转子叶尖的坐标, $R'_s = [R'_{sx}, R'_{sy}, R'_{sz}, 1]$; 其中 $J_{sz} = R'_{sz}$, 且两坐标相位相同。

2 试验验证

2.1 原理件的设计与制造

仿照某型号发动机, 设计并制造了压气机原理件。如图 10 所示, 原理件由 5 级转子叶盘、前机匣、压气机机匣、后机匣、轴承及螺栓等组成。转子件之间为止口过盈配合, 轴向采用中心拉杆锁

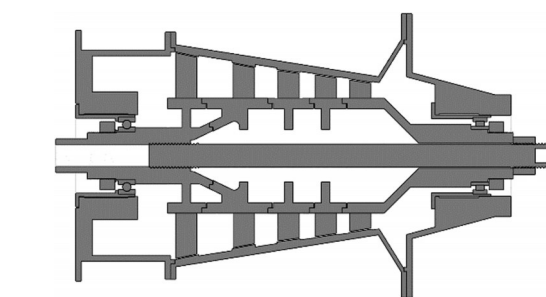


图 10 压气机原理件结构简图

Fig.10 Structure diagram of compressor principle parts

紧。静子件之间为止口过盈配合、螺栓连接。转静子通过轴承和弹性支承连接。弹性支承与静子为过盈配合。

2.2 实测数据

对于转子组件的偏差建模, 除了对零件测量

并进行偏差传递外,还可通过转子组件测量的方式直接获取组件的装配状态,从而省去转子堆叠的计算过程。其余零件配合面的偏差数据通过实测得到,具体测量位置及要求如表 2 所示。

表 2 测量位置及要求

Table 2 Measurement positions and requirements			
类型	测量位置	输入量形式	测量方式
转子	转子叶尖轮廓	三维坐标	激光位移传感器
	前、后轴颈端面、柱面	跳动、相位	五坐标测量仪
支承	前、后轴承内、外环	直径	五坐标测量仪
	前、后弹支内、外环	直径	测量仪
静子	压气机机匣内流道面	三维坐标	
	静子止口端面、柱面	跳动、相位	五坐标测量仪
	前、后轴承座配合面	跳动、相位	

2.3 零件配合面数据采集

利用英国 RENISHAW 五坐标测量仪对零件配合面进行偏差测量,该测量仪最大允许探测误差为 2.5 μm,最大允许扫描误差为 3.1 μm/72 s。根据轮廓半径的大小,扫描一圈的点数据设定为 200~500 个,轮廓数据以三维坐标点的形式存储。图 11 为部分零件的测量过程。

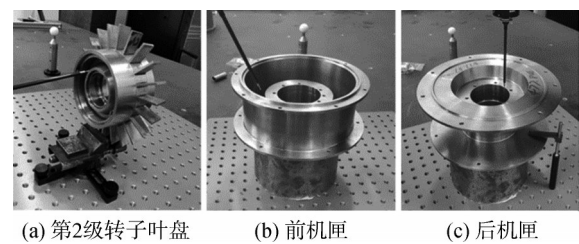


图 11 零件测量过程

Fig.11 Measurement process of parts

图 12 为部分零件配合面实测数据的可视化图,对柱面和端面进行最小二乘拟合,从而得配合面的偏差参数。

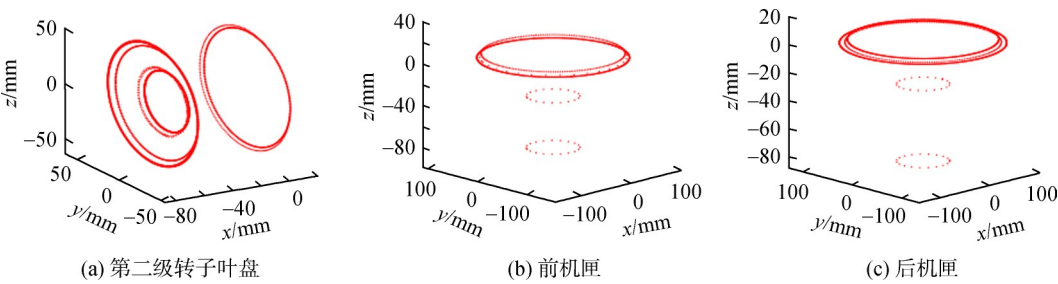


图 12 零件配合面实测数据可视化图

Fig.12 Visualization diagram of measured data of fitting surface of parts

2.4 转子叶尖轮廓的测量

转子叶尖轮廓的测量通过检测系统和激光位移传感器协同完成,如图 13 所示。激光位移传感器的测量精度可达 5 μm,测量结果可靠。测量过程为:首先,对检测系统的水平和垂直方向进行误差标定;其次,标定传感器与转台的相对位置;最后,通过步进电机控制传感器的位置,使得传感器信号强度接近最佳值,连续采集 20 个数据并取其平均值作为叶尖的测量值。

激光位移传感器的测量值为传感器与叶尖的距离。图 14 为转子叶尖轮廓的测量原理图。建立以转台形心为坐标原点,以原点指向传感器的方向为 x 轴的平面直角坐标系。转台上标有相位,且转子叶片被标记并编号。定义 1 号叶片处于转台零相位时为转子的初始位置。旋转转台一

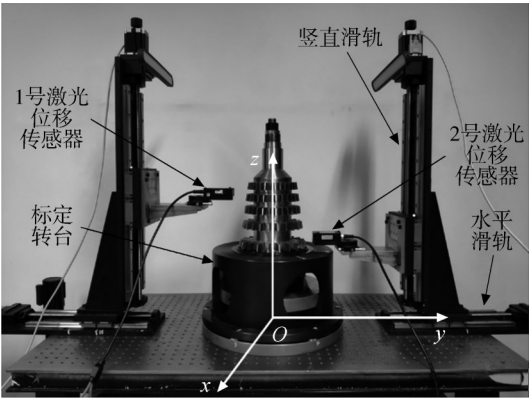


图 13 转子叶尖轮廓测量实物图

Fig.13 Physical drawing of rotor blade tip profile measurement

周,得到所有叶尖的测量值。利用式(16)对测量值进行处理,将所有叶尖表示在转子初始位置中,

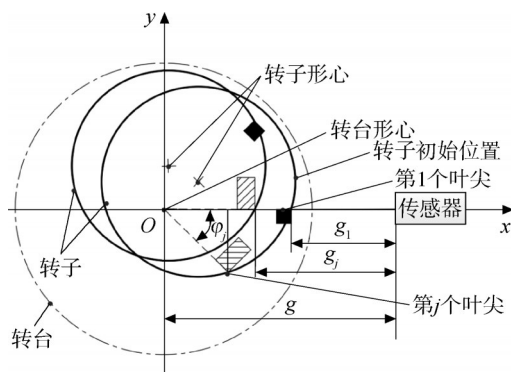


图 14 转子叶尖轮廓测量原理图

Fig.14 Principle diagram of rotor blade tip profile measurement

可得转子叶尖轮廓。测量值处理公式为

$$\begin{cases} x_j = (g - g_j) \cdot \cos \varphi_j \\ y_j = (g - g_j) \cdot \sin \varphi_j \end{cases} \quad (16)$$

式中 g 为传感器与转台形心的距离,为已知量; g_j , $j=1,2,\dots,k$ 为传感器与第 j 个叶尖的距离, k 为转子叶片数; φ_j 为在转子初始位置中第 j 个叶尖与转台零相位的夹角; x_j, y_j 分别为第 j 个叶尖在转子初始位置中 x, y 坐标值。

将转子叶尖轮廓数据进行最小二乘拟合,即可得到各转子的偏心率及相位,如表 3 所示。

表 3 转子组件偏心率

Table 3 Rotor component eccentricity

转子叶盘级数	轴向距离/mm	偏心率/mm	相位/(°)
1	48.48	0.010 5	-28.56
2	103.04	0.004 6	170.68
3	145.73	0.007 7	46.26
4	180.97	0.011 4	53.58
5	214.04	0.016 3	9.20

3 预测与实测间隙一致性比较

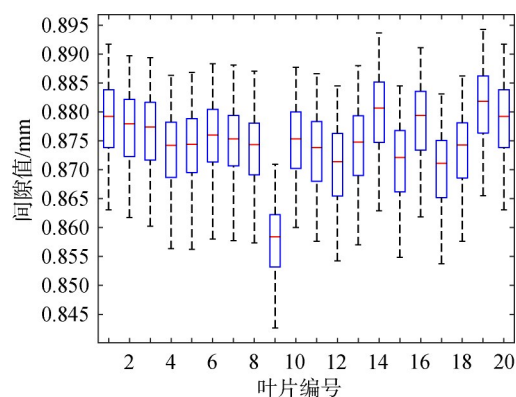
3.1 基于实测数据的转子叶尖预测间隙计算

将静子零件配合面的实测偏差参数代入静子系统装配偏差模型,可得后支点坐标。原理件共 3 个静子机匣,因此后支点坐标计算公式为

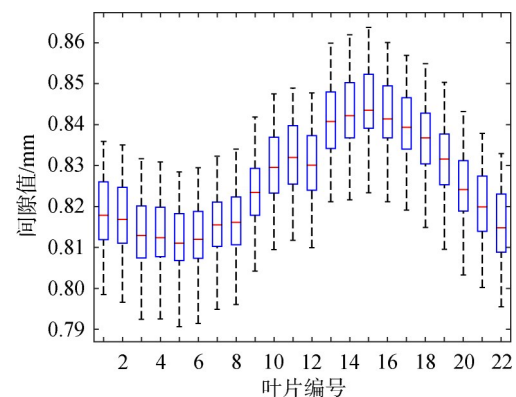
$$O_b = \prod_{i=1}^2 (T_{u_i} \cdot T_{a_i} \cdot T_{b_i} \cdot T_{c_i}) \cdot T_{u_3} \quad (17)$$

式中 T_{u_3} 为后机匣前端面与后支点的轴向长度平移矩阵。

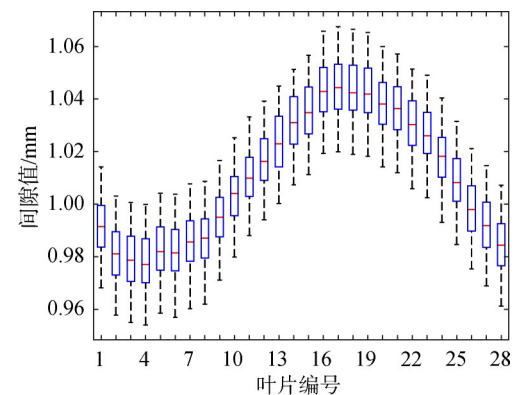
利用式(10)可得转子叶尖位姿,利用式(12)可得机匣位姿,将转子叶尖和机匣位姿代入式(15)可求得转子叶尖间隙。前三级转子叶尖间隙计算结果箱线图如图 15 所示。单个箱线单元表示单个叶片与机匣一周的间隙分布。箱线单元共包括 5 个统计量,即图中横线所示位置,从上到下依次为最大值、上四分位数、中位数、下四分位数和最小值。由图 15(a)可得,第 1 级转子叶片中编号为 9 的叶片,其叶尖间隙分布明显小于其他叶



(a) 第1级转子叶片



(b) 第2级转子叶片



(c) 第3级转子叶片

图 15 前三级转子叶尖间隙计算结果箱线图

Fig.15 Box diagram of blade tip clearance calculation results of the first three stages of rotor

尖间隙,考虑原因可能为该叶片半径值超差。间隙分布逐级呈正弦趋势,考虑原因可能为转子组件装配状态呈现“香蕉型”,从而导致约一半转子叶尖较间隙均值较小,而另一半叶尖较间隙均值较大。

3.2 转子叶尖实际间隙的测量

转子叶尖间隙通过在转子叶尖中点对应的机匣位置开孔,CDU3254 电容传感器与螺纹孔配合测得。该传感器测量精度为 0.25 μm。图 16 为转子叶尖间隙测量实物图。

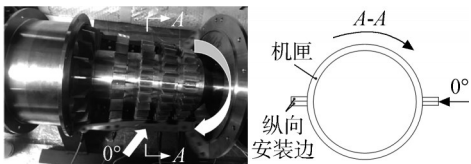


图 16 转子叶尖间隙测量实物图
Fig.16 Physical drawing of rotor blade tip clearance measurement

转子叶尖间隙测量原理如图 17 所示。首先,利用电容传感器测得叶尖与传感器的距离 d_1 ;其次,利用激光位移传感器在检测系统中标定电容传感器与机匣内流道面的距离 d_2 ;最后,利用下式计算转子叶尖间隙 d ,计算公式为

$$d = d_1 + d_2 \tag{18}$$

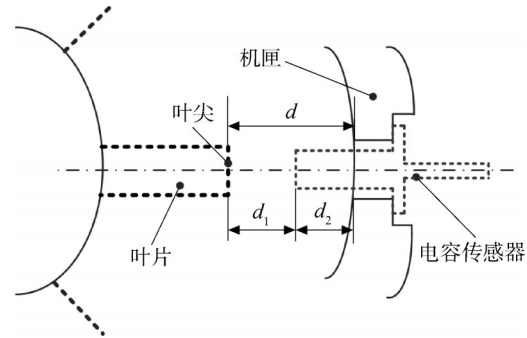


图 17 转子叶尖间隙测量原理图
Fig.17 Principle diagram of rotor tip clearance measurement

表 4 为前三级转子叶尖间隙测量结果。定义分半式机匣的纵向安装边为零相位,顺时针依次标记相位,如图 16 所示。定义各级转子叶片中被白色标记的叶片编号为 1,并顺时针依次编号。

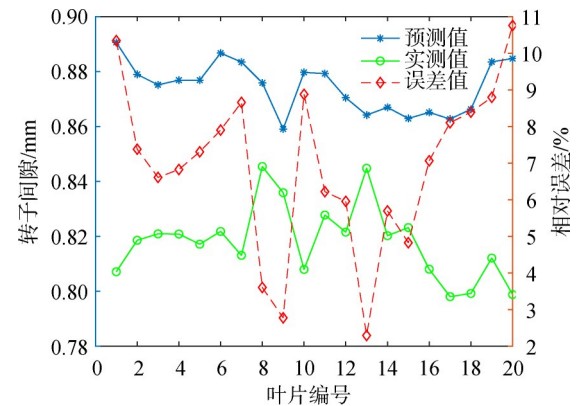
3.3 间隙预测值与实测值结果对比

转子叶尖间隙预测值与实测值对比结果如图 18 所示。图 18(c)可明显观察到,实测值与预测值的间隙变化曲线趋势基本一致,由此可推断,第

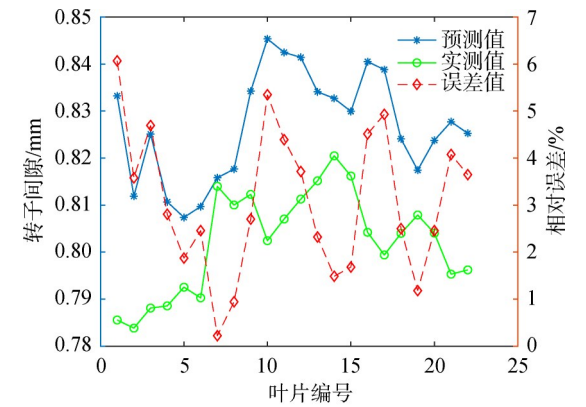
表 4 前三级转子叶尖间隙测量结果
Table 4 Measurement results of the first three-stage rotor blade tip clearance

参数	转子叶片级数		
	1	2	3
最大间隙值/mm	0.845 4	0.820 5	1.053 5
最大间隙对应叶片编号	8	14	16
最大间隙对应机匣相位/(°)	5	5	5
最小间隙值/mm	0.798 0	0.783 8	0.997 2
最小间隙对应叶片编号	17	2	4
最小间隙对应机匣相位/(°)	5	5	5
平均间隙值/mm	0.818 1	0.802 2	1.020 1
设计值/mm	0.90	0.84	0.98

3级转子叶盘相较于理想装配位置出现一边倒现象。由图可得,第 1 级转子叶尖间隙最大相对误差为 10.76%,平均相对误差为 6.92%;第 2 级转子叶尖间隙最大相对误差为 6.07%,平均相对误



(a) 第1级转子叶片



(b) 第2级转子叶片

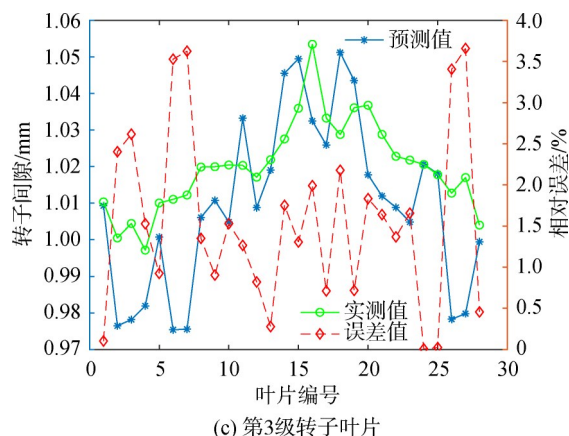


图18 转子叶尖间隙预测值与实测值对比

Fig.18 Comparison of predicted and measured values of rotor blade tip clearance

差为3.07%；第3级转子叶尖间隙最大相对误差为3.66%，平均相对误差为1.56%。由此可得，该转子叶尖间隙预测模型具有较高的预测精度，最大相对误差为11%，平均相对误差为5.76%。

通过仔细分析间隙的预测与实测结果，两者存在误差的原因主要有两个：①预测模型未考虑支点不同心导致的叶片偏转情况；②叶片轴向宽度方向的叶尖轮廓未进行完全扫描，简化计算的叶尖轮廓与实际轮廓可能有所差异，从而导致实测值与预测值存在偏差。

4 结 论

本文提出了航空发动机转子叶尖间隙预测模型，并基于实测数据对模型进行了试验验证，主要结论如下：

1) 转子叶尖间隙预测模型主要分为转子、静子和支承等3部分的装配偏差模型，基于偏差传递机理及空间几何变换理论建立了转子叶尖间隙预测模型。

2) 基于五坐标测量仪、检测平台和传感器等设备，通过试验验证了模型的有效性和准确性，模型预测最大相对误差为11%。

本文提出的方法可以较精确地预测转子叶尖间隙，为装配工艺优化控制提供依据。例如，基于转子叶尖间隙的预测结果，可以计算调整垫片的厚度，计算支承偏心补偿环的尺寸，计算叶尖修磨量，以及选配机匣等。

参考文献：

[1] KANG Y, KANG S. Prediction of the nonuniform tip clear-

ance effect on the axial compressor flow field[J]. Journal of Fluids Engineering, 2010, 132(5):0511101-0511109.

[2] 胡延青, 申秀丽. 航空发动机叶尖径向间隙研究进展综述[J]. 航空发动机, 2014, 40(1):60-67.

HU Yanqing, SHEN Xiuli. Overview on aeroengine radial tip clearance[J]. Aeroengine, 2014, 40(1):60-67. (in Chinese)

[3] DANISH S N, QURESHI S R, IMRAN M M, et al. Effect of tip clearance and rotor-stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99(1):988-995.

[4] PILIDIS P, MACCALLUM N R L. Models for predicting tip clearance changes in gas turbines[R]. NASA-N-83-29258, 1983.

[5] 詹江正, 张光, 宋文艳, 等. 某型高压压气机12级转子叶尖间隙理论分析与数值模拟[J]. 机械科学与技术, 2019, 38(10):1632-1640.

ZHAN Jiangzheng, ZHANG Guang, SONG Wenyan, et al. Theoretical analysis and numerical simulation of tip clearance of 12-stage high-pressure compressor rotor[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2019, 38(10):1632-1640. (in Chinese)

[6] 费成巍, 白广忱, 范觉超. 高压涡轮瞬态叶尖径向运行间隙计算分析[J]. 航空制造技术, 2013(19):70-74.

FEI Chengwei, BAI Guangchen, FAN Juechao. Calculation and analysis for transient blade-tip radial running clearance of HPT[J]. Aviation Manufacturing Technology, 2013(19):70-74. (in Chinese)

[7] 句彦松, 黄向华. 某型航空发动机低压涡轮叶尖径向间隙数值分析[C]//第2届中国航空科学技术大会论文集. 北京: 中国航空学会, 2015:333-337.

[8] 石宏编. 航空发动机装配工艺技术[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2015.

[9] 夏华腾, 唐湘林, 王铁, 等. 涡轴发动机转静子间隙精密测量与控制技术研究[J]. 航空维修与工程, 2020(11):68-70.

XIA Huateng, TANG Xianglin, WANG Tie, et al. Research on precision measurement and control technology of rotor-stator clearance in turbine shaft engine[J]. Aviation Maintenance and Engineering, 2020(11):68-70. (in Chinese)

[10] SUN Q, ZHAO B, LIU X, et al. Assembling deviation estimation based on the real mating status of assembly[J]. Computer-Aided Design, 2019, 115:244-255.

[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. ZHANG Shaoping, SU Tingming, LUO Qiusheng, et al. Design method for compressor radial clearance of an aero-engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2011, 24(4):25-27. (in Chinese)

[12] 丁司懿, 金隼, 李志敏, 等. 航空发动机转子装配同心度的偏差传递模型与优化[J]. 上海交通大学学报, 2018, 52(1):54-62.

DING Siyi, JIN Sun, LI Zhimin, et al. Deviation propagation model and optimization of concentricity for aero-engine rotor assembly[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2018,

- 52(1):54-62.(in Chinese)
- [13] 孟祥海,单福平.航空发动机转子件装配质量预测[J].制造业自动化,2016,38(5):61-65.
MENG Xianghai, SHAN Fuping. Prediction of assembly quality of aeroengine rotor parts[J]. Manufacturing Automation, 2016, 38(5):61-65.(in Chinese)
- [14] 刘建贤.航空发动机支点同心度的数值仿真及试验验证[J].航空科学技术,2015,26(7):22-25.
LIU Jianxian. Numerical simulation and test validation of aero engine's pivot concentricity[J]. Aeronautical Science and Technology, 2015, 26(7):22-25.(in Chinese)
- [15] SUN C Z, LI C T, LIU Y M, et al. Prediction method of concentricity and perpendicularity of aero engine multistage rotors based on PSO-BP neural network[J]. IEEE Access, 2019, 7:132271-132278.
- [16] 张子豪,郭俊康,洪军,等.航空发动机高压转子装配偏心预测和相位优化的智能算法应用研究[J].西安交通大学学报,2021,55(2):47-54.
ZHANG Zihao, GUO Junkang, HONG Jun, et al. Research on application of intelligent algorithm for assembly eccentricity prediction and phase optimization of aero engine high pressure rotor[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2021, 55(2):47-54.(in Chinese)
- [17] 黄发.圆弧端齿结构设计方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2013.
HUANG Fa. Design method of curvic couplings[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013.(in Chinese)
- [18] WANG C, MA Y H, ZHANG D Y, et al. Interval analysis on aero-engine rotor system with misalignment[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2015:1-9.
- [19] 蒋云帆.航空发动机轴承装配条件对转子振动特性的影响[D].西安:西北工业大学,2015.
JIANG Yunfan. Influence of aero-engine bearing assembly conditions on rotor vibration features[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2015.(in Chinese)
- [20] SUN H, WANG J, CHEN K, et al. A tip clearance prediction model for multistage rotors and stators in aero-engines[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(2):343-357.
- [21] 张冬梅.结构特征参数对发动机支点同心度的影响研究[J].航空科学技术,2015,26(5):22-26.
ZHANG Dongmei. Analysis of the influence and control of structural characteristic parameters effect on pivot concentricity for aero-engine[J]. Aeronautical Science and Technology, 2015, 26(5): 22-26.(in Chinese)
- [22] 田大可,徐雪,张德志.航空发动机整机支点同心度数学模型与分析[C]//第17届叶轮机学术交流会论文集.北京:中国航空学会,2014:173-177.
- [23] 柏树生,翟学,艾延廷,等.螺栓连接对发动机机匣装配同心度及动力特性的影响[J].航空科学技术,2010,31(6):35-37.
BAI Chunsheng, ZHAI Xue, AI Yanting, et al. The influence of bolted connection on the coaxial tolerance and dynamic analysis in aero-engine casing[J]. Aeronautical Science and Technology, 2010, 31(6):35-37.(in Chinese)
- [24] 王德友,辛明,艾延廷,等.螺栓联接参数对静子机匣同心度影响的研究[J].机械设计与制造,2017(5):190-193,197.
WANG Deyou, XIN Ming, AI Yanting, et al. Research of the bolting parameters effect on stator casing concentricity[J]. Machinery Design and Manufacture, 2017(5):190-193, 197.(in Chinese)

(编辑:王碧琨)