

两型间冷器流道气动性能试验研究

王 峥¹, 李贝贝¹, 张澄源¹, 刘雪彬^{1,2}

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心——燃气轮机研发与检测试验室, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要: 间冷器是间冷循环燃气轮机的核心部件, 气流流过间冷器的压力损失是衡量间冷器性能的主要指标之一。本文设计了两种不同的间冷器流道结构, 并对两种间冷器流道进行了不同工况的气动特性试验, 测得间冷器流道不同位置的温度、压力值, 得出两种间冷器流道结构的气动特性。试验结果表明: 间冷器总压损失主要产生于从进口到导流板前的折转扩散段, 且总压损失系数随折合流量的变化曲线为抛物线型, 与进口动压呈正比例关系; 而改进型间冷器的总压损失有所降低, 相同折合流量对应的总压损失系数相对原型间冷器结构降低约 20%。

关键词: 间冷器; 气动特性; 总压损失; 试验研究

中图分类号: TK473 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2024.03.004

[引用本文格式] 王 峥, 李贝贝, 张澄源, 等. 两型间冷器流道气动性能试验研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(3): 25-31. WANG Zheng, LI Bei-bei, ZHANG Cheng-yuan, et al. Experimental research on aerodynamic performance in flow channel of two types of intercoolers[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 25-31.

Experimental Research on Aerodynamic Performance in Flow Channel of Two Types of Intercoolers

WANG Zheng¹, LI Bei-bei¹, ZHANG Cheng-yuan¹, LIU Xue-bin^{1,2}

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078; 2. National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering – Gas Turbines R&D and Testing Laboratory, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: The intercooler is the core component of the intercooler cycle gas turbine, and the pressure loss of air flow through the intercooler is one of the main indicators to measure the performance of the intercooler. In this paper, two different intercooler flow channel structures were designed, and aerodynamic characteristic tests were carried out in the two intercooler flow channels under different working conditions. The temperature and pressure values at different positions of the intercooler flow channel were measured, and the aerodynamic characteristics of the two intercooler flow channel structures were obtained. The test results show that the total pressure loss of the intercooler mainly occurs in the turning and diffusing section from the inlet to the "before diversion plate", and the total pressure loss coefficient changes in a parabolic shape with the reduced flow rate, which is proportional to the inlet dynamic pressure; while the improved intercooler has a lower total pressure loss, and the total pressure loss coefficient corresponding to the same reduced flow rate is about 20% lower than that of the original intercooler structure.

Key words: intercooler, aerodynamic performance, total pressure loss, experimental study

引言

间冷器是间冷循环燃气轮机的重要组成部件，其工作原理是通过冷却低压压气机压缩后的空气，降低高压压气机进口空气温度及压缩耗功，从而提升机组功率。性能优越的间冷器对于有效提升机组性能指标具有重要意义^[1-3]。当空气流经间冷器时，由于气流流速较快，流向会在较短距离内发生多次改变，同时还需流经导流板、间冷器芯体等结构，因此会产生一定程度的压力损失。这部分压损是衡量间冷器性能的主要指标之一。

国内外诸多学者开展了间冷器优化设计的相关研究。肖鑫^[4]提出了在保证间冷器效率和热侧压降合理范围的前提下使芯体质量最小的优化设计模型；张杨^[5]通过分析间冷器相关尺寸对间冷器性能的影响，得到相关尺寸对性能影响的敏感性结论；Xu 等人^[6]利用经验数据和参数化计算流体力学研究验证了间冷器的传热和压力损失特性；Wen 等人^[7]通过研究间冷器性能对整机性能的影响给出了间冷器设计优化方向。

以上研究较多集中在对间冷器芯体的性能提高方面，而对于间冷器流道结构的优化改进研究较少。目前，间冷器流道多为前壁板与进气方向垂直的结构（以下简称原型），在实际使用过程中发现压力损失较大。本文对间冷器前半段进气流道和导流板进行了优化（以下简称改进型），设计了一种新型间冷器流道结构，并对以上两种结构的间冷器流道进行了气动性能试验。根据试验结果对两种间冷器结构的气动性能进行了对比分析，为间冷器流道结构的设计改进提供依据^[8-10]。

1 试验介绍

1.1 试验原理

试验台采用 1 台大功率压气机作为间冷器的气源，提供流入间冷器的空气。闭式循环的间冷系统提供温度及流量恒定的冷却水，用于冷却流入间冷器的空气，该系统主要包括循环水箱、循环水泵、切断阀、调节阀、旁通阀和换热器等设备。冷却水流经间冷器时通过换热吸收一定的热量，再通过循环内的换热器将热量传递给外部的冷却水。

在间冷器气侧进口管路上设置 1 个旁通阀，用于调节流入间冷器的空气流量；在间冷器气侧出口管路上设置 1 个调节阀（以下简称试验阀），用于调节进入间冷器的空气压力。试验原理如图 1 所示。

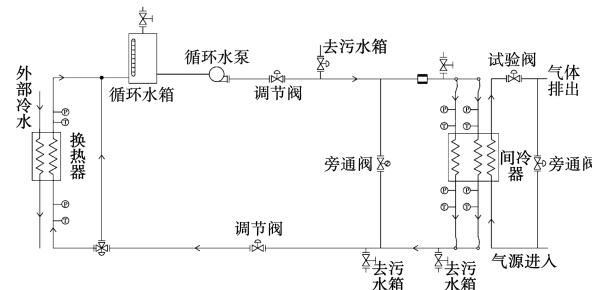


图 1 试验原理图

Fig. 1 Test principle diagram

1.2 试验件及测点布置

本试验包含两个试验件，分别为原型间冷器流道试验件和改进型间冷器流道试验件，两型试验件结构如图 2 所示。在两型间冷器流道内依次安装同一件间冷器芯体组成间冷器，之后对流道气动性能进行试验。

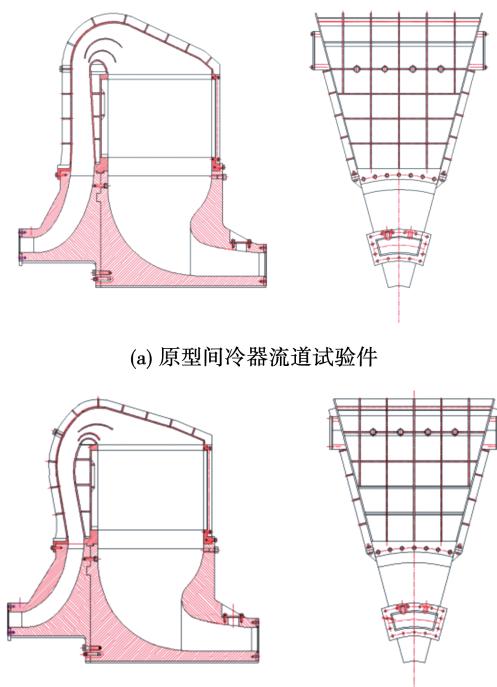


图 2 两型间冷器流道试验件示意图

Fig. 2 Schematic diagrams of test pieces in flow channel of two types of intercoolers

根据试验需求,试验件的测点布置如图3所示。间冷器进口的空气参数由A、B位置确定,为了分析间冷器中各部分的流动损失,将进口到导流板前C位置作为第1段;从间冷器芯体后D位置到间冷器出口E位置是流道面积收缩段,且D位置总压与E位置相差很小,因此将导流板前C位置到间冷器出口E位置作为第2段,分段进行压力损失计算。

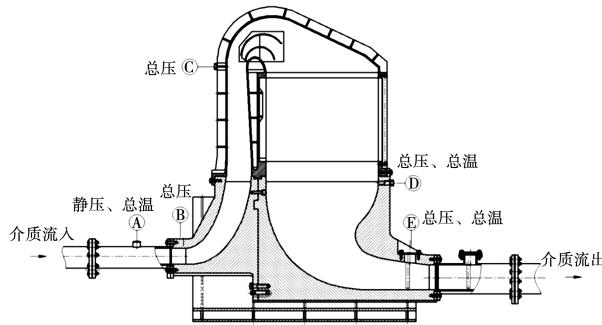


图3 间冷器试验件测点布置图

Fig. 3 Measuring point layout of intercooler test piece

1.3 试验装置

间冷器性能试验台如图4所示。该试验台拥有闭式循环的间冷系统,可提供稳定温度及流量的冷却水,大功率压气机可提供流向间冷器的高温高压气体。



图4 间冷器部件试验台

Fig. 4 Intercooler component test bench

1.4 试验方法

1.4.1 试验件安装与调试

(1) 将间冷器芯体安装到间冷器流道内,并将间冷器安装在试验台上;

(2) 安装气侧进、出口管道及试验阀等,并封严管路与间冷器的连接面;

(3) 将间冷器水侧进、出口与间冷系统管路连接,并按测点布置方案安装压力及温度传感器;

(4) 运行间冷系统,并检查管道泄漏情况,不允许漏水;

(5) 运行气源压气机,并检查间冷器气侧进、出口泄漏情况,不允许漏气;

(6) 检查试验阀和旁通阀的动作情况。

表1 试验中不同状态点对应的阀门开度(%)

Tab. 1 Valve opening corresponding to different operating points in the test (%)

状态点	试验阀开度	旁通阀开度
1	20	100
2	30	100
3	40	100
4	50	100
5	60	100
6	70	100
7	80	100
8	90	100
9	100	100
10	100	90
11	100	80
12	100	70
13	100	60
14	100	50
15	100	40
16	100	30
17	100	20
18	100	10
19	100	0

1.4.2 试验参数控制

试验需测量不同进口压力下的间冷器阻力损失情况,试验中气源依次稳定在两个压力恒定的工况,

分别为工况 1 和工况 2, 其中工况 1 的压力较低, 工况 2 的压力较高。对应每个工况, 按表 1 调整阀门开度进行 19 个状态点的采集, 待每个状态点下试验件的进、出口参数稳定后再进行试验测点采集。为减小由于流场参数波动和单次数据采集造成的偶然误差, 试验数据采集过程为连续采集, 采集时间长度为 20 s。试验台安装如图 5 所示。

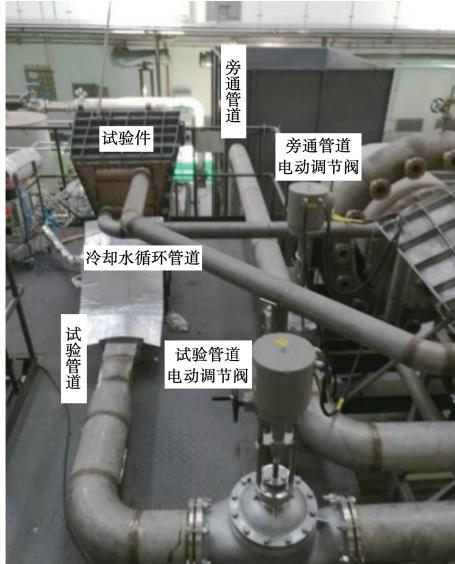


图 5 间冷器流道试验台安装图

Fig. 5 Installation drawing of intercooler flow channel test bench

2 试验结果分析

2.1 试验数据处理原则

通过分析参数随折合流量或进口马赫数的变化规律, 研究间冷器气动性能参数的变化。进口马赫数随折合流量的变化关系如图 6 所示。由图 6 可以看出, 进口马赫数与折合流量是高度相关的物理量, 因此以折合流量作为研究性能参数变化的参照变量, 其表达式为:

$$q_0 = q \cdot \frac{101.325}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{288.14}}$$

式中: q —质量流量, kg/s ; p_0 —间冷器进口总压, kPa ; T_0 —间冷器进口温度, K 。

2.2 间冷器流道气动性能分析

2.2.1 原型间冷器流道气动性能分析

原型间冷器流道总压损失系数随折合流量的变

化如图 7 所示。由图 7 可知, 两个工况的变化参数基本重合, 可以认为在一定流量范围内, 总压损失系数随折合流量呈抛物线型变化。

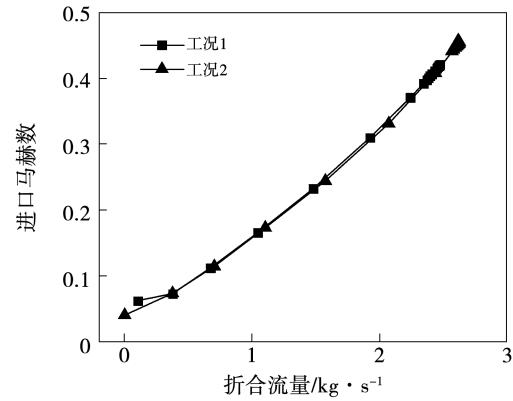


图 6 进口马赫数与折合流量的变化关系

Fig. 6 Changing relation between inlet Mach number and reduced flow rate

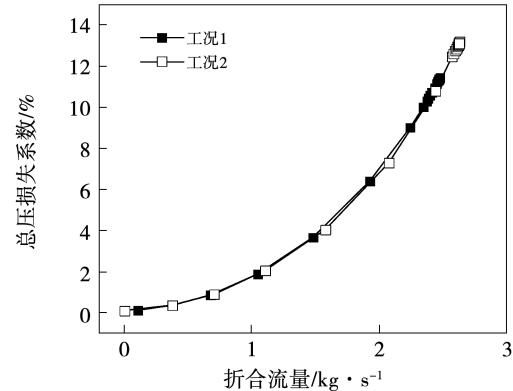


图 7 原型间冷器总压损失系数与折合流量的变化关系

Fig. 7 Changing relation between original intercooler total pressure loss coefficient and reduced flow rate

间冷器内分段的总压损失系数随折合流量的变化如图 8 所示。由图 8 可知, 第 1 段的总压损失系数与间冷器整体的总压损失系数趋势相似, 且在间冷器整体总压损失中占比较高, 第 2 段总压损失则相对较小。

图 9 给出了第 1 段总压损失在整体损失中的占比关系。由图 9 可知, 整个试验过程中第 1 段总压损失占比均超过 50%; 当折合流量升高到 1.5 kg/s 时, 第 1 段总压损失占比均超过 75%; 在试验的最大折合流量附近, 该占比均已接近 85%。

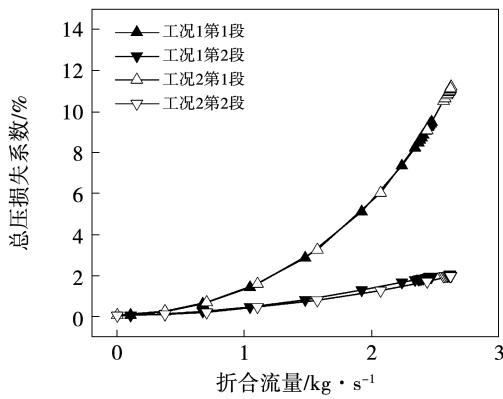


图8 间冷器各段总压损失系数随折合流量的变化

Fig. 8 Change of total pressure loss coefficient of each section of intercooler with reduced flow rate

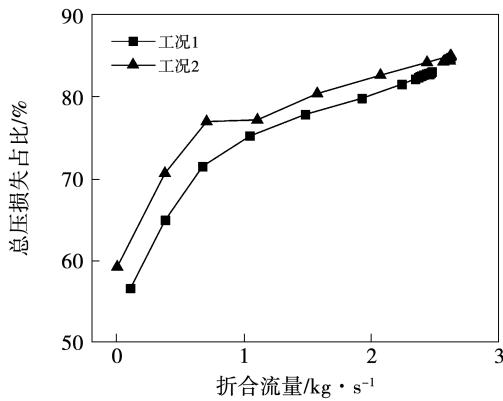


图9 第1段总压损失占比随折合流量的变化

Fig. 9 Change of total pressure loss ratio of the first section with reduced flow rate

这一结果表明，间冷器内损失产生的主要位置是在第1个折转扩散段。在这段流道内，气流折转90°，由轴向流动转为径向流动。并且在径向流动过程中，随着流动位置半径的增大，流动面积增大，流动处于减速过程。因此，经过导流板后，虽然气流要折转180°，还要流经间冷器芯体，但此时气流已经处于低速流动过程中，产生的总压损失相对较小。

为探究原型间冷器的最大压力损失情况，给出了间冷器的总压损失与间冷器进口动压的关系，如图10所示。由图10可知，间冷器总压损失与进口动压呈现明显的线性关系。动压损失系数与进口动压的关系如图11所示。由图11可知，随着进口动压的不断提升，间冷器最大动压损失系数最终稳定在85%左右。

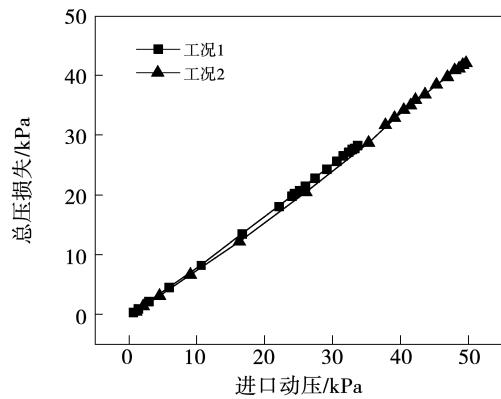


图10 总压损失与进口动压的变化关系

Fig. 10 Changing relation between total pressure loss and inlet dynamic pressure

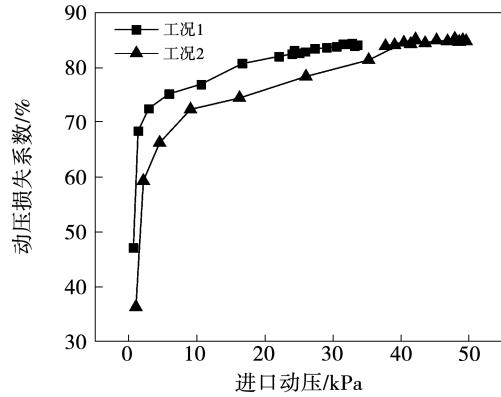


图11 动压损失系数与进口动压的变化关系

Fig. 11 Changing relation between dynamic pressure loss coefficient and inlet dynamic pressure

2.2.2 改进型间冷器流道气动性能分析

图12给出了两型间冷器总压损失系数与折合流量的变化关系对比。通过对相同折合流量下的试验数据可知，改进型间冷器总压损失系数较原型降低了约20%。

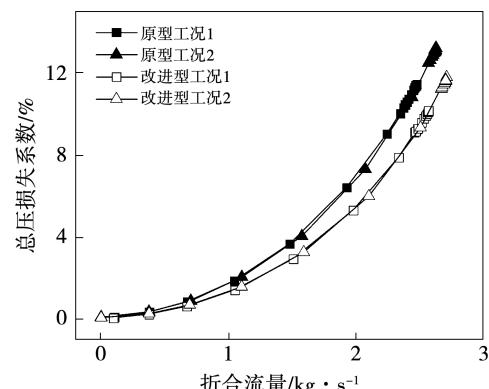


图12 两型间冷器总压损失系数与折合流量的变化关系

Fig. 12 Changing relation between total pressure loss coefficient of two types of intercoolers and reduced flow rate

图 13 和图 14 给出了不同工况下两型间冷器各段总压损失系数随折合流量的变化关系对比。可以看出,相同工况下两型间冷器第 2 段总压损失系数基本一致,而改进型间冷器的第 1 段总压损失系数明显低于原型间冷器,通过对比相同折合流量下的试验数据可知,总压损失系数约降低 20%。这表明,改进型间冷器有效地提升了第 1 段流道内的气动性能,降低了气流流过间冷器的总压损失。

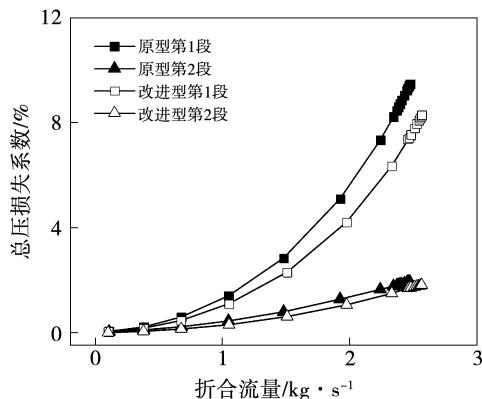


图 13 两型间冷器工况 1 各段总压损失系数随折合流量的变化关系

Fig. 13 Change of total pressure loss coefficient of each section of two types of intercoolers with reduced flow rate under condition 1

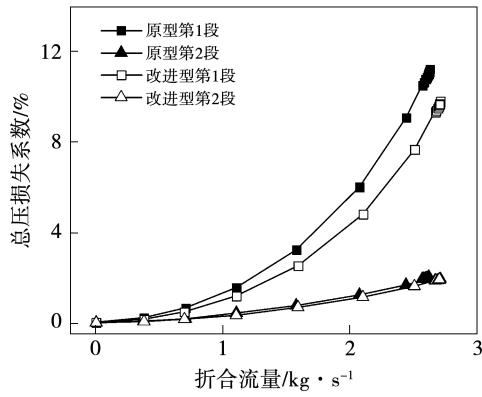


图 14 两型间冷器工况 2 各段总压损失系数随折合流量的变化关系

Fig. 14 Change of total pressure loss coefficient of each section of two types of intercoolers with reduced flow rate under condition 2

图 15 和图 16 分别给出了改进型间冷器总压损失和动压损失系数随进口动压的变化。可以看出,改进型间冷器的总压损失明显低于原型间冷器,当

进口动压达到一定程度后,间冷器的动压损失系数不再提高,改进型间冷器的最大动压损失系数达 62%,与原型间冷器相比有所降低。综上可知,改进型试验件的试验结果呈现出与原型基本相同的规律。

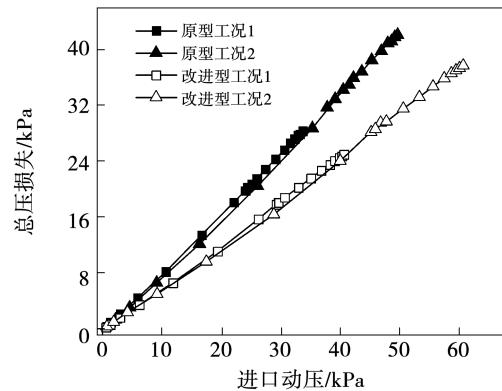


图 15 两型间冷器各段总压损失随进口动压的变化

Fig. 15 Change of total pressure loss of each section of two types of intercoolers with inlet dynamic pressure

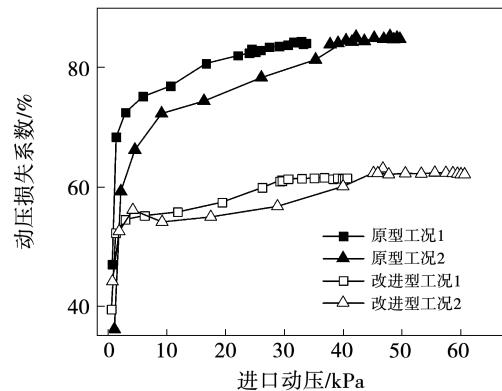


图 16 两型间冷器动压损失系数随进口动压的变化

Fig. 16 Change of dynamic pressure loss coefficient of two types of intercoolers with inlet dynamic pressure

3 结 论

设计了一种新型间冷器流道结构,搭建了间冷器气动性能试验的测控系统,在不同工况下对间冷器原型和改进型试验件进行了气动性能试验,通过对多个状态点试验结果的对比分析,得到结论:

(1) 间冷器总压损失主要产生于从进口到“导流前”这一折转扩散段,且随着折合流量的提高,第 1 段压力损失占比逐渐增大,在最大折合流量附近,该占比已接近 85%。

(2) 一定流量范围内,间冷器总压损失系数随折合流量变化关系为抛物线型;相比于原型,改进型试验件在总压损失上有所降低,相同折合流量对应的总压损失系数相对降低约20%。

(3) 间冷器总压损失与进口动压呈正比例关系,且随着进口动压的不断提升,原型间冷器最大动压损失系数稳定在85%左右;相同状态点下改进型间冷器动压损失系数更低,最大动压损失系数约为62%。

参考文献:

- [1] 梁春华. 间冷回热循环舰船用燃气轮机WR-21的技术特点[J]. 航空发动机, 2007, 33(1): 55–58.
LIANG Chun-hua. Technological feature of the WR-21 marine intercooled recuperated gas turbine [J]. Aeroengine, 2007, 33 (1) : 55 – 58.
- [2] 张忠文,曲文浩,郑培英,等. 间冷回热燃气轮机发展现状[J]. 航空发动机,2010,36(3):42–44.
ZHANG Zhong-wen, QU Wen-hao, ZHENG Pei-ying, et al. The development state of intercooled recuperated gas turbine [J]. Aero-engine, 2010, 36 (3) : 42 – 44.
- [3] SHAHR K. Compact heat exchanger technology and applications [J]. Heat Exchange Engineering, 2001 (2) : 1 – 27.
- [4] 肖 鑫. 燃机中冷器优化设计、建模与控制[D]. 上海:上海交通大学, 2013.

(上接第17页)

- [11] 徐国强,詹国治,丁水汀.高位垂直进气转静系旋转盘流动与换热计算[J],推进技术,2000,21(4):40–43.
XU Guo-qiang, ZHAN Guo-zhi, DING Shui-ting. Numerical calculation for flow and heat transfer of a shrouded rotating disk with high-positioned air inlet [J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(4) : 40 – 43.
- [12] 孙纪宁,陶 智,丁水汀,等.高位进气、径向出流的旋转腔内流动与换热的数值研究[J],航空动力学报,2002,17(5):586–590.
SUN Ji-ning, TAO Zhi, DING Shui-ting, et al. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer characteristics within a rotating cavity with a high positioned axial inlet and a radial outlet [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(5) : 586 – 590.
- [13] 丁水汀,张 东,陶 智,等.航空发动机高压旋转涡轮盘腔内流动与换热[J].推进技术,2003,24(2):118–121.
DING Shui-ting, ZHANG Dong, TAO Zhi, et al. Numerical simulation for flow and heat transfer of a rotating turbine cavity with realistic engine parameters [J]. Journal of Propulsion Technology,

XIAO Xin. Optimization design, modeling and control of gas turbine intercooler [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.

- [5] 张 杨. 燃气轮机间冷器性能分析及优化设计[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2014.
ZHANG Yang. Optimal design and performance analysis of heat transfer for gas turbine intercooler [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2014.
- [6] XU Lei, GRONSTEDI T. Design and analysis of an intercooled turbobfan engine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010 (11) : 114503. 1 – 114503. 4.
- [7] WEN Xue-you, XIAO Dong-ming. Feasibility study of an intercooled-cycle marine gas turbine[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(2) : 163 – 168.
- [8] 史美中,王中铮.热交换器原理与设计[M].南京:东南大学出版社,2003.
SHI Mei-zhong, WANG Zhong-zheng. Principle and design of heat exchangers [M]. Nanjing: Southeast University Press, 2003.
- [9] 安 洋,杨志民.燃气轮机间冷器结构改进试验研究[J].航空发动机,2020,46(2):56–60.
AN Yang, YANG Zhi-min. Test study on structure improvement of gas turbine intercooler [J]. Aeroengine, 2020, 46(2) : 56 – 60.
- [10] 李贝贝,李 飞,张晓云.燃气轮机间冷器设计及试验研究[J].热能动力工程,2019,34(1):23–26,50.
LI Bei-bei, LI Fei, ZHANG Xiao-yun. Design and experimental study for gas turbine intercooler [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(1) : 23 – 26, 50.

(刘 颖 编辑)

2003, 24(2) : 118 – 121.

- [14] 张晶辉,张振扬. 涡轮盘腔径向封严流动的非定常数值研究[J]. 兵器装备工程学报,2021,42(9):100–105.
ZHANG Jing-hui, ZHANG Zhen-yang. Unsteady numerical investigation of radial rim seal flow in a turbine cavity [J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2021, 42(9) : 100 – 105.
- [15] 丛庆丰,李志刚,程舒娴,等. 涡轮径向轮缘密封非定常燃气入侵和封严效率的数值研究[J]. 推进技术,2022,43 (6) : 83 – 93.
CONG Qing-feng, LI Zhi-gang, CHENG Shu-xian, et al. Numerical investigation on unsteady gas ingestions and sealing effectiveness of turbine radial rim seal [J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43 (6) : 83 – 93.
- [16] RAI M M. Three-dimensional Navier-Stokes simulations of turbine rotor-stator interaction, Part 1: Methodology [J]. Journal of Propulsion and Power, 1989, 5(3) : 305 – 311.

(湛 鑫 编辑)