

多级透平综合性能试验器设计及 1.5 级透平联合调试验证

李夫庆¹, 石 葵¹, 周晟鋆¹, 黄 单¹, 彭生红¹, 狄广强¹, 宋 航²

(1. 中国联合重型燃气轮机技术有限公司, 上海 200131;

2. 中航工程集成设备有限公司, 北京 102206)

摘 要: 重型燃气轮机气冷透平内部的流动与传热现象复杂且高度耦合, 准确预测这些现象对透平部件研发成功至关重要。为满足透平部件试验需求, 本文研发了一种大流量、高转速、高功率的多级透平综合性能试验器, 用于透平关键部件的气动和冷却试验验证。根据主流重型燃气轮机指标和相似模化理论, 提出了试验需求参数计算方法。试验器主流进气总压为 0.2~0.8 MPa、进气总温为 573~773 K、主流最大流量为 110 kg/s、最高输出功率为 30 MW 及最大转速为 5 000 r/min。试验器由气源系统、主气进气系统、排气系统、冷气进气系统及传动系统等子系统组成, 针对各子系统的流场均匀性、气锤效应、排气温度控制、冷气调节能力和传动轴系的转子动力学特性进行了详细分析和优化, 提出了激波后最高压力在设计压力的 1.3 倍以内, 膨胀波后最低压力大于 0 kPa, 温度变化率小于 0% 作为空气管道设计和设备选型的准则。通过对 1.5 级配置透平试验件的试验验证, 完成了试验器调试。试验录取的设计点能量平衡效率为 86%, 轴功效率为 76%, 各工况下能量平衡效率比轴功效率高 4%~13%, 为透平设计中功率损失的精确量化提供了试验依据, 采用试验验证对试验功率损失进行了分析, 试验功率损失包括轴承摩擦功率损失、鼓风损失和泄漏损失。试验调试结果表明: 试验器结构稳定, 运行平稳, 能够满足设计要求, 并具备承担多级透平综合性能试验的能力。

关 键 词: 透平试验器; 相似模化; 性能试验; 系统设计; 试验调试

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Design of multi-stage turbine comprehensive performance test rig and joint commissioning verification of 1.5-stage turbine

Li Fuqing¹, Shi Yan¹, Zhou Shengyun¹, Huang Dan¹,

Peng Shenghong¹, Di Guangqiang¹, Song Hang²

(1. China United Gas Turbine Technology Company, Limited, Shanghai 200131, China;

2. CAPDI Integration Equipment Company, Limited,

Aviation Industry Corporation of China, Beijing 102206, China)

Abstract: The flow and heat transfer phenomena within the air-cooled turbine of heavy-duty gas turbines are highly complex and coupled. Accurately predicting these phenomena is critical to the successful development of turbine components. To meet the test validation requirements for turbine components, this paper developed a multi-stage turbine comprehensive performance test facility with high mass flow rate, high speed, and high power output. This facility was designed for aerodynamic and cooling performance verification of key turbine components. Based on the specifications of the typical heavy-duty gas turbine and similarity scaling theory, a calculation method for testing requirements was proposed. The

收稿日期: 2025-06-22

作者简介: 李夫庆(1984—), 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事重型燃气轮机试验技术研究。E-mail: lifuqing@spic.com.cn

通信作者: 周晟鋆(1994—), 男, 工程师, 硕士, 主要从事重型燃气轮机试验技术研究。E-mail: zhoushengyun@spic.com.cn

引用格式: 李夫庆, 石葵, 周晟鋆, 等. 多级透平综合性能试验器设计及 1.5 级透平联合调试验证[J]. 航空动力学报, 2026, 41(10): 20250297. Li Fuqing, Shi Yan, Zhou Shengyun, et al. Design of multi-stage turbine comprehensive performance test rig and joint commissioning verification of 1.5-stage turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(10): 20250297.

test facility operates with inlet total pressures ranging from 0.2 to 0.8 MPa, inlet total temperatures from 573 to 773 K, a maximum mass flow rate of 110 kg/s, a maximum output power of 30 MW, and a maximum speed of 5 000 r/min. The facility comprises subsystems including an air supply system, inlet system, exhaust system, cooling air inlet system, and transmission system. Detailed analyses and optimizations were conducted for flow field uniformity, pneumatic hammer effects, exhaust temperature control, cooling air regulation capacity, and rotor dynamic characteristics of the drive train. Design criteria were established, such as limiting the maximum post-shock pressure to ≤ 1.3 times the design pressure, ensuring post-expansion wave pressures above 0 kPa, and maintaining a temperature variation rate below 20% for air piping design and equipment selection. Commissioning of the test rig was accomplished via test validation with a 1.5-stage turbine test article. The measured energy balance efficiency was 86% and the shaft power efficiency was 76% at the design point. Under different conditions the measured energy balance efficiency exceeded the shaft power efficiency by 4%—13%, which provides a basis for the accurate power loss quantification in turbine design. Analysis of testing power losses, including bearing friction losses, windage losses, and leakage losses, was conducted through testing verification. The commissioning results demonstrated that the test facility exhibits stable structural integrity and smooth operation, meeting the design requirements and possessing the capability to conduct comprehensive performance testing of multi-stage turbines.

Keywords: turbine test rig; similarity scaling; performance test; system design; test commission

试验作为科学探索的工具,在重型燃气轮机研发中扮演着重要的角色。其与设计、材料工艺并列为三大支撑性技术,不仅是建立和完善重型燃气轮机设计理论与仿真计算模型的基石,更是验证重型燃气轮机及其部件性能与可靠性的必要手段^[1]。

重型燃气轮机透平部件内部的流动与传热现象复杂且高度耦合,叶片干涉现象强烈,次流涡系与透平主流区的相互作用影响着透平的运行可靠性、安全性与性能。准确预测这些复杂流动传热现象,成为确保透平部件研发成功的关键因素之一。因此,需要对透平部件的气动与冷却设计进行严格的试验验证^[2]。

国内外研究机构开展了透平试验理论方面的研究。马广健等^[3]对不同相似准则数的试验模化状态对流场相似性的影响进行了数值仿真,提出了有冷气和无冷气试验模化方法。邸亚超等^[4]以各叶片排出口的气流角和马赫数径向分布为流场相似的评价标准,通过数值模拟的方法分析对比了几种常用的涡轮试验准则数对流场相似的影响,为试验研究提供了参考。卫明等^[5]对燃气透平的通流模型进行了改进,推导出适用于空气冷却燃气透平特性计算的通流模型。蓝吉兵等^[6]采用数值计算的方法验证了多级气冷透平的效率及透平特征曲线。上述研究侧重理论研究及数值仿真,

现有的理论模型和数值仿真难以精确获取复杂的流动特性、热力学过程,结果的有效性依赖假设条件和输入参数的准确性,因此,通过试验来验证透平设计及试验理论显得尤为重要。

Huang 等^[7]对透平入口温度不均匀性对三级透平气动性能的影响进行了试验和数值研究,试验结果表明冷条纹对多级透平效率的影响约为 -0.3%,与数值计算结果定量吻合较好。邓庆锋等^[8]通过熵沿径向梯度的变化来考虑黏性及由此产生的二次流等复杂因素对透平做功的影响,并应用于 1.5 级亚声速试验透平设计。Jelinek 等^[9]在测试级叶片前增加一级气动过载叶片,试验研究了两级轴流透平二次流泄漏对主流的影响。上述试验研究不仅能够直接测量透平性能,还能发现设计问题并指导设计改进;且试验数据也为进一步完善理论模型和数值仿真提供了依据。

因此,加强试验设施建设对于推动重型燃气轮机行业的发展具有重要意义。在试验器设计及建设方面,近 3 年国外尚无 30 MW 功率等级空气透平试验器的建成;已建成试验器方面,孙奇等^[10]介绍了空气透平试验器系统组成、参数选取,建成了进气压力为 0.27 MPa、进气温度为 393 K、最大流量为 30 kg/s、最大功率为 6 MW 的空气透平试验台。刘网扣等^[11]介绍了进气压力为 0.4 MPa、进气温度为 438 K、最大功率为 3 MW 的多级透

平试验器。三菱动力公司建成了进气温度为 1 773 K、进气压力为 0.4 MPa、最大流量为 34.5 kg/s、最大功率为 25 MW 的透平全温中压试验器^[12]。这些试验器都各有特点,可开展透平模型试验,但在进气压力、进气温度、流量及功率等方面存在参数限制不能完成匹配试验需求,也无法开展冷却空气对气动性能影响的试验验证。

基于透平试验研究对透平设计的必要性和现有试验器无法满足重型燃气轮机透平综合性能试验需求的现状,本文设计并建设了大流量、高转速、大功率的透平综合性能试验器。对试验器进行了系统调试、带试验件的联合调试试验验证。

1 试验器研制

1.1 功能与指标需求

现代重型燃气轮机前两级透平承担了 55%~60% 的功率输出,运行温度远超金属材料的耐温极限,通常采用气冷配置。因此重型燃气轮机第一、二级高温气冷透平成为多级透平气动与冷却综合性能试验器的验证对象。

图 1 列出了国际重型燃气轮机制造商各个等级重型燃气轮机透平参数。图中横坐标代表温比,即第一级透平冷气温与透平进口温度的比值;纵坐标为燃气轮机压比的平方根,表征四级透平中前两级透平的膨胀比。

按式(1)和式(2)得出试验需求的试验器主气进气总压和主气进气总温:

$$p_0^* = p_2^* \cdot \pi \quad (1)$$

$$T_0^* = T_c^* / K_T \quad (2)$$

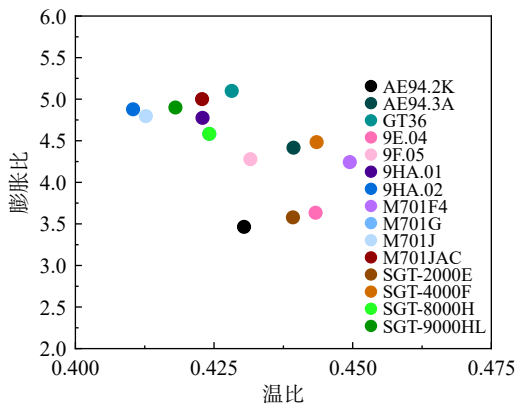


图 1 国际重型燃气轮机透平参数分布

Fig. 1 Turbine parameters of International heavy duty gas turbine

式(1)中 p_0^* 为试验器主气进气总压, p_2^* 为试验器出口总压,取大气压力为 0.1 MPa, π 为膨胀比参照图 1 取最大值为 5.2,得出试验器主气进气总压 p_0^* 应大于 0.52 MPa; 式(2)中 T_0^* 为主气进气总温, T_c^* 为冷却空气总温取试验器气源出口总温为 308 K, K_T 为温比参照图 1 取最小值为 0.412,得出试验器主气进气总温应大于 748 K。

根据已确定的试验器主气进气总压和主气进气总温,分别按式(1)得出试验需求的试验器排气总压,按式(3)得出试验需求的试验器排气总温。

$$T_2^* = T_0^* - \eta_T \cdot T_0^* \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (3)$$

式(1)和式(3)中 π 参照图 1 取最小值 3.5 的平方根,以满足开展单级透平试验的需求,得出排气总压最大值为 0.3 MPa; 式(3)中 γ 为空气比热比取值 1.4, η_T 为透平能量平衡效率取值 0.85,得出排气总温最大值为 625 K。

根据相似模化理论式(4)~式(6)得到试验需求的主气进气流量、最高转速和最大功率:

$$m = m_{\text{ref}} \cdot p_0^* / p_{0,\text{ref}} \cdot \sqrt{T_{0,\text{ref}}^* / T_0^*} \cdot k^2 \quad (4)$$

$$n = 1.44 \cdot n_{\text{ref}} \cdot \sqrt{T_0^* / T_{0,\text{ref}}^*} \cdot k^{-1} \quad (5)$$

$$P = P_{\text{ref}} \cdot p_0^* / p_{0,\text{ref}} \cdot k^3 \quad (6)$$

按照航标 HB7081-2012 中流动自模化要求雷诺数 $Re > 3 \times 10^5$ ^[13],透平试验件尺寸缩比系数 k 应不小于 0.3^[14];考虑到重型燃气轮机前两级透平动叶顶部在热态下的间隙范围在 1.8~2.2 mm 范围内,并结合工程实践中动叶顶部间隙按比例缩小且保持绝对间隙不小于 1 mm 的经验,透平试验件尺寸缩比系数 k 应不小于 0.6,因此选择模化缩比系数 k 为 0.6,后续试验验证表明,该缩比下试验件的气动性能实测值与原型的气动性能计算值偏差 $\leq 3\%$,满足模化要求。式(4)~式(6)中目标重型燃气轮机前两级透平最大参数取值如下:进气流量 m_{ref} 为 900 kg/s,进气压力 $p_{0,\text{ref}}$ 为 3 MPa,进气温度 $T_{0,\text{ref}}^*$ 为 1 873 K,转速 n_{ref} 为 3 000 r/min,功率 P_{ref} 为 650 MW; 式(5)中,考虑低负荷工况下透平转速与设计点转速的关系,取低负荷工况下转速放大系数 1.44。分别得出主气进气流量为 90 kg/s,最高转速为 4 625 r/min,最大功率为 25 MW。

重型燃气轮机透平冷却空气主要用于前两级透平叶片的冷却,冷却空气占主流空气流量的比

值在 15%~20% 之间^[15], 由此确定需求的试验器冷却空气流量应大于 20.6kg/s; 根据已确定的主气进气总温和式(2), 其中温比 K_T 参照图 1 取最大值 0.451, 得出需求的试验器冷却空气最高总温为 340 K。

结合功能与指标需求并考虑设计裕量, 试验器主要设计参数如表 1 所示。

1.2 技术方案

多级透平综合性能试验器主要由气源系统、主气进气系统、排气系统、冷气进气系统、传动系统、辅助系统、测控系统等子系统组成, 系统原理如图 2 所示。

表 1 试验需求参数与试验器设计参数

Table 1 Test required and design parameters of test rig

参数	需求值	设计值
主气进气总压/MPa	>0.52	0.8
主气进气总温/K	>748	773
主气进气流量/(kg/s)	>103	110
排气总压/MPa	>0.3	0.35
排气总温/K	>625	703
冷气进气总压/MPa	>主气进气总压	0.9
冷气进气总温/K	308~340	308~353
冷气进气流量/(kg/s)	>20.6	25
最大转速/(r/min)	>4 625	5 000
最大输出功率/MW	>25	30

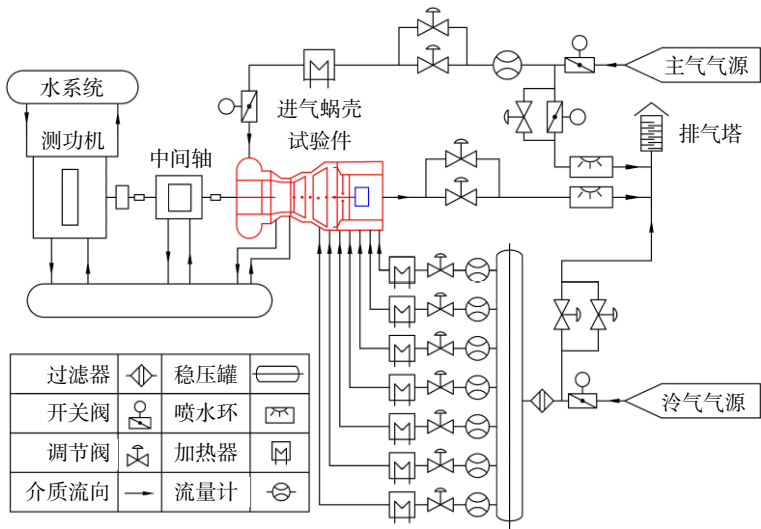


图 2 试验器总体方案原理流程图

Fig. 2 Overall scheme piping and instrument diagram of test rig

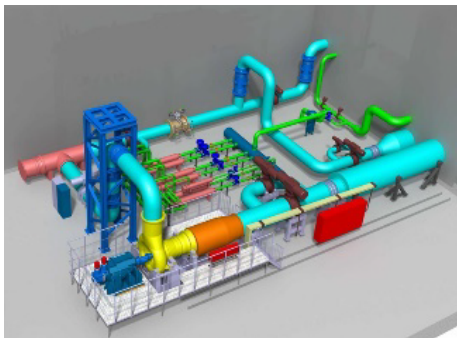


图 3 试验器总体方案三维图

Fig. 3 Overall scheme 3D model of test rig

2 关键系统

2.1 气源系统

气源系统的主要作用是为试验提供一定压力

和温度的空气。气源系统空气压力由 7 台离心式压缩机调节, 为试验提供最大压力为 1.0 MPa, 最大流量为 136 kg/s 的压缩空气; 气源系统空气温度由 4 台天然气燃料加温炉调节, 为试验提供最高为 753 K 的高温空气。

气源系统压缩机组采用了多机组并联与串联的控制方式, 实现了不同压力等级和流量的灵活调节, 满足了复杂工况的需求。通过智能算法实现压缩机组的防喘振控制、负荷分配与自动调节, 确保各机组在最优工况下运行, 提高压缩机组整体效率和稳定性。加温炉的热负荷调节通过控制天然气的进气量来实现, 每台加温炉可以独立运行, 也具备并联工作能力, 从而灵活匹配不同试验工况对进气温度的需求。

气源系统具有高度的集成性和自动化控制水

平, 设置就地单机控制柜和群控柜, 群控柜与单机控制柜通过 Profinet 通讯, 群控柜与中央控制系统 FCS 采用 Profibus-DP 通讯。可切换就地/远程控制, 远程控制时中央控制系统 FCS 对气源系统全面监控与调度, 实现从设备启动、运行到停机的全过程自动化监控与管理, 提高了运行效率和安全性。

2.2 主气进气系统

主气进气系统指气源系统管道出口至进气蜗壳入口之间的部分, 通过流量放空、压力调节、流量计量和空气二次加热, 对进气空气进行压力、温度和流量的精确调节和测量。

2.2.1 流场分析

在进气蜗壳之前, 管路呈“Z”型布置, 主气进气系统几何模型和主要尺寸如图 4 所示, 取主气进气管道和部分蜗壳为计算域模型。

通过局部均匀加密及局部边界层加密生成 3 套网格, 网格数量分别为 80 万、130 万和 180 万。以出口流速为评估指标, 当网格数量达到 130 万时, 进一步加密网格后出口流速的相对误差低于

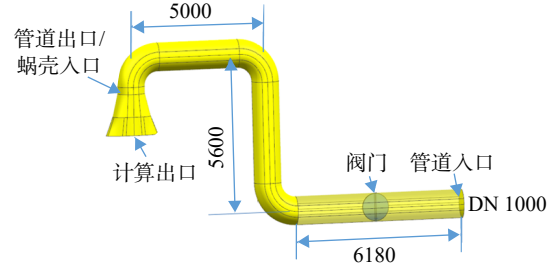


图 4 主气进气系统几何模型(单位: mm)

Fig. 4 Geometric model of main air inlet system (unit: mm)

1%, 流场无明显变化。因此, 采用 138 万非结构化网格, 网格质量在 0.35 以上。

湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 壁面设置为绝热无滑移壁面。入口边界条件设置为质量流量入口, 取最大空气流量为 110 kg/s 、最高进气温度为 773 K , 计算出口边界条件设置为压力出口, 压力为 500 kPa 。

图 5 给出了管道内流线、中间截面静压分布。可以看出管道内流速、静压整体均匀。管道内三处折弯处, 因气流撞击导致折弯内侧流速略有增加, 折弯外侧流速略有减少; 折弯内侧静压降低, 折弯外侧静压升高。

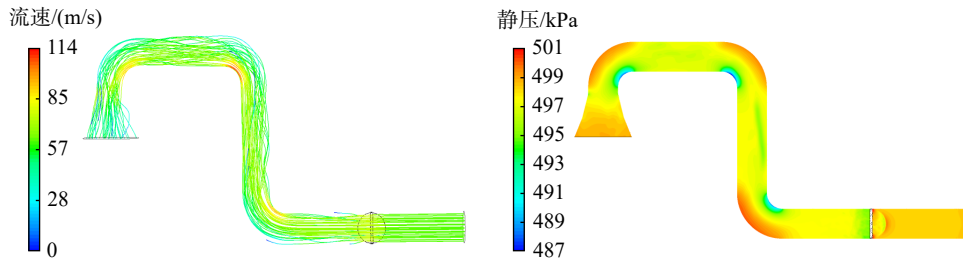


图 5 中间截面速度和静压分布云图

Fig. 5 Velocity, static pressure contours at the mid-section

图 6 给出了出口界面无附面层的静压和总压分布云图。从静压不均匀度和总压不均匀度两个维度评估进气系统出口处流场均匀性, 从图 7 提取出, 出口截面质量加权平均静压为 497.47 kPa , 最大静压为 499.87 kPa , 最小静压为 494.28 kPa , 静压不均匀度为 0.011。出口截面质量加权平均总

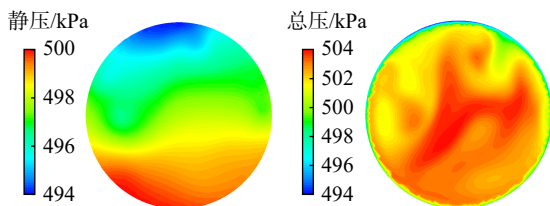


图 6 出口截面静压和总压分布云图

Fig. 6 Static and total pressure without boundary layer contours at the exit section

压为 502.51 kPa , 最大总压为 503.96 kPa , 最小静压为 497.68 kPa , 总压不均匀度为 0.012, 进气系统出口截面的静压和总压不均匀度满足试验验证需求^[14]。

2.2.2 气锤分析

主气进气系统是试验器的核心组成部分, 其安全性和可靠性对于整个系统的稳定运行具有至关重要的作用。主气进气系统配置了具备毫秒级快速关闭功能的开关型阀门, 在紧急情况下快速关闭阀门能够迅速切断对试验件的供气, 显著提升系统的动态响应能力, 从而保护系统免受潜在损害。然而, 该技术特征也会引发系统层面的复杂耦合效应^[16-18]。在流体动力学层面, 快速关闭阀门引发管道内流体压力和温度的瞬态变化, 导

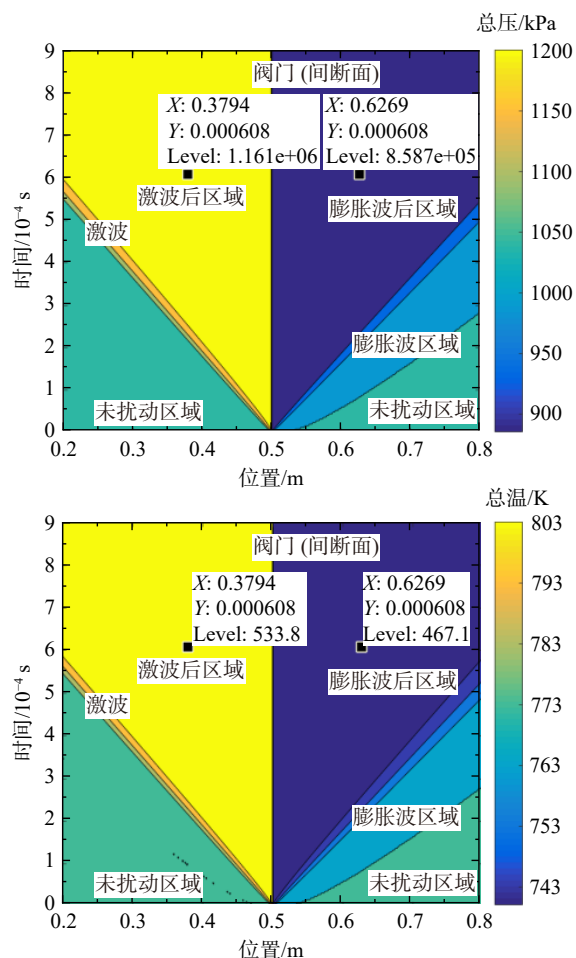


图 7 压力和温度随时间和位置分布图

Fig. 7 Pressure and temperature distribution over time and location

致管道系统产生气锤效应。在设备可靠性层面, 阀门前后流体压力梯度和温度梯度对阀门密封件的封严效果产生一定影响。因此, 须对快速关闭阀门的工作特性进行深入研究, 从而确定阀门、管道的耐压能力和密封性能, 确定阀门、管道支架的加固和减振方案。

构建总长为 0.6 m 的二维 CFD 管道模型, 湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 壁面设置为绝热无滑移壁面。管道内气流初始压力为 1 000 kPa, 温度为 773 K, 气流速度为 60 m/s; 出口设置为质量出口, 采用 UDF 定义阀门为线性关闭, 关闭时间为 0.9 ms。

分析结果如图 7 所示, 图中展示了模型内压力和温度随时间和位置的分布, 沿流方向在阀门前可以观察到激波结构, 在阀门后可以观察到膨胀波结构。激波后的压力升高到 1 161 kPa, 膨胀波后的压力降低至 859 kPa; 激波后的温度升高至 807 K, 膨胀波后的温度降低至 740 K, 阀门前后温度差为 67 K。

结合调试工程经验, 提出以下设计准则: 激波后最高压力在设计压力的 1.3 倍以内, 膨胀波后最低压力大于 0, 温度变化率小于 20%。采用该准则进行空气管道设计和阀门选型, 气锤现象对管道系统的冲击及对阀门密封性能基本无影响, 能够实现系统动态响应能力的有效性和安全性。

2.3 排气系统

排气系统指试验件出口至排气塔出口之间的部分, 承担着调节试验出口压力、控制试验件膨胀比以及将高温排气降温、降噪后安全排入大气的的作用。

针对试验排气温度高达 703 K 的工况, 在排气背压阀组下游设置两级喷水环, 喷射方向逆来流方向, 以确保喷淋水与高温气体充分接触, 实现高效降温。

对喷淋效果和排气流场进行 CFD 分析, 计算模型如图 8 所示。

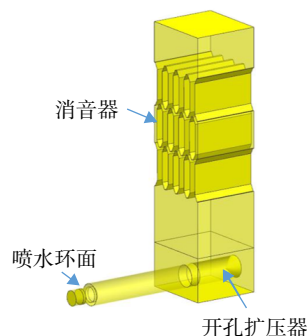


图 8 排气系统三维模型

Fig. 8 3D model of exhaust system

通过局部均匀加密及局部边界层加密生成 3 套网格, 网格数量分别为 300 万、400 万和 450 万。以出口流速为评估指标, 当网格数量达到 400 万时, 进一步加密网格后出口流速的相对误差低于 1%, 流场无明显变化。因此, 采用 403 万六面体结构化网格, 网格质量在 0.6 以上。

对于喷淋降温的多相流计算, 湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 计算方法采用压力-速度耦合计算, SIMPLEC 二阶迎风格式, 监控出口流量和平均温度。入口边界条件设置为质量流量入口, 设置最大流量为 135 kg/s、最高温度为 703 K; 出口边界条件设置为压力出口, 压力为 101 kPa。采用组分传输模型和离散相模型进行喷射计算, 给定喷射点坐标, 喷射矢量为逆来流方向, 设置每 10 步喷射一次, 喷射模型采用圆锥形, 锥形角为 90°, 喷淋水经喷嘴雾化后粒子直径采用 Rosin-Rammler

分布模型。采用焓平衡方法确定喷淋水量, 计算工况下喷淋水量为 7 kg/s, 喷淋水初始温度为常温。

图 9 给出了第一、第二喷淋面、第二喷淋面下游 1、3、5、8 m 以及开孔扩压器入口处温度分布云图, 可以看出随着气流向下游的流动, 截面上的核心区温度逐渐降低, 低温区域逐渐扩大, 最终截面温度趋于均匀。经过两级喷水环的降温处理, 排气温度降至 573 K 以下, 在开孔扩压器入口截面中心区域, 温度已降至约 540 K, 喷淋降温效果显著。

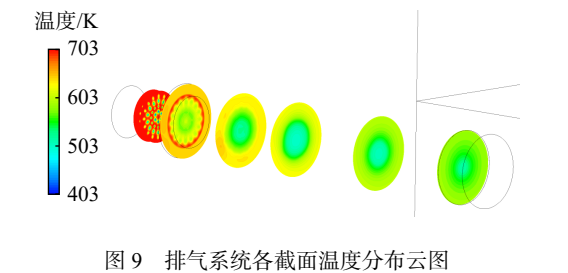


图 9 排气系统各截面温度分布云图

Fig. 9 Sectional temperature contours of the exhaust system

图 10 给出了排气系统流线和相对压力分布, 可以看出排气入口处气流速度约为 170 m/s, 气流速度沿流动方向逐渐降低, 至排气塔中的气流速度已降至约 15 m/s, 排气塔中的相对压力约为 100 Pa, 确保了排气能够顺利通过排气塔排出。

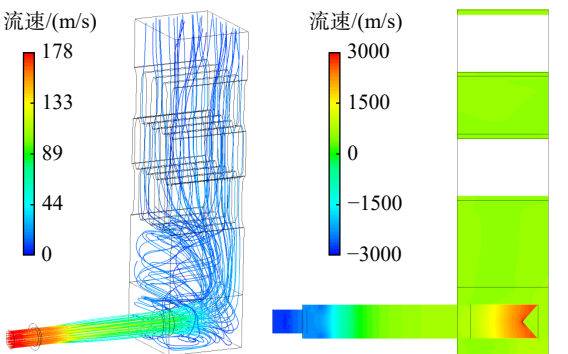


图 10 排气系统流线和相对压力分布图

Fig. 10 Streamlines and relative pressure contours of exhaust system

2.4 冷气系统

冷气系统指气源系统管道出口至试验件冷气入口之间的部分, 用于提供可调节流量、压力和温度的冷却空气。

分配器是冷气系统的关键设备, 分配器为 1 进 7 出的结构形式, 各支路均配置流量计、调节阀以及电加热器以实现独立的流量测量和压力、温度调节。对分配器压力和流量调节能力进行

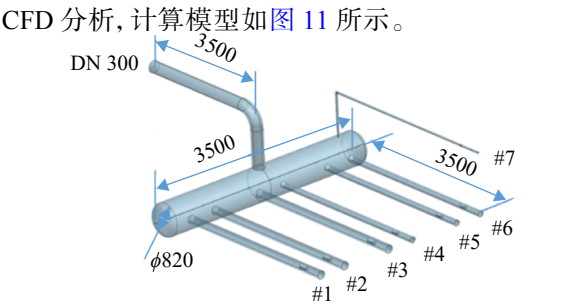


图 11 分配器三维模型(单位: mm)

Fig. 11 3D model of the distributor (unit: mm)

表 2 冷气系统支路阀门直径

Table 2 Throttling device diameter of cooling air system

阀门编号	直径/mm
#1	200
#2	200
#3	200
#4	150
#5	150
#6	150
#7	50

通过局部均匀加密及局部边界层加密生成 3 套网格, 网格数量分别为 350 万、430 万和 500 万。以出口流速为评估指标, 当网格数量达到 430 万时, 进一步加密网格后出口流速的相对误差低于 1%, 流场无明显变化。因此, 采用 440 万六面体结构化网格, 网格质量在 0.2 以上。

湍流模型选用标准 $k-\epsilon$ 模型, 壁面设置为绝热无滑移壁面。入口边界条件设置为压力入口, 绝对压力为 1 000 kPa, 温度为 313 K, 7 路支路出口均设置为压力出口, 绝对压力为 800 kPa, 温度为 313 K。

通过将 2 号支路节流通径由 200 mm 变化至 280 mm 模拟阀门开度变化, 分析分配器各支路压力、流量调节的独立性和便利性。对比图 12 可见, 改变 2 号支路节流通径后, 分配器内整体的流动未发生明显变化; 提取各支路流量变化, 如表 3 所示, 2 号支路节流通径变大后, 由于节流变化 2 号支路流量减小了 23.31%, 其他支路的流量略有上升, 影响均在 10% 以下, 总流量变化不大。因此冷气分配器可以实现冷气压力和流量调节的独立性和便利性。

2.5 传动系统

传动系统由联轴器、中间轴、水力测功器等组成, 见图 13。传动系统主要功能包括: 对试验

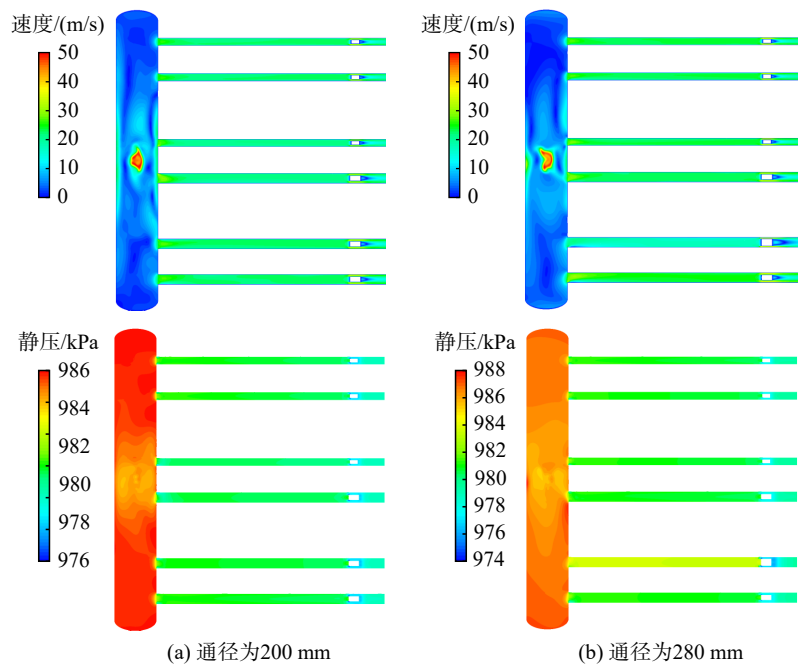


图 12 分配器内流速和静压云图

Fig. 12 Velocity and static pressure contours of the distributor

表 3 冷气系统支路流量变化	
Table 3 Branch air flow variations of cooling air system	
参数	变化率/%
2 号流量	-23.31
变化最大	9.54
变化最小	1.54
总流量	-0.87

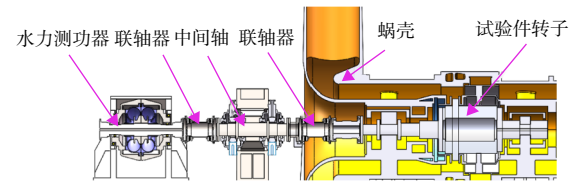


图 13 试验器传动系统组成

Fig. 13 Composition of the transmission system of test rig

件的输出功率进行测量和吸收;对试验件转速和转矩行测量;对试验件转速进行调节。

2.5.1 水力测功器

采用 Froude 公司 HS-890 型高速涡流式水力测功器,用于吸收和测量试验件的输出功率,它由水力测功器本体、Texcel VX100 控制系统和稳压水系统组成。运行模式有位置、转矩、转速、功率 4 种控制模式,透平性能试验一般采用转速控制模式。在转速控制模式下,水力测功器转速测量为 Texcel 控制系统提供转速反馈信号,与设置的目标转速相比较,生成的差值信号用于控制水

力测功器进、排水阀开度,调节水力测功器负载,试验件的转速变化被水力测功器施加的负载变化抵消,确保试验转速稳定。

2.5.2 转子动力学分析

试验器设计对传动系统的动力学性能提出了较高要求。在工作转速范围内,轴系应避免出现超出安全限制的振动幅值,并确保有效临界转速不在工作转速区间内。同时,临界转速需与工作转速上下限保持一定的避开裕度,以保证运行的稳定性与安全性。此外,系统还应具备良好的抗振能力和动态稳定性。

为满足上述要求,对试验器及调试试验件的整体轴系结构进行了多轮设计迭代与优化,并基于优化后的结构开展了转子动力学分析。轴系支撑配置如下:中间轴由两套滑动轴承支承,水力测功器转子由两套滚动轴承支承,调试试验件转子则由两套滑动轴承支承,轴系计算模型见图 14。

轴系无阻尼临界转速的计算结果如图 15 所

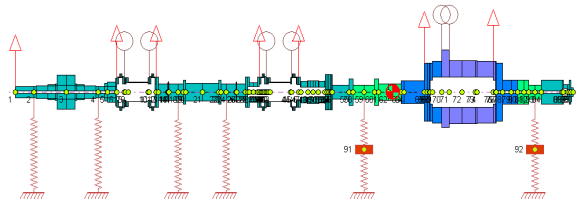


图 14 轴系计算模型

Fig. 14 Shaft calculation model

示,提取的主要临界转速值详见表 4。计算表明,调试试验件及中间轴存在多个临界转速,其中部分落在工作转速范围内或接近其边界。这些临界转速是否属于需避让的有效临界转速,需结合轴系阻尼不平衡响应分析进一步判断。

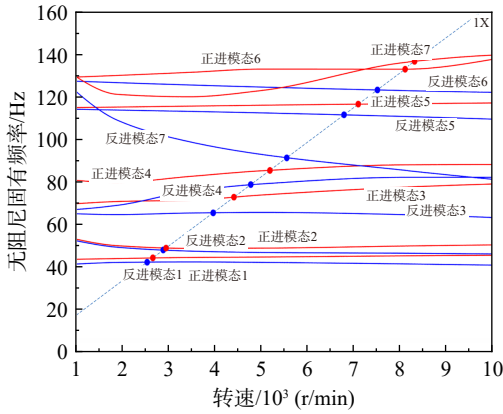


图 15 试验器轴系正反进动 Campbell 图
Fig. 15 Campbell diagram of forward and backward precession of the test rig shaft system

表 4 透平试验器轴系无阻尼临界转速		
Table 4 Undamped critical speed of turbine rig shaft		
模态	转速/(r/min)	主导转子
1	2 617(反进)/2 732(正进)	试验件
2	2 950(反进)/3 008(正进)	试验件
3	3 988(反进)/4 420(正进)	中间轴
4	4 766(反进)/5 166(正进)	中间轴
5	6 706(反进)/7 002(正进)	水力测功器
6	7 397(反进)/7 973(正进)	水力测功器
7	5 516(反进)/8 193(正进)	试验件

根据 ISO7919 标准对油膜轴承支承转子轴颈处振动位移峰-峰值的要求^[19],新交付设备应满足以下振动限值条件:

$$S_{p-p} = 4\,800 / \sqrt{n} \quad (7)$$

其中 S_{p-p} 为轴颈处允许的最大峰-峰值振动位移,单位为 μm 。依据试验器调试要求,其持续运行转速范围为 2 000~5 000 r/min,对应的峰-峰振幅限制值为 68~89 μm 。

在不平衡响应分析中,按照 ISO1940 标准中规定的 G2.5 平衡等级施加不平衡量^[20],并计算各模式下可能激发的最大振幅。分析结果显示,在 7 种典型不平衡量作用下,轴系在最大持续转速范围内,各轴颈的不平衡响应峰-峰值均小于 16 μm ,满足 ISO7919 对振动幅值的限制要求。

2.5.3 传动系统安全保护

试验器的安全监测主要包括关键位置的振动监测和轴承温度监测。振动监测分为两部分:一是采用电涡流振动位移传感器对转子相对轴振动进行连续监测,传感器输出为转子相对于轴瓦的瞬时位移信号,两个传感器呈 90°交叉布置,以获取转子中心的实时位移轨迹;二是配置磁电式振动速度传感器,用于监测轴承座的绝对振动,输出为轴承座处的振动速度信号。在温度监测方面,水力测功器转子支撑轴承采用滚动轴承,对其外圈金属温度进行连续监测;中间轴及调试试验件转子支撑轴承为滑动轴承,监测其轴瓦金属温度。

调试试验件的轴向力包括转静盘腔与主流道转子叶排所承受的轴向载荷。调试试验中通过对转静盘腔及转子叶排前后端的压力进行测量,并结合各测点处转子在轴向的有效投影面积,采用压力与面积相乘的方法分别计算各部分轴向力,进而叠加得到总轴向力。

表 5 安全保护参数及限制值		
Table 5 Safety protection parameters and limit values		
参数	报警值	停机值
水力测功器振动速度/(mm/s)	4	6
水力测功器轴承温度/K	358	368
中间轴振动速度/(mm/s)	4	6
中间轴振动位移/mm	0.13	0.195
中间轴轴承温度/K	368	378
中间轴滑油回油温度/K	353	363
调试试验件振动速度/(mm/s)	4.5	9.3
试验件振动位移/mm	0.071	0.133
试验件轴承温度/K	368	378
试验件滑油回油温度/K	353	363
试验件轴向推力/kN	100	120

3 试验器调试

3.1 分系统调试

分系统调试主要目的是消除子系统缺陷,降低联合调试时多变量耦合风险。

通过管道将主气进气系统、冷气系统与排气系统连通,进行试验器空气系统调试。调试结果表明:主气进气压力为 0.9 MPa,最高温度为 777.9 K,最大流量为 110.4 kg/s;冷气进气压力为 0.92 MPa,进气温度为 353.2 K,总流量为 25.6 kg/s;排气系统最大排气压力为 0.50 MPa,最高排气温度

为 777 K, 最大排气流量为 135.4 kg/s, 15%~100% 最大排气流量下, 喷淋后排气温度波动在 ± 5 K 内, 满足稳定运行要求; 快速关阀试验显示, 激波后最高压力为设计压力的 1.2 倍, 温度变化率约 15%, 符合设计准则。各项参数均满足设计指标要求。

对滑油系统、水系统、电气控制系统及数据采集系统等关键子系统进行了分系统调试。滑油系统供油压力、流量及供回油温度均运行正常; 水系统冷却水与喷淋水的供水压力和流量符合设计要求; 电气控制系统供电稳定, UPS 工作正常, 设备具备远程与就地控制功能; 数据采集系统已完成传感器检定, 数据采集功能运行正常。

3.2 综合性能试验验证

采用某型重型燃气轮机多级透平综合性能试验件对试验器进行了联合调试。试验件为 1.5 级配置, 模化缩比系数为 0.6, 透平一级静叶和一级动叶采用气冷设计。

3.2.1 试验器结构验证

试验器结构验证主要考核其主体设备在动态运转条件下的稳定性和可靠性, 验证其在不同转速与功率状态下的适用性与运行有效性。

试验过程中, 在设定的转速与功率区间内, 试验器及试验件整体运行平稳, 主要表现为以下

方面:

1) 水力测功器运行稳定, 转速控制精度达到 0.05%, 优于航标要求; 操纵系统响应迅速, 调节过程平稳可靠, 具备良好的动态调节能力。

2) 试验器主体平台工作稳定, 振动水平较低。

3) 各关键部件的振动特性满足设计要求: 水力测功器振动速度小于 1.26 mm/s, 中间轴振动速度小于 0.78 mm/s、振动位移小于 0.133 mm; 试验件振动速度小于 2.19 mm/s、振动位移小于 0.133 mm。所有振动参数在调试转速范围内均低于报警阈值, 运行状态良好。

4) 滑油系统润滑良好, 试验器和试验件滑油系统回油温度正常。

5) 轴向力控制系统运行稳定, 能够有效控制试验件所受的轴向力, 满足试验过程中的载荷调节需求。

3.2.2 气动性能验证

3.2.2.1 数据处理方法

轴功率按式(8)计算。

$$P = M \cdot 2\pi \cdot n / 60 \quad (8)$$

式中 M 为转矩, 单位为 N·m; n 为试验物理转速, 单位为 r/min。

轴功效率和能量平衡效率按式(9)和式(10)计算。

$$\eta_r = \frac{P}{c_p \cdot m \cdot T_0^* \cdot \left[1 - (p_2^*/p_0^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + \sum c_p \cdot m_c \cdot T_c^* \cdot \left[1 - (p_2^*/p_c^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (9)$$

$$\eta = \frac{c_p \cdot m \cdot T_0^* + \sum c_p \cdot m_c \cdot T_c^* - c_p \cdot (m + \sum m_c) T_2^*}{c_p \cdot m \cdot T_0^* \cdot \left[1 - (p_2^*/p_0^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + \sum c_p \cdot m_c \cdot T_c^* \cdot \left[1 - (p_2^*/p_c^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (10)$$

式中 γ 为比热比; c_p 为比定压热容, 单位为 kJ/(kg·K); m 取试验测量主气流量, 单位为 kg/s; T_0^* 取试验主气进气测量截面总温, 单位为 K; p_2^* 取试验件出口测量截面总压, 单位为 Pa; p_0^* 取试验进口测量截面总压, 单位为 Pa; m_c 为试验其中一路冷气流量, 单位为 kg/s; T_c^* 为试验其中一路冷气温度, 单位为 K; p_c^* 为试验其中一路冷气总压, 单位为 Pa; T_2^* 取试验出口测量截面总温, 单位为 K。

折合流量和折合轴功率按式(11)和式(12)计算。

$$m_{\text{cor}} = m \cdot \sqrt{T_0^*/p_0^*} \quad (11)$$

$$P_{\text{cor}} = P/T_0^* \quad (12)$$

3.2.2.2 试验结果分析

气动性能联合调试试验开展了变转速、变膨胀比工况下的性能测试。试验件设计点膨胀比为 3.0, 设计转速为 3 270 r/min。

图 16~图 18 中曲线采用二次多项式拟合, 相关系数 $R^2 > 0.95$ 。膨胀比按式(1)计算, 即出口总压比进口总压。图 16 展示了透平级效率特性, 由图可知, 在不同相对折合转速下, 采用能量平衡法和轴功效率法计算得到的透平级效率随膨胀比的变化趋势基本一致, 且多项式拟合与试验数据贴合度高, 可以验证试验数据的有效性。能量平衡效率普遍高于轴功效率为 4%~13%。主要原因是轴功效率基于测扭仪所测得的轴功率进行计

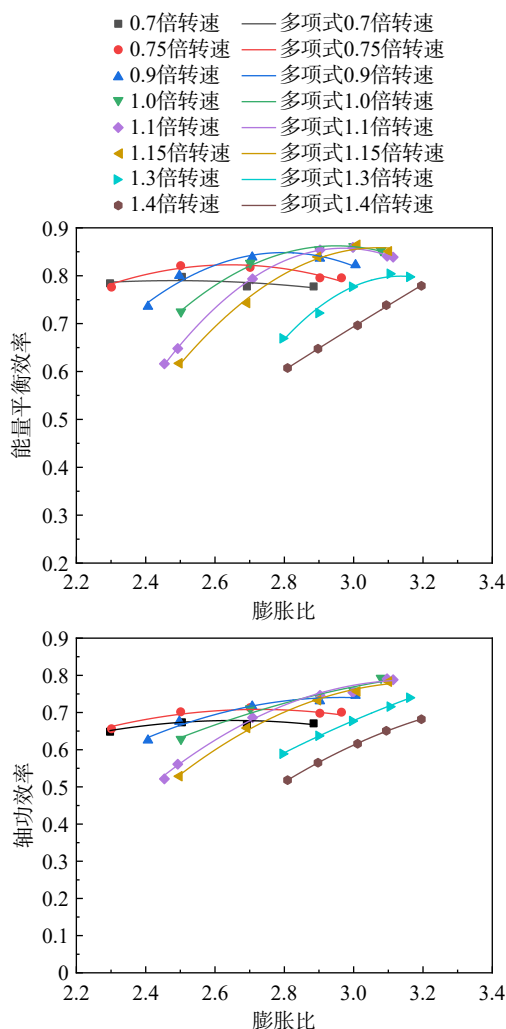


图 16 效率特性曲线

Fig. 16 Efficiency characteristic curve

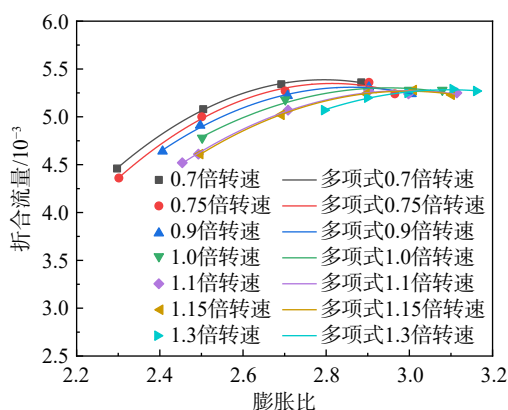


图 17 流量特性曲线

Fig. 17 Corrected mass flow characteristic curve of

算, 而该轴功率为试验件实际输出轴功率扣除轴承摩擦损失、轮盘鼓风损失和漏气损失后的净值。因此, 测得的轴功率低于透平实际输出轴功率, 导致轴功效率相应偏低。

图 17 展示了透平级流量特性, 折合流量按式

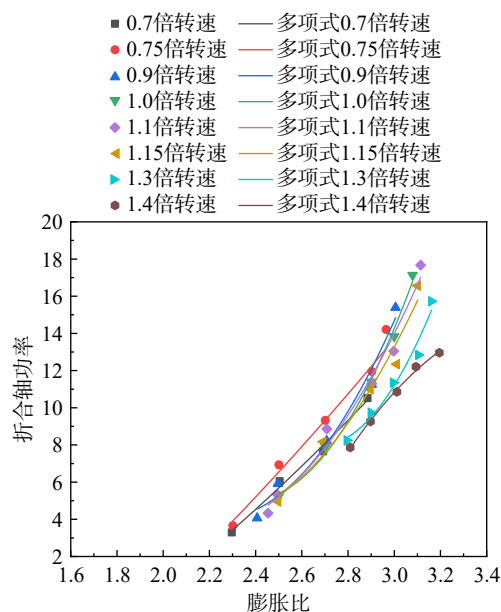


图 18 折合轴功率随膨胀比的变化曲线

Fig. 18 Corrected shaft power curve with expansion ratio

(11) 计算。由图可知, 随着膨胀比的增加, 折合流量逐渐增大, 且越接近堵塞工况, 其上升趋势趋于平缓。这一变化特征符合透平叶片通道的典型通流特征。随着透平膨胀比的提高, 各级叶片的气动载荷随之增加, 叶片喉部的马赫数也不断升高, 并逐渐趋近于 1, 即达到声速状态下的堵塞工况, 从而使得透平的通流能力增强。在相同膨胀比条件下, 不同折合转速对应的折合流量存在差异: 高折合转速工况下折合流量相对较低, 而低折合转速工况下折合流量较高。其主要原因是, 在相同膨胀比下, 反动度随折合转速的升高而增大, 导致气流在一级静叶中的膨胀程度减小, 气体流速降低, 进而使折合流量下降。

图 18 展示了透平级折合轴功率特性, 折合轴功率按式(12)计算。由图可知, 折合轴功率随膨胀比的增加呈现单调递增趋势。在轴功效率达到峰值并开始下降的区间内, 折合轴功率曲线的上升速率减缓, 表现为曲线斜率降低, 即其随膨胀比增长的增长率下降。该现象表明, 在效率下降阶段, 尽管透平仍具备一定的能量转换能力, 但其有效输出功率的提升幅度已逐渐减弱, 反映出系统气动性能趋于非最优工作状态。

图 19 和图 20 分别展示了调试试验件能量平衡效率及轴功效率的试验值与计算值对比情况。由图可知, 两者在整体趋势上保持一致, 表明调试试验结果合理有效。具体数值存在差异, 能量平衡效率的计算值未考虑实际温度损失, 导致其较试验值偏低; 轴功效率的计算模型忽略了实际

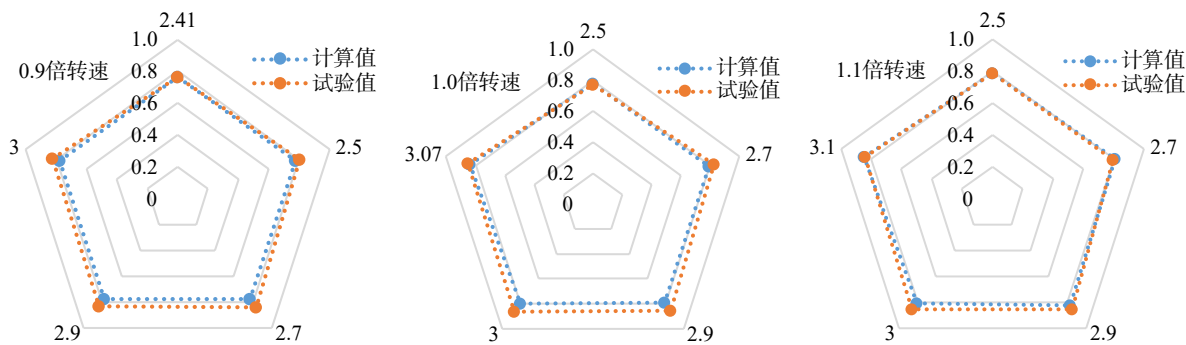


图 19 能量平衡效率试验值与计算值对比

Fig. 19 Test values comparison with calculated values of energy balance efficiency

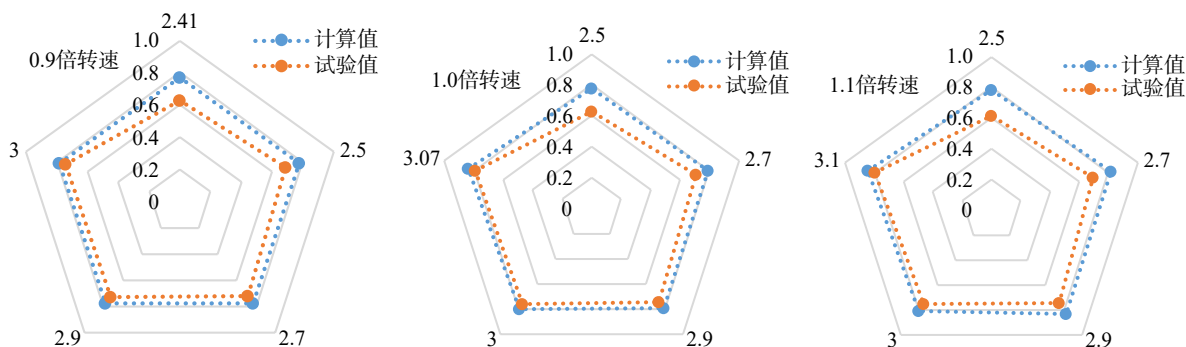


图 20 轴功效率试验值与计算值对比

Fig. 20 Test values comparison with calculated values of shaft power efficiency

轴承摩擦损失和轮盘鼓风损失等因素,使得轴功效率的试验值低于计算值。尤其值得注意的是,在偏离设计工况时,由于轴功率损失占比增大,试验值与计算值间的差距更为显著。

3.2.3 功率损失验证

试验功率损失由试验件产生的功率损失和试验器产生的功率损失两部分组成。试验件产生的功率损失为:

$$P_{t_loss} = P_{t_bearing} + P_{t_wind} + P_{t_leak} \quad (13)$$

$P_{t_bearing}$ 是试验件轴承摩擦损失; P_{t_wind} 是试验件鼓风损失; P_{t_leak} 是试验件漏气损失。通过同时快速关闭试验台进气阀、快速打开试验台进气放空阀,关闭水力测功器进水阀至最低。试验件经历从初始转速到静止的自由减速过程,转速和功率变化曲线如图 21 所示,转速曲线拟合为指数曲线 $y = y_0 e^{-\alpha x}$, 渐近线为 x 轴和 y 轴, y_0 为初始转速, α 为与轴系转动惯量相关的参数。试验件停止进气后,试验件主流与次流压力均接近大气压,因此 P_{t_leak} 可忽略,试验件产生的功率损失主要由 $P_{t_bearing}$ 和 P_{t_wind} 组成,其中 P_{t_wind} 一般在试验件设计时由数值计算获取^[21], 约占试验件功率损失的 10% 以内^[22-23]。

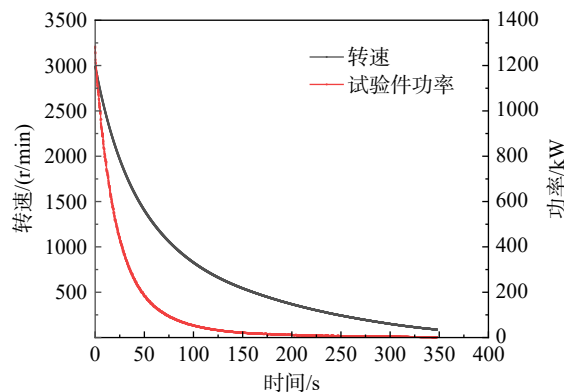


图 21 试验件转速-功率随时间变化曲线

Fig. 21 Speed-power with time curve of the test piece

试验器功率损失为:

$$P_{rig_loss} = P_{rig_bearing} + P_{rig_wind} \quad (14)$$

式中 $P_{rig_bearing}$ 是中间轴、水力测功器轴承摩擦损失; P_{rig_wind} 是中间轴与水力测功器之间转轴的鼓风损失。水力测功器配置了应变式转矩测量装置;在试验件功率输出端安装测扭仪。从试验件、测扭仪和水力测功器的相对位置可知,试验器产生的功率损失为测扭仪测量的功率与水力测功器测量的功率之差。而中间轴与水力测功器之间转轴较光滑,其鼓风损失基本可忽略。

试验件停止进气后, 试验件轴向推力、测扭仪测量功率和水力测功器测量功率之间的功率差发生快速变化, 如图 22 所示。试验件轴向推力从进气侧指向排气侧为正值, 随着快速关闭试验件进气阀门, 试验件轴向推力快速变化至 0 kN, 这表明, 试验件进气关闭后叶片排前后压力快速变化至相等, 试验件进入惰转。而功率差快速由正值变为负值, 这主要是由水力测功器排水能力决定的, 短小时内水力测功器内的水未及时排出, 仍保持旋转状态的水在惯性作用下推动水力测功器转子做功, 此时水力测功器为动力输出端, 试验件为负载; 随着水力测功器内水完全排出, 功率差随之变化至 0 kW。

3.2.4 变冷气能力验证

在 1.0 倍折合转速、膨胀比 3.0 工况进行变冷气流量比试验, 共 3 个工况。可以看出, 随着冷气流量比的增加, 能量平衡效率和轴功效率降低。冷却效果参数变化均在合理范围内, 试验器变冷气参数试验可调节性较好。

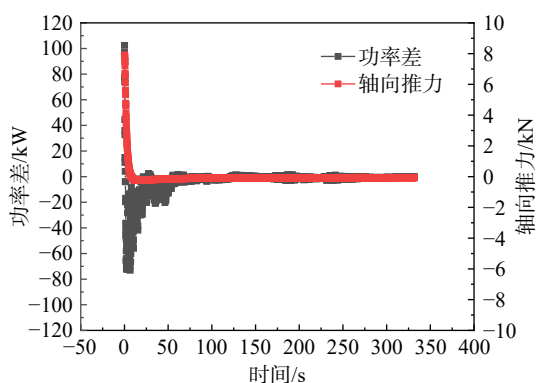


图 22 功率差-轴向推力-时间曲线

Fig. 22 Power difference-axial thrust with time curve

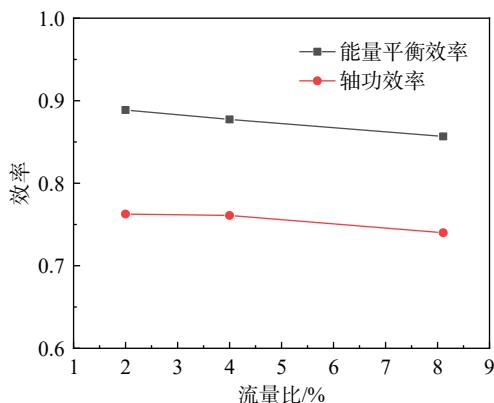


图 23 变冷气流量试验效率曲线

Fig. 23 Efficiency curve of variable cooling air flow rate

4 结 论

重型燃气轮机透平级综合性能试验器的研制成功填补了国内该领域的空白, 在联合调试中各系统相互协调、匹配, 运行平稳, 满足设计要求。

1) 经试验器联合调试, 试验器结构稳定, 试验器和试验件轴系运行平稳, 证明试验器结构基本合理。

2) 试验器操纵系统运行能有效、快速、稳定的调节, 证明试验器各系统能协调匹配。

3) 由联合调试取得的试验结果可知, 试验件效率、流量、功率等特性参数相对基于相似模化理论得到的试验件基准计算值的变化量均不小于 3%; 且在低负荷工况、设计点及满负荷工况下, 数据拟合曲线相关系数 $R^2 > 0.95$, 试验数据稳定、规律明确在合理范围内, 能够反映试验件的性能特性, 试验器具备承担透平综合性能试验的能力。

参考文献:

- [1] 李应红. 航空涡轮风扇发动机试验技术与方法[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2014.
Li Yinghong. Testing Techniques and Methods for Aero-turbofan Engine[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2014. (in Chinese)
- [2] 吴法勇, 马宏伟, 马磊, 等. 航空发动机涡轮试验[M]. 北京: 科学出版社, 2022.
Wu Fayong, Ma Hongwei, Ma Lei, et al. Aeroengine turbine test [M]. Beijing: Science Press, 2022. (in Chinese)
- [3] 马广健, 韦文涛, 陈云, 等. 双级高压涡轮气动性能试验状态模化方法[J]. 航空发动机, 2023, 49(4): 104-114.
Ma Guangjian, Wei Wentao, Chen Yun, et al. Model testing state determination for a two-stage high pressure turbine aerodynamic performance test[J]. Aeroengine, 2023, 49(4): 104-114. (in Chinese)
- [4] 邸亚超, 胡应交, 张星, 等. 涡轮试验准则数对流场相似性的影响[J]. 航空动力学报, 2018, 33(1): 193-200.
Di Yachao, Hu Yingjiao, Zhang Xing, et al. Influence of turbine test criterion parameters on flow similarity[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(1): 193-200. (in Chinese)
- [5] 卫明, 王永泓, 宋华芬. 空气冷却燃气透平特性算法的研究[J]. 动力工程学报, 2014, 34(5): 371-375.
Wei Ming, Wang Yonghong, Song Huafen. Study on characteristic calculation of air-cooled turbines[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(5): 371-375. (in Chinese)
- [6] 蓝吉兵, 隋永枫, 袁浩, 等. 多级透平三维气动数值分析方法验证与应用研究[C]// 第十五届中国 CAE 工程分析技术年会论文集. 上海: 中国力学学会产学研工作委员会, 2019: 317-323.
Lan Jibing, Sui Yongfeng, Yuan Hao, et al. Validation and application of multistage turbine aerodynamic computation[C]// The 15th China CAE Annual Conference. Shanghai: Industry-University-Research Committee of The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, 2019: 317-323. (in Chinese)

- [7] Huang Jingwei, He Qingfu, Chi Zhongran, et al. Experimental and numerical study on the impact of inlet temperature inhomogeneity on the aerodynamic performance of a three-stage turbine[J]. *Energy*, 2024, 312: 133410.
- [8] 邓庆锋, 郑群. 1.5 级亚音速试验台透平设计[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(4): 155-163.
Deng Qingfeng, Zheng Qun. Design of a 1.5 stage subsonic test turbine facility[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(4): 155-163. (in Chinese)
- [9] Jelinek T, Nemec M, Milcak P, et al. Preliminary experimental investigation of the design-overloaded stage in two-stage axial turbine test rig[J]. *MATEC Web of Conferences*, 2022, 367: 00013.
- [10] 孙奇, 孔祥林, 江生科. 多级空气透平试验台的设计与开发[J]. *东方汽轮机*, 2010(4): 7-11.
Sun Qi, Kong Xianglin, Jiang Shengke. The design and development for multi-stage air test turbine[J]. *Dongfang Turbine*, 2010(4): 7-11. (in Chinese)
- [11] 刘网扣, 范雪飞, 蒋俊, 等. 某燃气涡轮多级空气透平试验研究[J]. *热能动力工程*, 2021, 36(7): 27-31.
Liu Wangkou, Fan Xuefei, Jiang Jun, et al. Experimental research on a gas turbine multi-stage air turbine[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2021, 36(7): 27-31. (in Chinese)
- [12] TSUKUDA Y, AKITA E, ARIMURA H, et al. The operating experience of the next generation M501G/M701G gas turbine[C]// ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air, 2014.
- [13] HB7081-2012 航空燃气涡轮发动机轴流涡轮气动性能试验方法[S].
HB 7081-2012 Aerodynamic performance test method of axial turbine for aircraft gas turbine engine[S]. (in Chinese)
- [14] 《航空发动机设计手册》编委会. 航空发动机设计手册: 第 10 册 涡轮[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
Editorial Board of aviation Engine Design Manual. Aviation engine design manual: Volume 10 turbine[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001. (in Chinese)
- [15] 许萌萌, 朱玉昊, 冯瑞, 等. 基于 Simscape 的重型燃气轮机建模与仿真研究[J]. *燃气轮机技术*, 2015, 28(1): 19-23, 34.
Xu Mengmeng, Zhu Yuhao, Feng Rui, et al. Heavy-duty gas turbine modelling and simulation basing on Simscape[J]. *Gas Turbine Technology*, 2015, 28(1): 19-23, 34. (in Chinese)
- [16] 江才俊, 张太勇, 白光谱, 等. 空间管网中的汽锤计算及分析[J]. *核科学与工程*, 2015, 35(2): 222-229.
Jiang Caijun, Zhang Taiyong, Bai Guangpu, et al. Calculation and analysis of gas hammer in space pipe[J]. *Nuclear Science and Engineering*, 2015, 35(2): 222-229. (in Chinese)
- [17] Jang T U, Wu Yuebin, Xu Ying, et al. Numerical simulation for two-phase water hammer flows in pipe by quasi-two-dimensional model[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2016, 23(2): 9-15.
- [18] Leon A S, Ghidaoui M S, Schmidt A R, et al. Efficient second-order accurate shock-capturing scheme for modeling one- and two-phase water hammer flows[J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2008, 134(7): 970-983.
- [19] ISO7919-4-2009 Mechanical vibration of non-reciprocating machines - Measurements on rotating shafts and evaluation criteria - Part 4: Gas turbine sets[S].
- [20] ISO1940-1-2003 Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state - Part 1: Specification and verification of balance tolerances[S].
- [21] 石葵, 束国刚, 米文真, 等. 透平功率的获取方法和装置: CN202510354427. X[P]. 2025-07-08.
- [22] Kang J S, Yang S S. Modeling and experimental evaluation of torque loss in turbine test rig for accurate turbine performance evaluation[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 26(2): 473-479.
- [23] 熊荆江, 邹植伟, 刘明春, 等. 高超测扭仪在涡轴发动机整机试车台的应用[C]// 2017 年航空试验测试技术学术论文集. 武汉: 中国航空工业技术装备工程协会, 2017: 64-67.
Xiong Jingjiang, Zou Zhiming, Liu Mingchun, et al. Application of high-speed torquemeter in turboshaft engine test stands[C]// Proceedings of 2017 Conference on Aviation Intelligent Equipment and Test Technology. Wuhan: China Aviation Industries Technology Equipment Engineering Association, 2017: 64-67. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)