

某型涡喷发动机涡轮盘表面温度的测量

西安航空发动机公司设计所 吴洪道 屈育物 李循光 杜生勤

【摘要】 本文介绍了一种涡喷发动机涡轮盘表面温度的‘热电偶-滑环引电器’测量方法,并对测试精度进行讨论。采用这种方法,不仅充分地利用了滑环引电器的有效通道,更重要的是能使测得的盘面温度更真实可信。此方法适用于各种旋转金属部件的表面温度测量。文中对如何解决测温电偶的敷设、滑环引电器的冷却及涡轮转子的平衡等工程和测试中的实际问题也作了扼要介绍。

关键词: 单丝共负极 水气双层冷却器 滑环引电器 平衡转接盘

1 前 言

该发动机涡轮盘直径 934mm,质量 250kg,工作环境温度达 600℃以上,最大工作转速 4700r/min,故盘体受离心力作用很大,而且高温、高转速和结构振动等恶劣条件给测试工作带来许多困难。I、II 级涡轮盘上的温度测点共 40 个,需要录取过渡态,(即加、减速性)、稳态及停车后三个不同过程的数据。测试采用“单丝共负极”方案,该方案采用单丝热电偶作为敏感元件,用 24 线滑环引电器传输温度信号,由 System-35 数据采集器按照采集处理程序以 2S 的扫描周期采集,并实时处理显示数据,冷端补偿由测量引电器接线端处温度的精密级 K 型热电偶及 System-35 的室温补偿系统承担,(测点相对 0℃的热电势为 $E_{30} = E_{32} + E_{21} + E_{10}$,其中 E_{32} 为测点电势; E_{21} 为引电器端子温度电势; E_{10} 为室温电势),由此构成了测温系统(见图 1)。转速信号来自发动机上的测速发电机,以频率/直流转换器变成 mv 级直流信号送至 System-35 采集。

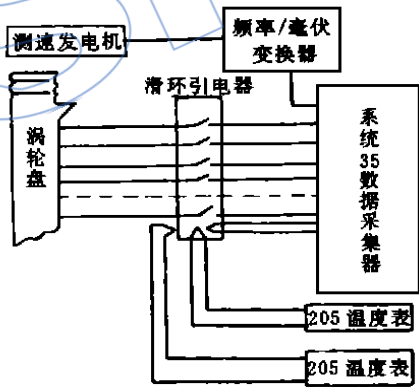


图 1 测量系统示意图

2 单丝共负极测温方法

2.1 单丝共负极测温原理及其实验验证

单丝共负极测温法仍是基于热电偶的测温原理^[1],所不同的是将待测金属盘体(材料为 GH36)作为热电偶的一个电极。这样测温时只须用一种偶丝焊接在涡轮盘面的测点上,然后用一根与盘材成份相同的金属丝从盘体上引出作为共用电极^[1]。这种自制的非标准型热电偶(以下简称非标热电偶)可用于测量。

2. 1. 1 电偶配对试验

将 GH36 丝材与镍铬、镍硅、电工铁丝等丝材配对成热电偶, 加温至 600°C 做配对试验。经筛选, 决定用热电势较大(比 S 型热电偶输出还大, 如在 600°C , 输出为 15.34mV)^[1], 重复性好, 耐高温氧化的 NiCr 丝与 GH36 配对作为非标热电偶。

2. 1. 2 GH36 成份分散度对电偶输出的影响

由于测试用 I、II 级涡轮盘与做电偶用的 GH36 丝材炉批号不同, 成份有微小差异, 为确保试验成功, 选用了两个炉号的 GH36 材料做试验件, 其成份的差异能将 I、II 级盘的材料成份包容在内。分别与镍铬丝和 GH36 丝组成单丝共负极回路, 加温试验结果表明试件 1 与试件 2 测得的热电势分散度小于 1%, 故认为以镍铬丝为正极, 以 I、II 级涡轮盘和 GH36 丝为负极组成的非标热电偶示值分散度小于 1%。

2. 1. 3 建立非标热电偶的分度表

将自制的 40 支非标热电偶和一支标准的铂铑₁₀-铂热电偶插入英国制造的 09009 型热电偶校准炉, 采用比较法进行标定^[2]。数据采集采用英国生产的 9300 型数据采集器, 处理后的标定结果送入 System-35 进行曲线拟合, 并存入软盘作为电偶的分度表用。

2. 2 单丝共负极测温法的优点

单丝共负极测温法除引出线比双线制几乎少一半外, 与偶头绝缘敷设方法比较, 敷设简单, 且其测量结果更准确可靠。在单丝共负极测温法中, 偶头就点焊在盘面上, 是最佳接触形式, 又由于选用了 $\Phi 0.3\text{mm}$ 的精密级镍铬丝, 点焊热结点小, 偶丝沿等温线敷设的长径比 L/d 大于 50, 所以对盘表面温度扰动误差很小^[1]。

动态响应, 由于金属涡轮盘是导体, 体积质量大, 所以热惯性很大, 决定了盘面温度变化较缓慢, 相对于盘的热惯性而言, 非标准电偶热结点的时间常数是很大的^[2], 完全可以跟随盘面温度的变化, 且测量扫描周期为 2s, 所以可满足涡轮盘过渡态工况下表面温度测量的要求。

3 工程中的几个实际问题

3. 1 热电偶的敷设

40 个测点均经过精确画线定位。其中位于榫槽底的两个测点预先开了引线槽, 采用表面埋设方式, 其余测点均采用将偶头点焊在测量位置, 引线直接在盘表面敷设。

热电偶在盘面的走线靠近在偶头处, 一般采用导热误差较小的等温线方式, 径向走线微呈波浪形, 并特别注意了拐弯处和穿线处偶丝固定的牢靠性, 以防在较大离心加速度下被拉断。在温度较高处, 偶丝的绝缘及保护措施采用石英玻璃管及玻璃丝套管, 温度较低处则用聚四氟乙烯管代替石英玻璃管。

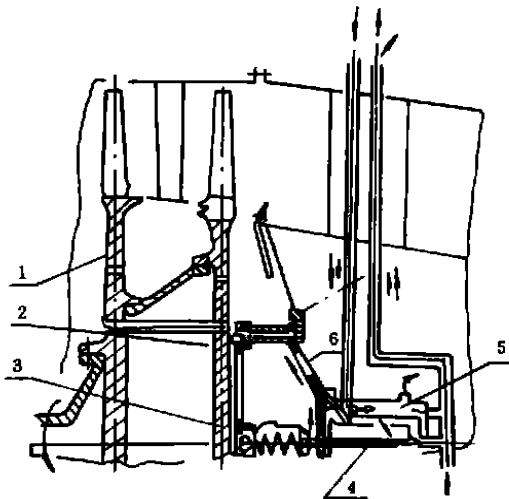


图2 发动机改装图

埋设在 I 级盘的 22 个测点上的电偶通过焊在 3 个冷却空气孔上的沿轴向的不锈钢穿线管到达 II 级盘后面, 与 II 级盘上的电偶一起汇集到 II 级盘的中心处, 编成束穿过柔性联轴器, 然后接到滑环引电器转子接线端上。发动机改装如图 2 所示(1. 电偶 2. 平衡转接盘 3. 柔性传动轴 4. 引电器 5. 气水冷却装置 6. 水套安装边)。

3.2 转子平衡的特殊措施

由于电偶的敷设及新增 3 根穿线管, 使涡轮转子质量增加 1543.37g, 开槽、开孔使涡轮盘减少质量 85g, 这就使转子的不平衡量远超过设计要求。测温试验前除了采用转子生产过程中原有的动平衡措施外, 还采用了 5 种特殊措施, 保证了被测涡轮转子的动不平衡量低于 40g-cm。(1) 敷设在盘面上的电偶走线尽量分布均衡, 并保证 3 个穿线管中的偶丝数量基本相等。(2) 根据改装需要设计的平衡转接盘, 除有通过柔性轴实现涡轮转子与引电器的联接的作用外, 其中另一个重要作用, 就是通过在平衡转接盘适当的周向位置加平衡螺钉, 可以在较大范围内调整盘的动不平衡量。(3) 在调整涡轮转子的平衡前, 尽可能将涡轮转子上的电偶引线束固定在平衡转接盘的中心。(4) 在试验用的涡轮转子一定部位扩大去除材料的面积和深度。(5) 涡轮盘与滑环引电器之间采用柔性联轴器联接。

3.3 滑环引电器的冷却措施

滑环引电器是测试系统中传输信号的关键环节, 由实验得知, 滑环引电器在 40℃以下环境中工作时, 产生的附加电势小于 20μV, 若超过 40℃, 附加电势的增加会给测试系统引入较大的误差, 况且在温度高达 500~600℃的尾喷筒尾锥里, 引电器会很快烧坏, 所以必须采取强制冷却措施, 以保证引电器正常工作。

为此专门设计了一个水、气双层冷却器装在尾锥里, 结构见图 3。

(1) 冷却水系统: 冷却水套为内外环双层回流式结构, 一路水由发动机下部水管进入水腔, 直接冷却引电器室, 同时有一分流通过冷却器后端再回到水腔, 然后一起通过管道排出机外。另一水路通过双层管(内径为 $\Phi 18\text{mm}$ 的外管进水, $\Phi 8 \times 1\text{mm}$ 的内管进气)进入发动机, 冷却电偶引线后排出机外。

(2) 冷却气路: 冷却用压缩空气通过气管进入气室-引电器室的空腔。气室外围是冷却水套, 前面有起安装引电器、阻挡燃气冲击作用的水套安装边。进入气室的冷却空气一路冷却引电器前后, 直接从引电器的轴孔水套安装边中心处的沟槽里排出, 在其前面形成冷气隔离区。另一路经气室冷却引电器主体, 然后从引电器尾部沿电偶引线管排出。

(3) 冷却效果: 在进气、进水温度为 10℃左右, 进气压力 0.38~0.5MPa, 进水压力 $\geq 0.3\text{MPa}$, 冷却气和冷却水同时通入冷却水套的条件下, 试验证明, 引电器前端温度可降至 43℃。对测量影响最大的引电器主体部分温度均降到 30℃以下, 达到了引电器对环境温度的要求。

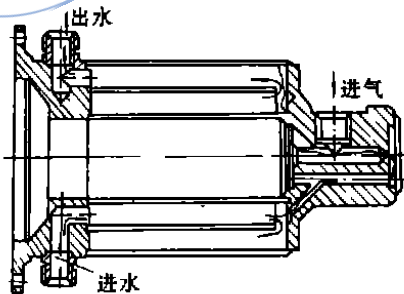


图 3 冷却器示意图

4 测温系统误差分析

4.1 测温系统误差分析

(1) 测温用热偶 对自制的 40 非标电偶用比较法进行标定, (最高温度为 600℃), 取其输出平均值作拟合曲线。标定系统的误差包括: 电偶输出的离散度为±25μV; 校准炉(09009) 温度场不均匀性误差为±13μV; 标准铂铑₁₀- 铂热电偶误差为±5μV; 记录仪器(9300) 误差为±160μV; 冰瓶: 根据实测温度、误差为±13μV。

以上均为极限误差, 合成后的总误差为: $\sigma_{偶} = \pm \sqrt{25^2 + 13^2 + 5^2 + 160^2 + 13^2} \approx \pm 160 \mu V$ (微小误差原理²⁾)。

(2) 热电偶的安装误差 由于热结点就在涡轮盘面上, 盘体质量大且是热的导体, 而偶丝直径仅为 0. 3mm, 且沿等温线敷设的长度与丝径之比 L/D 大于 50, 所以可以认为导热误差可忽略, 电偶的安装系数 $Z \approx 0^{[1]}$ 。

- (3) 滑环引电器的最大附加热电势为±20μV。
- (4) 冷端补偿用精密级 K 型热电偶精度为±0. 35%, 在 400℃以下的极限误差为±56μV。
- (5) System- 35 数据采集器误差: 采集箱误差为±2μV; 数据处理误差为±9μV; 室温自补偿误差为±13μV。

综上所述, 该系统的总误差为 $\sigma_{总} = \pm \sqrt{160^2 + 20^2 + 56^2 + 2^2 + 9^2 + 13^2} \approx \pm 169. 5 \mu V$, 所以在满量程(15. 43mV) 范围内, 测试系统精度为 $E = 0. 1695/15. 43 = 1. 1\%$ 。考虑到某些不确定因素, 可认为测温系统的实际精度能达到±1. 5% 水平。

4.2 测试结果的验证

为验证单丝共负极测温法的可信度, 在 II 号盘的 7 号测点位置还焊了一支精密级 K 型热电偶, 以便与焊在这两点上的非标型电偶的示值进行对比。从表 1 可以看出, 用单丝共负极

表 1 第 7 点温度值(转速单位: r/min)

转速	1700	3000	4200	4425	4700
K 型(℃)	336. 6	267. 4	374. 9	429. 8	512. 5
单丝(℃)	333. 9	265. 5	372. 5	427. 5	509. 6
偏差(℃)	2. 7	1. 9	2. 2	2. 6	2. 9

方法测得的过渡态, 稳态及停车过程的盘温与 K 型电偶是吻合的, 产生的偏差未超出 II 等 K 型热电偶的允差范围^[3]。

5 结束语

对某型发动机涡轮盘表面温度场的试验测量, 成功地获取了 40 个测点上的近万个温度数据, 为涡轮盘的应力分析和寿命评估提供了可靠的依据, 并在以下几个方面处国内领先地位: (1) 在高温、高速旋转部件中, 一次测量点达 23 个。(2) 两次试车录取了 I、II 级涡轮盘上 40 个测点的全部试验数据。(3) 率先采用单丝共负极测量方法对测量旋转件表面温度有独到的优点。(4) 在国内类似的试验测量中, 首次采用了计算机采集和实时处理、显示数据。

参 考 文 献

1 A W 莫利, 琼. 法布里编, 姚文红, 刘亚直等译. 现代航空发动机试验. 国防工业出版社, 1976 年 1 月

2 航空航天部 304 所主编. 热电偶. 国防工业出版社, 1978 年 7 月

3 西北工业大学编. 航空发动机气动参数测量. 国防工业出版社, 1981 年 1 月

4 沈维善, 张孙元编. 热电偶分度手册. 机械工业部仪器仪表工业局标准化研究室, 1983 年 9 月

EXPERIMENTAL STUDY ON PROPELLER FENCE FOR EFFICIENCY ENHANCEMENT AND NOISE REDUCTION

Mao Xichang, Li Hongmin, Wang Jiebing

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

Three-blades scale-model propellers with and without propeller fence along the chord direction at 88% tip blade radius are compared experimentally in the wind tunnel in respect of aerodynamic and acoustic characteristics. Their rotational speeds vary between 1500rpm to 3000rpm. Experimental results indicate that under conditions of identical advance ratio J the efficiency of the propeller with propeller fence is enhanced 1.9% ~ 4.9% and its lower noise level is reduced 13~20dB. It is shown that the propeller fence is one of effective measures to increase efficiency and to decrease noise of propellers.

ON MODELLING CONDITIONS FOR COOLING EFFECTIVENESS EXPERIMENTS

Qiu Xuguang

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

According to strict theory of similarity, the modelling conditions for model experiments on cooling blades or vanes of a gas turbine are obtained from a necessary set of differential equations and single-valued conditions. It is shown that when the pressure in modelling is lower than that in the actual turbine, the temperature in modelling must be lowered simultaneously in order to maintain the criterion on $pl/\mu \quad cpT$ for cooling air and for gas invariant. Therefore, it is necessary to increase the pressure and to decrease appropriately the temperature in modelling tests for the blades and vanes of high-pressure turbines with high pressure ratio.

SURFACE TEMPERATURE MEASUREMENT OF TURBINE DISKS

Wu Hongdao, Qu Yuwu, Li Xunguang, Du Shengqin

(*Design Institute of Xi'an Aero-Engine Corporation*)

ABSTRACT

A new method of temperature measurement with a single-wire thermocouple-slip ring system is first introduced to measure the surface temperature of the turbine disks in the turbojet engines and the accuracy of this method is considered in this paper. In this case the limited channels of the lip ring are fully utilized and the measured surface temperatures of the disk are actual and believable enough. The problems in its application such as the installation of the thermocouples, the cooling of the slip ring and the balance of the turbine rotor with this system are also discussed briefly.

NUMERICAL STUDY OF TURBULENT COMBUSTION MODEL

Zhao Jianxing and Yi Yong

(*Nanjing Aeronautical Institute*)

ABSTRACT

Although the $k-\epsilon$ turbulent combustion model becomes widespread in engineering application, but the coefficients of the model C_R , C_{g1} , C_{g2} and expressions of the square of concentration fluctuations g used by researchers are different. In