

高压涡轮主动间隙控制系统机匣模型试验

徐逸钧¹, 毛军逵^{1,2}, 王鹏飞³, 曾 军³, 王代军³, 郭 文³

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院

江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 设计和搭建了叶尖主动间隙控制系统的核心——可控热变形机匣模型试验验证台, 利用机匣温度和变形量等参数的测量, 验证了某主动间隙控制设计方案的基本工作特性。试验中通过改变集气腔进气流量, 研究了不同试验工况下机匣温度分布规律, 获得了机匣径向变形量及其在周向和轴向的分布规律。研究中发现冷却空气管的多孔冲击射流可以有效改变机匣温度, 并达到调节机匣变形的最终目的。随着供气雷诺数增加, 机匣的热响应时间减小, 机匣的收缩速率明显增加, 但该增加幅度随着雷诺数的增加而逐步减弱。试验结果表明: 机匣径向冷却收缩量基本均匀。由于冷却空气管周向流量分配不均匀, 使其周向上最大相对偏差为 8.75%。同时冷却空气管结构和供气量差异会导致机匣轴向温度分布不均匀, 在该工况中, 机匣径向冷却收缩量在轴向上最大的相对偏差为 6.99%。

关 键 词: 主动间隙控制; 高压涡轮; 可控热变形机匣; 换热特性; 热响应

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiment on active clearance control system of high pressure turbine case with thermal deformation control

XU Yi-jun¹, MAO Jun-kui^{1,2}, WANG Peng-fei³, ZENG Jun³,
WANG Dai-jun³, GUO Wen³

(1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;

3. China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: An experimental rig was established to get the performance of high pressure turbine case with thermal deformation control, serving as one of the most important parts of active clearance control (ACC) system. The distribution of temperature and radial deformation was measured to show how the turbine case responded to the temperature variation. In experiments, the coolant mass flow rate of inlet was changed, then the information of temperature and radial deformation was recorded. The rules of those parameters varying in axial and circumferential directions were also studied. It was found in experiments that the temperature of case could be controlled with impingements formed by the staggered jet holes in

cooling pipes, which were placed outside the case. Therefore the thermal deformations were also controlled due to those jet impingements. With the increase of coolant mass flow, the response time of thermal deformation decreased significantly at first and then tended to be a certain value. The experimental results showed that the radial thermal deformation of case was substantially uniform. But uneven circumferential distribution of coolant jetting from the pipes can still lead to some non-uniformity of radial thermal deformation in circumferential direction. The maximum relative deviation was about 8.75%. At the same time, the case's temperature in axial direction was also affected by the coolant flow and structural parameters. The maximum relative difference of radial deformation in axial direction as 6.99% was observed in experiments.

Key words: active clearance control; high pressure turbine;
case with thermal deformation control; characteristics of heat transfer;
thermal response

叶尖主动间隙控制(active clearance control, ACC)技术能够实现叶尖间隙调节,对降低发动机油耗、提高发动机性能和可靠性具有着重要意义.目前,航空发动机上采用的ACC技术大多数都是基于可控热变形机匣方案,如CFM56, V2500以及PW400系列发动机^[1-2].即在发动机不同的飞行状态下,采用不同温度气体射流冲击机匣的方式,改变机匣的温度,实现其热变形的调节,从而控制叶尖间隙在整个发动机工作包线内保持合适的大小^[3].因此针对可控热变形机匣部件,开展其冷却结构设计和对应的温度场及变形规律分析一直是ACC技术的核心.

针对ACC系统机匣外采用的多孔冷却管,国内外学者对其中射流的流动及换热特性开展了一定的研究. Andreini, Da Soghe等^[4-5]针对某ACC系统中采用的多孔冷却直管,考虑了冷却管冲击小孔数、冲击小孔直径、冲击孔间距、主流进口直径、冷却管长径比等因素,通过三维计算流体力学(CFD)数值模拟分析了可能的小孔间相互影响因素,并给出了小孔流量系数的修正关系式.姜远刚^[6]针对某低压涡轮主动间隙控制中典型结构90°弯曲的冷却管(横截面为圆形),试验分析了冷却管上冲击孔排方式、冷却管和机匣之间的冲击间距对机匣表面换热的影响,研究中发现由于冷却管出流不均匀,使得机匣表面温度分布也存在着明显的不均匀特性,并指出冷却管的进出口面积比是关键的影响参数.

除了采用冷却空气管中冲击射流来控制机匣温度之外,还有一些ACC系统设计方案采用了多层机匣结构,通过中层隔板上多排斜向冲击冷

却来改变机匣的温度.单文娟等^[7]针对某型发动机ACC典型冷却结构(斜向射流冲击角度为45°),利用试验重点研究在斜向冲击间距比(2~6)较小的情况下,斜向冲击射流的局部和平均换热特性.针对这种斜向冲击平壁的原理模型, Huang等^[8-9]也曾开展过换热特性试验研究,试验中通道横流与斜孔角度成+45°或-45°,冲击距离和冲击孔直径之比为3,主流进口雷诺数范围为4800~18300.张井山等^[10]等针对多层机匣中内斜向冲击冷却方案,考虑实际机匣所具有的加强肋、安装螺栓等结构,分析了中间隔板上冲击角度(30°, 45°, 60°)、冲击孔孔径(1.0, 1.5, 2.0 mm)和进口雷诺数(10000~24000)对机匣表面局部和平均换热的影响.

在这些典型冷却结构的流动和传热机理研究基础上,部分学者也就ACC系统开展了不同形式的验证研究.最具代表性的就是NASA^[11]开展的JT9D-70/59改进型高压涡轮ACC系统研究.研究中采用了全尺寸高压涡轮机匣模型试验件,内部设计了一种封严支撑结构,并利用旋转燃气加温设备对试验件加热,来模拟高温燃气对涡轮外环的冲刷作用.在机匣外部设计和安装了两圈冷却空气管(横截面为圆形),通过冷却空气的冲击射流改变机匣温度分布.试验中采用位移百分表测量了封严支撑结构与机匣螺栓不同连接方式下机匣的热变形量,但未考虑实际发动机工作状态下的压力及弯曲载荷带来的影响.研究中发现封严支撑结构与机匣在螺栓不同连接装配方式下,机匣径向热变形在周向上分布都不均匀.以基准结构为例,在试验条件下径向平均热变形为2.41 mm,最大径向位移为2.84 mm,最小径向位

移为 1.93 mm,最大相对偏差达到 47.2%。

当然验证 ACC 系统工作特性最好的方式就是整机或部件试验,通过实测机匣的变形或叶尖间隙值,得到采用 ACC 技术后叶尖间隙变化规律和相应的发动机或部件性能。美国通用电气公司(General Electric Company, GE 公司)在 E³ 发动机高压涡轮部件机械设计中^[12],将风扇空气从外涵道引入,按照发动机工作条件调整空气阀开度,改变冷却或加热机匣的气体流量,最终实现调节涡轮机匣金属温度及相应的热膨胀,达到巡航工况下叶尖间隙为 0.41 mm 的控制目标。GE 公司的 Howard 等^[13]针对 CF6-50C 发动机,利用整机试车来评估高压涡轮间隙变化对发动机和部件性能的影响。研究中通过在高压涡轮外环块上安装 8 个探针,测量了发动机地面试车稳态和过渡态中,第 1 级高压涡轮叶尖间隙以及静子机匣部件的不圆度。测量结果表明稳态和过渡态下高压涡轮机匣沿周向温度及不圆度分布并不均匀,周向差异大约为 0.25 mm。

与欧美等航空航天大国 ACC 技术已经成熟应用相比,我国 ACC 技术研究才刚刚起步,相关研究工作大多集中在 ACC 系统中典型部件的流动、传热及变形的机理分析中,尚未开展 ACC 技术的验证工作^[14-19]。

ACC 的技术验证试验中,如果采用类似文献[13]的台架试车方式,试验难度大,投入成本高,并且涡轮中恶劣的测试环境对叶尖间隙实时测量带来很多干扰,使得测试难度高、数据误差较大。在实验室工况下开展模型验证试验,可以显著降低试验费用和 risk。但此时如仍采用带涡轮转子的试验方案,由于叶片、轮盘等转子的旋转速度高,带来的振动、安全性和轴向力平衡等问题将比较突出,因此国外 ACC 系统的模型试验中,均未考虑转子部件,将重点都放在了机匣部件的温度分布和变形测试研究上,正如文献[11]中所展示的。

综合考虑我国 ACC 技术研究现状及国外发展的技术路线,本文设计和搭建了可控热变形机匣的模型试验验证台,开展了机匣温度、变形量等参数的测量,获得了不同工况下机匣热变形规律,直观地验证了某 ACC 设计方案的实施效果,为该方案进一步的工程应用提供了重要的技术支撑。同时本文获得的试验结果,可以为叶尖间隙预估程序提供基础试验数据,来修正相应的流动、换热计算模型,提高精度。设计人员也能够利用这些

经过验证的程序,对部件试验或整机试验中机匣变形规律开展预估,有效降低试验风险。

1 试验系统和测量设备

1.1 某 ACC 系统设计方案

图 1 为本文研究的某型发动机高压涡轮 ACC 系统设计方案示意图。机匣外侧放置了 4 组 8 根 180°冷却空气弯管,沿发动机主燃气流动方向分别标为 1 组、2 组、3 组、4 组。图 2 给出了冷却管与机匣相对位置示意图。ACC 系统开始工作后,来自压气机引气的空气进入集气腔,分配到 8 个空气弯管,通过冷却空气管上的阵列冲击孔流出,形成冲击射流,改变机匣温度分布,从而调整机匣径向热变形,并最终带动涡轮外环实现叶尖间隙的调控。



图 1 高压涡轮 ACC 系统设计方案示意图

Fig. 1 Schematic of a high pressure turbine ACC system

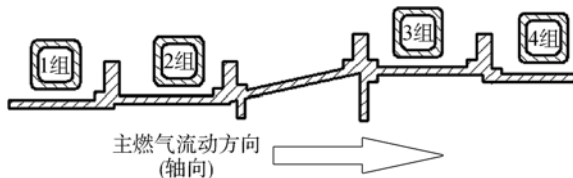


图 2 试验件总体结构剖面示意图

Fig. 2 Schematic of overall structure section of the test sample

图 3 给出了该设计方案中采用的冷却空气弯管截面示意图。为了使冷却空气管同机匣的结构尽可能相匹配,采用了方形截面的异形管。ACC 方案设计时,依据无 ACC 应用的机匣温度及受力特征,调整每一根冷却空气管上 4 排冲击冷却孔的数目、位置、角度和几何特征(直径、间距等),

每一组冷却管各排冷却孔沿周向均匀分布,孔数为274个,希望机匣变形能够均匀,最终形成了如图1中所示的ACC方案。

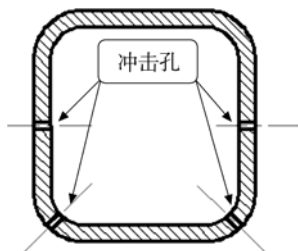


图3 冷却空气弯管截面示意图

Fig. 3 Schematic of coolant pipe's cross section

1.2 模型试验验证方案和试验系统简介

模型试验验证中,将图1所示的ACC设计方案按照1:1的尺寸进行加工,其中机匣按照发动机轴向自由放置在试验台上,冷却空气管通过支架固定在试验台上并和机匣之间保持一定距离。图4给出了模型验证试验系统示意。

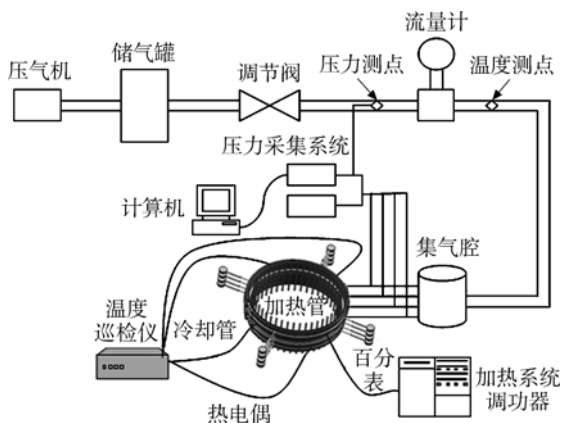


图4 试验系统示意图

Fig. 4 Schematic of experimental system

试验系统主要包括:供气系统、热环境模拟系统、试验件及测量系统。

试验中气流由活塞式压缩机提供,进入供气管道,通过除湿器和储气罐稳流并干燥空气,保证压缩空气的干度。干燥后的气流进入进气管道,通过流量控制阀和流量计后进入集气腔。在集气腔分为8股气体分别进入各个冷却空气管,并通过冷却空气管上小孔排出形成冲击气流。

由于ACC系统中机匣是主要的变形部件,外环只是随动部件,因此本文进行的模型验证试验中,仅仅考虑了单层机匣模型,简化了涡轮外环及其对应的冷却系统。

为了模拟高温燃气同外环接触并最终通过导热等方式对整个机匣的加热作用,试验中采用了辐射加热方法。在机匣内部的空腔中均匀排布45支石英电加热管(每支功率1kW),通过调功器来改变加热管的加热功率,结合机匣内部设置的热电偶温度传感器,就可以利用石英加热管的辐射加热强度变化,达到调节控制机匣温度的目的。

实际发动机的机匣大多采用GH4169等高温耐热合金,其热膨胀系数为 $11.8 \mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$,泊松比为0.3(100 $^\circ\text{C}$),在本文试验工况下(机匣最高温度变化为200 $^\circ\text{C}$),其变形大约为0.80 mm。考虑到本文开展的模型试验一方面是直观的验证ACC系统工作效果,另一方面是提供基础数据来修正现有的间隙预估程序。如果模型件变形量过小,可能会给测试带来较大的误差。因此本文试验中,机匣模型试验件材料选用铝合金6061,其热膨胀系数为 $23.2 \mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$,泊松比为0.33(100 $^\circ\text{C}$),本文试验工况下机匣变形量大约为1.63 mm。

1.3 测试系统和数据定义

试验中利用铠装K型热电偶来测量机匣温度和集气腔进口气流温度、电子数显百分表测量机匣的变形、压力传感器测量每根冷却空气管进口总压和静压以及来流静压、涡街流量计测量来流体积流量。具体的量程和测试精度如表1所示。

表1 试验用仪器参数

Table 1 Parameters of instruments for experiment

仪器名称	量程	精度/%
涡街流量计/(m^3/h)	22.6~150	1
铠装K型热电偶/ $^\circ\text{C}$	0~800	0.75
电子数显百分表/mm	0~12.5	0.1
温度巡检仪/ $^\circ\text{C}$	-50~300	1
压力传感器/MPa	0~0.3	0.25

测量位移的常用的有磁质伸缩位移传感器^[20]、电涡流式位移传感器^[21]、激光位移传感器^[22]以及位移百分表^[11]等。根据本文的试验件及试验环境,综合比较各种测试方法,本文采用电子数显百分表测量机匣变形,并且同文献[11]中变形测试方法类似,试验中位移测点布置在法兰上,总共设置了16个测点。图5和图6分别给出了测点在机匣表面沿轴向和周向的位置分布图。

试验时首先将电子数显百分表读数归零,等

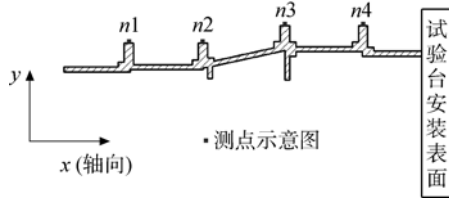


图 5 位移测点沿轴向分布

Fig. 5 Dial indicator locations along the axial distribution

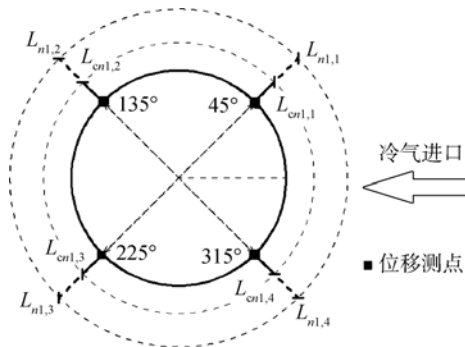


图 6 位移测点沿周向分布

Fig. 6 Dial indicator locations along the circumference distribution

待机匣受热稳定后读取 4 层法兰各个测点加热稳定后的读数. 以 $n1$ 层法兰 4 个测点为例(如图 6 所示), 沿周向的 $45^\circ, 135^\circ, 225^\circ, 315^\circ$ 逆时针方向分别定义为 $L_{n1,1}, L_{n1,2}, L_{n1,3}, L_{n1,4}$. 当 ACC 系统工作后(冷却空气管供气, 冲击射流冷却机匣), 同样等待机匣温度稳定后再次读取 4 层法兰各个测点电子数显百分表读数, 仍以第 1 层法兰 4 个测点为例, 分别定义为 $L_{cn1,1}, L_{cn1,2}, L_{cn1,3}, L_{cn1,4}$. 那么机匣的 4 个测点冷却收缩量就分别定义为 $\Delta L_{n1,1}, \Delta L_{n1,2}, \Delta L_{n1,3}, \Delta L_{n1,4}$. 具体的计算公式如下, 以 45° 方向的 $\Delta L_{n1,1}$ 为例, 详见图 6.

$$\Delta L_{n1,1} = L_{n1,1} - L_{cn1,1} \quad (1)$$

为了便于分析测量数据, 本文将每层法兰 4 个测点的读数取平均值代表该层机匣径向热变形. 分别定义 L_{ni} 为机匣加热稳定后每一层平均热变形, L_{cni} 为受到冷却稳定后机匣每一层平均热变形, ΔL_{ni} 为机匣每一层冷却收缩量的平均值, i 数字为 1~4, 分别代表 1 层~4 层法兰, 详见图 5.

为了更好的比较不同工况下机匣位移冷却收缩的效果, 本文定义了机匣位移收缩率, 即 ACC 系统工作后机匣的收缩量和 ACC 系统工作前机匣受热膨胀变形量的比值, 具体定义如下:

$$\gamma_i = \Delta L_{ni} / L_{ni} \times 100\% \quad (2)$$

该值一方面可以直观的表征出机匣的变形程

度, 同时也能从侧面反映出冷却空气管的冲击冷却效果.

为了获得机匣上温度分布规律, 试验中在机匣外壁面沿着轴向设置了 8 圈温度测点, 每一圈设置了 8 个温度测点, 如图 7 和图 8 所示.

试验时等待机匣受热稳定后, 通过温度巡检仪获得 8 圈热电偶测得的机匣温度, 以 $r1$ 圈 8 个测点为例(如图 8 所示), 从 0° 开始逆时针方向分别定义为 $t_{hr1,1}, t_{hr1,2}, t_{hr1,3}, t_{hr1,4}, t_{hr1,5}, t_{hr1,6}, t_{hr1,7}, t_{hr1,8}$; ACC 系统工作, 冷却空气冲击机匣, 等机匣温度再次稳定获得此时温度分布, 仍以 $r1$ 圈为例, 分别定义为 $t_{cr1,1}, t_{cr1,2}, t_{cr1,3}, t_{cr1,4}, t_{cr1,5}, t_{cr1,6}, t_{cr1,7}, t_{cr1,8}$.

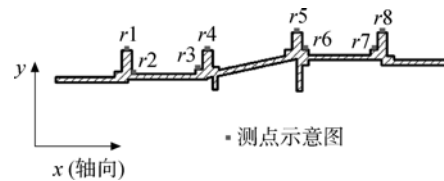


图 7 热电偶沿轴向分布

Fig. 7 Thermocouple locations along the axial direction

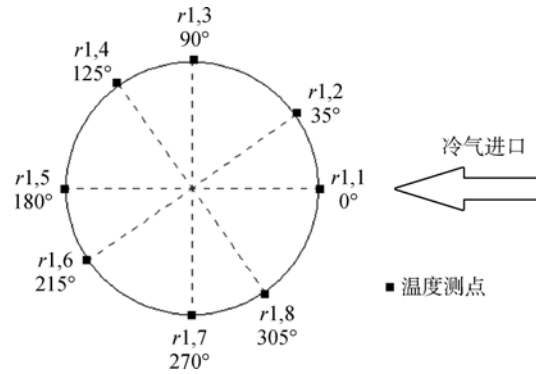


图 8 热电偶沿周向分布

Fig. 8 Thermocouple locations along the circumference direction

为了便于分析测量数据, 本文将每一圈的 8 个测点温度的平均值来代表该圈机匣温度. 其中 T_{hr1} 为加热稳定后每一圈机匣平均温度, T_{cr1} 为受到冷却稳定后机匣每一圈平均温度, i 数字为 1~8, 分别代表 1 圈~8 圈温度测点, 详见图 7.

同样的为了便于比较不同工况下, 冷却管冲击冷却机匣温度的效果, 本文定义了机匣冷却效率(T_{in} 为试验时集气腔进口气流温度)

$$\eta = (t_{hr1} - t_{cr1}) / (t_{hr1} - t_{in}) \quad (3)$$

除了记录稳定后的机匣最终温度和变形量以

外,试验中还在冷却空气管供气后,每隔 15 s 记录了机匣温度和变形量,来得到机匣的热响应规律.

正如前文中所描述的,本文试验中为了研究不同工况下 ACC 系统的工作特性,通过改变冷却空气管的供气流量,来获得不同工况下的机匣热响应及变形规律,具体工况见表 2.

表 2 试验工况

Table 2 Experimental operating conditions

试验工况	进口雷诺数
1	40 582.4
2	172 756.6
3	239 687.0

表 2 中进口雷诺数定义为

$$Re_{in} = \rho u d / \mu = 4 \dot{m} / (\pi d \mu) \quad (4)$$

式中 $\dot{m}$ 为集气腔进口质量流量, d 为集气腔进口的当量直径, μ 为空气运动黏度.

2 试验结果及分析

2.1 典型工况分析

2.1.1 机匣温度分布规律(工况 3)

为了检验辐射加热的均匀性,首先分析了机匣加热稳定后的温度分布规律.图 9 是工况 3 中,机匣加热稳定后,机匣 $r1$ 圈 8 个测点温度值分布.测点中最大值为 193.8 °C,最小值为 186.7 °C,平均值为 190.7 °C,最大相对误差为 2.1%,温度沿周向分布较为均匀.这也充分表明了本文试验中采用的辐射加热方式具有较好的实施效果.

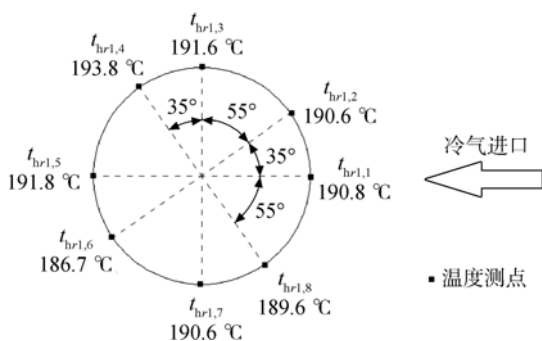


图 9 加热稳定后机匣 $r1$ 测点温度

Fig. 9 Steady temperature of case at $r1$ location

图 10 为机匣加热温度稳定(ACC 系统未工作)后机匣平均温度 $t_{hr,i}$ 分布示意图.从图 10 中可以清楚地发现,机匣轴向上的平均温度存在着明显的温差,最高温度出现在 $r1$ 和 $r2$ 位置,最低值

测点示意图

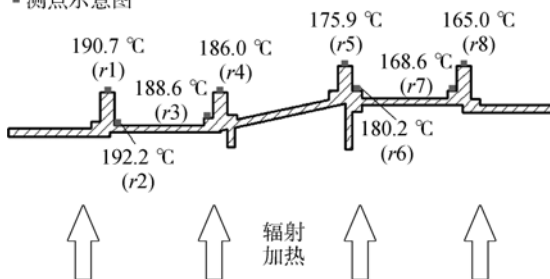


图 10 加热机匣稳定温度沿轴向分布图

Fig. 10 Case's steady temperature along the axial direction after heated

在 $r7$ 和 $r8$ 位置.

影响机匣稳态温度分布的主要参数是辐射加热量和机匣壁面与空气之间的自然对流换热量.试验中石英加热管长度超过机匣长度 78 mm,机匣受热面处于石英加热管工作中段,以避免石英加热管两端边缘可能带来的加热不均匀影响.同时石英加热管也采用了均匀布置的方法,来保证周向加热的一致性.因此机匣得到的辐射加热量可以视为基本均匀,图 9 中的周向温度分布数据也从侧面说明了辐射加热的均匀性.

试验中,机匣安放在试验平台上时, $r7$ 和 $r8$ 所在的大半径位置在下,此时机匣内部热空气在自然对流的作用下不断向上运动, $r1$ 和 $r2$ 位置的空气温度要高于 $r7$ 和 $r8$ 位置,使得这些位置的对应机匣温度也相应偏高.

同时从图 10 中可以看到,机匣靠近石英加热管侧的温度相对较高.如 $r2$ 测点温度为 192.2 °C,略高于 $r1$ 的 190.7 °C; $r3$ 测点温度为 188.6 °C,略高于 $r4$ 的 186.0 °C.这主要是机匣内部存在辐射加热,而外部是相对低温环境,所以在导热系数影响下机匣固体域两侧存在一定的温差.

图 11 给出了 ACC 系统工作,机匣温度再次

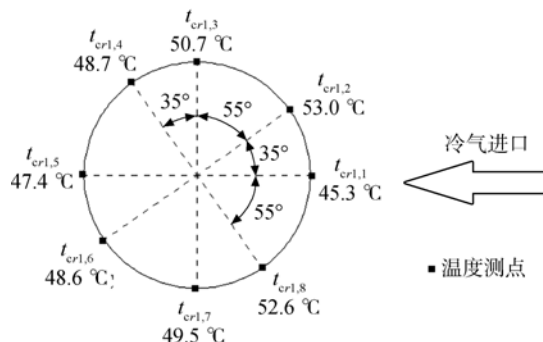


图 11 ACC 系统工作稳定后机匣 $r1$ 测点温度

Fig. 11 Case's steady temperature of case at $r1$ location with ACC system operating

达到稳定后,机匣 $r1$ 圈各温度测点读数。

此时沿周向 8 个测点中最大值为 53.0°C ,最小值为 45.3°C ,平均值为 49.5°C ,最大相对误差为 8.5% 。实测数据显示,ACC 系统工作后,机匣温度明显下降,同时随着远离冷却管进气位置(即冷却管集气腔),机匣周向温度存在一定程度的降低。

这是由于本文研究的 ACC 方案中,冷却空气管一端进气,一端封闭。冷却空气在管内运动时,速度逐步降低,静压逐渐变大,虽然冷却管上冲击孔周向均匀分布,但在管内外压差作用下,越远离冷却管进口位置的冷却孔出流流量越大,使得冷却管周向流量分配不均匀。这种趋势在冷却空气管进出口面积比(冷却管进口截面积和冷却管所有小孔出流面积总和的比值)小于 1 的条件下将更为突出,而该值超过 3 后冷却管周向流量基本均匀^[6]。

本文研究的 ACC 方案中,8 根冷却管的进出口面积比处于 $1.91\sim 2.55$ 之间,因此冷却管存在一定程度的周向流量出流不均匀,使得对应的机匣周向温度也呈现出一定的非均匀性,但总体上差异不大(最大相对误差小于 9%)。

图 12 为 ACC 系统工作后,机匣平均温度 T_{cr} 的轴向分布图。图中数据显示,随着集气腔进口温度为 36.0°C 冷却空气的冲击,机匣温度迅速降低,如 $r1$ 位置的温度从 190.7°C 降低为 49.3°C 。温度变化幅度最大的测点是 $r2$ 位置,从 192.2°C 降低为 49.8°C ,温度变化达到了 142.4°C 。

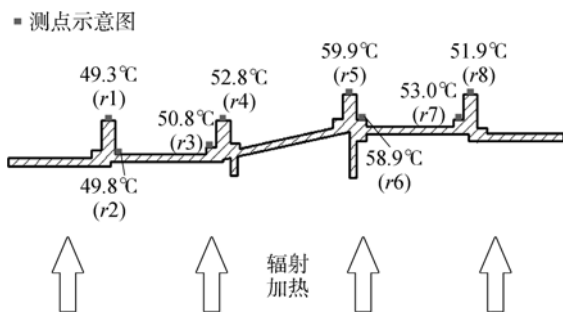


图 12 ACC 系统工作稳定机匣温度沿轴向分布图

Fig. 12 Case's steady temperature along the axial direction with ACC system operating

比较图 10 和图 12,可以发现 ACC 系统工作后,沿发动机轴向的机匣平均温度不再单调降低,而是呈现出先增加后降低的规律,机匣上最高温度出现在 $r5$ 位置。这是由于 ACC 系统工作后,冷却空气冲击机匣表面,滞止区存在的强烈动量交换使得冲击射流带来明显的换热强化作用,因此

会在冲击滞止点附近出现明显的低温区。本文研究的 ACC 方案中,机匣 $r2$ 位置两侧均存在冷却管的垂直及 45° 斜向冲击,而 $r3$ 和 $r5$ 位置仅有一侧存在冲击射流,所以 $r2$ 附近机匣温度相对较低。

同时也正是因为冷却管上冲击射流的影响,使得因为材料导热影响出现的同一法兰沿半径增大的方向温度略有降低的规律不再全部适用。具体表现为冲击滞止点附近的 $r3$ 和 $r6$ 位置温度要低于远离冲击滞止区的 $r4$ 和 $r5$ 测点温度。

还需要注意的是,试验中从集气腔流到各冷却管的流量并不相同,根据测量结果这 4 组管流量所占进口总流量比例分别为 14.8% , 40.8% , 23.8% , 20.6% 。这是由于发动机实际工作情况下,机匣受到空气系统二次流的流动和冷却作用,以及燃气侧对外环加热和导热影响,其温度分布并非均匀,再加上考虑机匣受力和约束条件的影响,ACC 方案设计中,为了保证整个机匣变形均衡,这 4 组冷却管中设定的冷却空气流量并不相同。所以 ACC 系统工作时, $r2$ 位置旁冷却空气管的流量最大,这也是此处温度最低的一个重要原因。

因此 ACC 系统工作后,在冷却管排布方式以及冷却管内空气流量分配的共同作用下,机匣温度出现了如图 12 所示的分布规律。

2.1.2 机匣外法兰径向位移变化规律(工况 3)

图 13 为 ACC 系统不工作时,机匣平均径向热变形量的轴向分布示意图,可以发现机匣加热稳定后 $n2$ 处热变形最大,变形最大相对误差为 10.47% 。影响热变形的主要因素为温度分布和结构,通过前文的温度分布可以发现 $n1$ 处温度最高, $n2$ 处较 $n1$ 稍小, $n3$ 与 $n4$ 逐级降低明显,但是机匣各层法兰结构并不相同,在温度以及结构相互影响下出现了上述结果。

图 14 给出了 ACC 系统工作后,工况 3 条件下,机匣径向冷却收缩量在周向上分布示意图(以

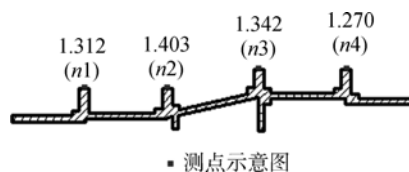
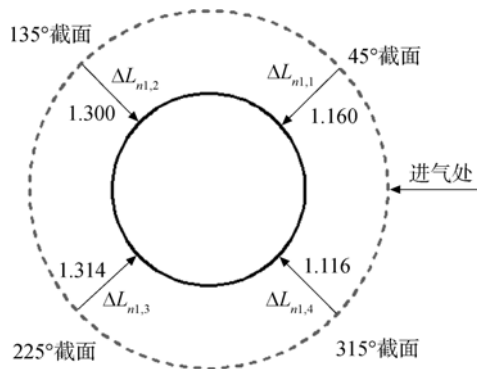


图 13 ACC 系统未工作时加热稳定机匣热变形示意图(单位:mm)

Fig. 13 Schematic of steady thermal deformation without ACC system operating (unit:mm)

图 14 机匣 n_1 层径向热变形示意图Fig. 14 Schematic of n_1 casing radial thermal deformation

n_1 层测点为例)。虚线表示机匣受热稳定后,即 ACC 不工作时的位置,实线为 ACC 系统工作后,机匣温度再次达到稳定后的位置示意图。从外圈指向内圈的箭头表示 ACC 系统打开后机匣的径向冷却收缩量。

影响机匣径向热变形的主要因素为机匣结构和温度分布。在加工保证机匣圆度精度的基础上,试验中机匣可以近似看为轴对称结构,其热变形周向分布规律主要受到温度场的影响。由于 ACC 系统工作前后,机匣沿周向温度分布总体差异不大,所以机匣沿周向冷却收缩量也较为接近。以图 14 中 n_1 为例,收缩量最大相对误差为 8.75%。

同时通过前文温度分析发现,ACC 系统工作时,机匣远离进气位置温度相对较低,温降较大,使得机匣在远离进气位置冷却收缩量相对较大,造成 $\Delta L_{n1,2}$ 和 $\Delta L_{n1,3}$ 大于 $\Delta L_{n1,1}$ 和 $\Delta L_{n1,4}$,如图 14 所示。

图 15 进一步给出了 ACC 系统工作后沿发动机轴向不同位置,机匣周向 4 个测点平均的径向

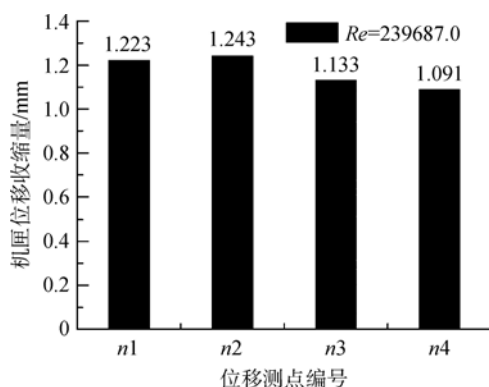


图 15 ACC 系统工作时机匣径向冷却收缩量

Fig. 15 Casing thermal deformation along axial direction due to ACC system operating

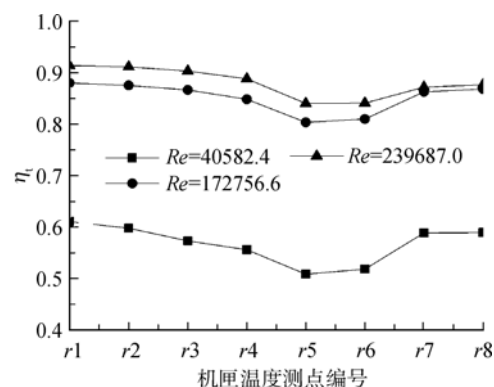
收缩量。图中数据显示, n_1 处径向收缩量为 1.223 mm,最大值出现在 n_2 处为 1.243 mm, n_3 处为 1.133 mm,最小值为 n_4 处的 1.091 mm,此时 4 处位置径向收缩量平均值为 1.173 mm,最大相对误差为 6.99%。

综合图 14 和图 15 中显示的机匣变形规律,表明本文所研究的 ACC 方案,可以较好的调节机匣温度并且机匣冷却收缩量基本均匀。

2.2 ACC 系统工作特性分析

2.2.1 供气雷诺数的影响

图 16 给出了不同供气雷诺数 (Re) 下,机匣 $r_1 \sim r_8$ 位置机匣温度冷却效率 (η) 规律。发现不同 Re 下,冷却效率随测点变化规律基本相同,从 $r_1 \sim r_5$ 测点冷却效率逐渐降低, $r_5 \sim r_8$ 测点冷却效率逐渐增加。

图 16 不同 Re 下 η 变化曲线Fig. 16 η with different Re

本文研究的 ACC 方案中, r_1 和 r_2 测点位置的两侧均设置冷却空气管,同时位于 r_2 和 r_3 测点间的第 2 组冷却管空气流量最大,因此 ACC 系统工作后, $r_1 \sim r_4$ 测点位置的冷却效率较高。 r_5 和 r_6 测点位置仅有一侧存在冷却管的冲击冷却,因此对应的冷却效率较低。而 r_7 和 r_8 测点位置两侧也有两组冷却管,所以图 16 中显示出冷却效率先减小再增加的趋势。

同时从图 16 中可以发现,随着 ACC 系统 Re 的增加,机匣冷却效率 η 逐渐变大。以 r_1 点为例,当 Re 从 40582.4 变为 172756.6,冷却效率从 0.61 增大为 0.88,提升了 27%;而当 Re 进一步提高为 239687.0,冷却效率从 0.88 增大为 0.91,仅仅提高了 0.03。这是因为随着 Re 增加,冷却管内空气流量变大,冲击换热效果增加,同时石英玻璃管对机匣内表面辐射加热的功率是保持不变

的. 机匣外表面冷却换热增强后, 仅仅减小了冷端的传热热阻, 随着冷端传热系数的进一步增加, 这种传热热阻减小对机匣温度的影响在逐步降低.

图 17 为不同 Re 下机匣冷却收缩量, 在相同 Re 下各层法兰冷却收缩量相差不大, 最大都出现在 $n2$ 处. 随着集气腔 Re 增加, 机匣冷却收缩量逐渐增加. 以 $n1$ 处为例, 当 Re 从 40582.4 变为 172756.6, 冷却收缩量从 0.715 mm 增大为 1.175 mm, 提升 0.46 mm; 同样的随着 Re 进一步提高为 239687.0, 冷却收缩量增大为 1.223 mm, 仅仅提高了 0.048 mm. 显然 Re 增加带来的换热强化以及温度降低幅度增加, 使得 ACC 系统工作时机匣的收缩量变大. 同时随着机匣温度降低幅度随着 Re 进一步提高而变缓时, 机匣收缩量的增加幅度也随之降低.

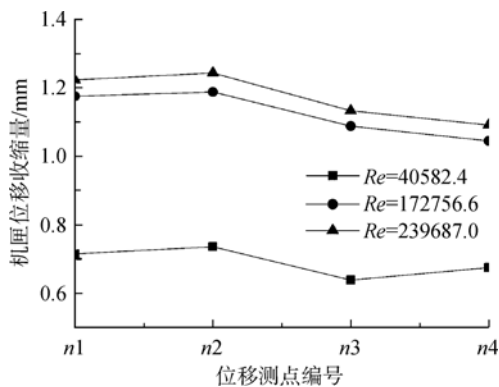


图 17 不同 Re 机匣冷却收缩量

Fig. 17 Casing cooling shrinkage with different Re

图 18 给出了不同 Re 下机匣 $n1 \sim n4$ 位置机匣位移收缩率 γ_1 规律. 图中显示 γ_1 从 $n1 \sim n3$ 位置都逐渐降低, $n3$ 位置最低, $n4$ 位置变大. 随着集气腔 Re 增加, γ_1 逐渐提升 (先明显增加, 后增

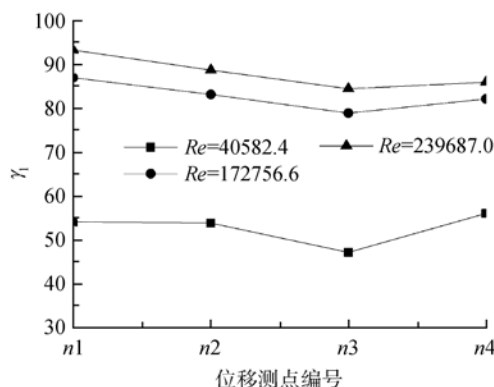


图 18 不同 Re 下 γ_1 变化曲线

Fig. 18 γ_1 with different Re

幅变缓). 同样以 $n1$ 位置为例, 当 Re 从 40582.4 变为 172756.6, 机匣位移收缩率从 54.1% 增大为 86.9%, 提升 32.8%; 随着 Re 进一步提高为 239687.0, 机匣位移收缩率变为 93.2%, 仅仅提高了 6.3%.

2.2.2 过渡态工作特性

文献[12-13]均提出现有的基于可控热变形间隙控制方案中, 由于机匣热容影响使得其变形响应存在一定的滞后. 本文试验中, 也针对机匣的热响应及变形过渡态工作特性开展了研究.

图 19 给出了不同 Re 下机匣冷却收缩量过渡态变化曲线, 横坐标是时间, 纵坐标是 ACC 系统从打开到机匣温度重新达到稳定这个过渡态下机匣 $n1$ 周向 4 个测点机匣冷却收缩量的平均值.

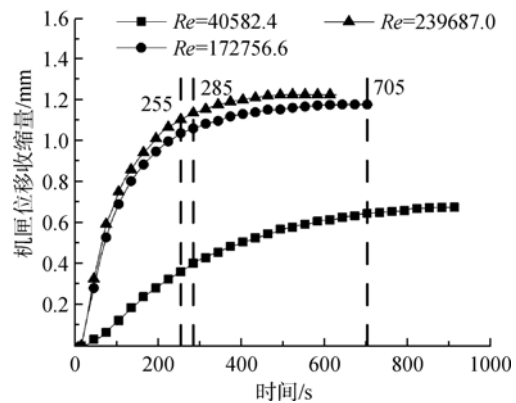


图 19 不同 Re 热变形过渡态变化曲线

Fig. 19 Casing thermal deformation curves of transient state with different Re

当 ACC 系统工作, Re 为 239687.0 时, 机匣最终的冷却收缩量为 1.223 mm, ACC 系统工作 255 s 后, 冷却收缩量为 1.102 mm, 达到了 90%, 一直到工作 510 s 后, 冷却收缩量达到 1.223 mm, 基本达到 100%.

从工程上看, 设计人员关注的是机匣冷却收缩量达到最大冷却收缩量 90% 时所花费的时间, 本文将该时间定义为机匣的热响应时间 (如图 19 中各虚线所示). 当 Re 从 40582.4 变为 172756.6 时, 机匣热响应时间从 705 s 减为 285 s; 而 Re 从 172756.6 到 239687.0 时, 响应时间减少幅度不大, 热响应时间从 285 s 减为 255 s. 因此集气腔 Re 的提高可以减小热响应时间, 但热响应时间降低幅度随 Re 进一步提高逐渐变缓.

3 结 论

通过以上分析得到以下结论:

1) 本文研究的 ACC 方案中,采用的冷却空气管多孔冲击射流可以有效改变机匣温度,并达到调节机匣变形的最终目的。

2) 在本文的试验工况下,机匣冷却收缩量基本均匀。

3) 随着 Re 的增加,机匣热响应时间减小,机匣的收缩速率明显增加,但该变化趋势随着 Re 的增加而逐步减弱。

4) 由于冷却空气管周向流量分配不均匀,使得机匣周向冷却收缩量存在一定的差异,最大相对偏差为 8.75%。同时冷却空气管结构和供气量差异也会导致机匣温度沿轴向分布呈现一定不均匀性。在本文试验工况下不同轴向测点上,机匣冷却收缩量的最大相对偏差为 6.99%。

5) 本文测得的试验数据可以很好的修正叶尖间隙预估程序中机匣模块的计算模型,并与计算结果对比,验证预估程序的计算精度,利用验证过的预估程序对真实机匣设计提供数据支持。

参考文献:

- [1] 曾军,王鹏飞.民用航空发动机涡轮叶尖间隙主动控制技术[J].航空科学技术,2012,24(2):1-6.
ZENG Jun, WANG Pengfei. Analysis on turbine active clearance control technology of civil aircraft engine[J]. Aeronautical Science and Technology, 2012, 24(2): 1-6. (in Chinese)
- [2] Bradbury L J S. The structure of a self-preserving turbulent plane jet[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1965, 23(1): 31-64.
- [3] Lattime S B, Steinetz B M. High-pressure-turbine clearance control systems; current practices and future directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(2): 302-311.
- [4] Andreini A, Da Soghe R. Numerical characterization of aerodynamic losses of jet arrays for gas turbine applications[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(5): 052504. 1-052504. 8.
- [5] Da Soghe R, Andreini A. Numerical characterization of pressure drop across the manifold of turbine casing cooling system[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031017. 1-031017. 9.
- [6] 姜远刚. 间隙主动控制系统中冷却流路的流动/换热特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2010.
JIANG Yuangang. Research on flow and heat transfer characteristics in air cooling channel of turbine tip active clearance control system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)
- [7] 单文娟,毛军逵,李毅,等.斜向冲击强化换热特性试验[J].航空动力学报,2013,28(3):701-708.
SHAN Wenjuan, MAO Junkui, LI Yi, et al. Experiment on heat transfer characteristics with inclined impingement[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 701-708. (in Chinese)
- [8] Huang Y, Ekkad S V, Han J C. Detailed heat transfer coefficient distributions under an array of inclined impinging jets using a transient liquid crystal technique[R]. Singapore: 9th International Symposium on Transport Phenomenon in Thermal Fluids Engineering, ISTP-9, 1998.
- [9] Huang Y, Ekkad S V, Han J C. Detailed heat transfer distribution under an array of orthogonal impinging jets[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1998, 12(1): 73-79.
- [10] 张井山,毛军逵,李毅,等.高压涡轮主动间隙控制机匣内部换热特性试验[J].航空动力学报,2014,29(2):298-304.
ZHANG Jingshan, MAO Junkui, LI Yi, et al. Experiment on heat transfer characteristics inside the casing of high pressure turbine with active clearance control[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(2): 298-304. (in Chinese)
- [11] Gaffin W O. JT9D-70/59 improved high pressure turbine active clearance control system[R]. NASA CR-159661, 1979.
- [12] 《航空航天工业部高效节能发动机文集》编委会. 高效节能发动机文集:第5分册 涡轮设计和试验[M]. 北京:航空工业出版社,1991.
- [13] Howard W D, Fasching W A. CF6 jet engine diagnostics program high pressure turbine roundness/clearance investigation[R]. NASA CR-165581, 1982.
- [14] 牛东生,陈伟,漆文凯.涡轮叶尖间隙计算实现方法与结果分析[J].燃气涡轮试验与研究,2004,17(4):31-34.
NIU Dongsheng, CHEN Wei, QI Wenkai. Calculation program for turbine tip clearance and result analysis[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(4): 31-34. (in Chinese)
- [15] 闫明.基于ANSYS的飞机附件机匣热分析[D].沈阳:东北大学,2005.
YAN Ming. Thermal analysis to the accessory gearbox based on ANSYS[D]. Shenyang: Northeastern University, 2005. (in Chinese)
- [16] 岂兴明,朴英,祝剑虹,等.某型航空发动机高压涡轮叶顶间隙三维数值分析[J].航空动力学报,2008,23(5):904-908.
QI Xingming, PIAO Ying, ZHU Jianhong, et al. 3-D numerical analysis of the tip clearance of an aero-engine high pressure turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(5): 904-908. (in Chinese)
- [17] 贾丙辉,张小栋,彭凯.机动飞行下的涡轮叶尖间隙动态变化规律[J].航空动力学报,2011,26(12):2757-2764.
JIA Binghui, ZHANG Xiaodong, PENG Kai. Dynamic changes rule of aero-engine turbine tip clearance in maneuver flight[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2757-2764. (in Chinese)
- [18] 杨家礼,涂孟黑,张亿力,等.一种涡轮叶尖间隙控制技术

- [J]. 航空动力学报, 2014, 29(9): 2195-2201.
- YANG Jiali, TU Mengpi, ZHANG Yili, et al. A tip clearance control technology for turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(9): 2195-2201. (in Chinese)
- [19] 杨晓光, 黄佳. 采用改进缩减模型的涡轮叶尖间隙快速分析方法[J]. 航空动力学报, 2012, 27(9): 2048-2055.
- YANG Xiaoguang, HUANG Jia. Modified reduced model for rapid analysis of tip clearance of high pressure turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(9): 2048-2055. (in Chinese)
- [20] 李春楠, 卢云, 兰中文, 等. 磁致伸缩位移传感器的研究进展[J]. 实验科学与技术, 2008, 6(1): 10-12.
- LI Chunnan, LU Yun, LAN Zhongwen, et al. Progress in research of magnetostrictive position sensor[J]. Experiment Science & Technology, 2008, 6(1): 10-12. (in Chinese)
- [21] 吕云腾. 高温电涡流位移传感器分析与设计[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
- LÜ Yunteng. Analysis and design of high-temperature eddy current displacement sensor[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2014. (in Chinese)
- [22] 刘焱, 王焯. 位移传感器的技术发展现状与发展趋势[J]. 仪器仪表与检测技术, 2013, 32(6): 76-80.
- LIU Yan, WANG Ye. Present status and thrend of technical development of displacement sensor[J]. Instrumentation and Measurment, 2013, 32(6): 76-80. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)