

DOI: 10.19666/j.rlfed.202012195

超临界二氧化碳轴流透平冷却系统 耦合传热特性数值研究

周东^{1,2}, 霍文浩^{1,3}, 刘红丹^{1,2}, 唐国庆¹, 王亚¹, 文鑫^{1,3}, 但光局¹

(1.重庆江增船舶重工有限公司, 重庆 402263;

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, 上海 201108;

3.船用涡轮增压器研发重庆市工业和信息化重点实验室, 重庆 402263)

[摘要] 针对某型超临界二氧化碳(S-CO₂)轴流透平开展了冷却系统设计,通过抽取压缩机后管道中低温S-CO₂对干气密封、转轴和壳体进行冷却,以保证干气密封工作温度低于200.0℃。采用耦合传热方法分析了该冷却系统的流动和传热特性,对比了不同冷却方案的干气密封、转轴与壳体等固体域的温度分布。结果表明:采用转轴冷却方案时转轴温度降幅达到220.3℃,干气密封最高温度为229.1℃;进一步引入温度更低流量更大的S-CO₂对壳体进行冷却,能抑制透平进口处高温主流的加热作用,转轴温度降幅增加到244.1℃,干气密封最高温度下降到181.2℃,同时S-CO₂轴流透平干气密封、壳体和转轴等被冷却部件温度梯度可控。该冷却系统为S-CO₂轴流透平的安全可靠运行提供了解决方案。

[关键词] 超临界二氧化碳轴流透平; 冷却系统; 传热特性; 温度分布

[引用本文格式] 周东, 霍文浩, 刘红丹, 等. 超临界二氧化碳轴流透平冷却系统耦合传热特性数值研究[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 146-156. ZHOU Dong, HUO Wenhao, LIU Hongdan, et al. Numerical investigations on the coupled heat transfer characteristics of the cooling system of a supercritical carbon dioxide axial turbine[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(5): 146-156.

Numerical investigations on the coupled heat transfer characteristics of the cooling system of a supercritical carbon dioxide axial turbine

ZHOU Dong^{1,2}, HUO Wenhao^{1,3}, LIU Hongdan^{1,2}, TANG Guoqing¹, WANG Ya¹,
WEN Xin^{1,3}, DAN Guangju¹

(1.Chongqing Jiangjin Shipbuilding Industry Co., Ltd., Chongqing 402263, China;

2.National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering, Shanghai 201108, China;

3.Key Laboratory of Marine Turbocharger Research, Chongqing Industry and Information Technology, Chongqing 402263, China)

Abstract: A cooling system was designed for a supercritical carbon dioxide (S-CO₂) axial turbine. The dry gas seal, shaft and casing were cooled by extracting the low temperature S-CO₂ in the pipeline behind the compressor to ensure that the dry gas seal operating temperature was below 200 °C. The flow and heat transfer characteristics of the cooling system were analyzed using the coupled heat transfer method, and the temperature distributions of solid domains such dry gas seal, shaft and casing of different cooling schemes were compared. The research shows that the temperature drop of the shaft reaches 220.3 °C when the shaft cooling scheme is adopted, and the maximum temperature of the dry gas seal is 229.1 °C. Further introduction of S-CO₂ with lower temperature and larger flow rate to cool the casing can inhibit the heating effect of the high temperature mainstream at the turbine inlet. The temperature drop of the shaft increases to 244.1 °C, and the maximum temperature of the dry gas seal decreases to 181.2 °C. Meanwhile, the reasonable temperature gradient of the cooled domains such as the dry gas seal, shaft and casing is achieved. The cooling system designed in this paper provides a solution for the safe and reliable operation of S-CO₂ axial turbines.

收稿日期: 2022-12-12

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFB1501004-4)

Supported by: The National Key Research and Development Program of China (2018YFB1501004-4)

第一作者简介: 周东(1982), 男, 硕士, 研究员级高级工程师, 主要研究方向为叶轮机械流体力学, chowtung@126.com。

Key words: supercritical carbon dioxide axial turbine; cooling system; heat transfer characteristics; temperature distribution

超临界二氧化碳(S-CO₂)布雷顿循环发电系统以其循环热效率高和结构紧凑等优势得到关注,目前在火电、核电、太阳能、余热利用以及船舶动力系统等领域均已开展S-CO₂布雷顿循环系统及其应用研究^[1-2]。其中,热功转换核心设备透平的安全可靠运行是S-CO₂系统做功功率和运行稳定性的保证。由于高温高压S-CO₂工质密度和热容量显著大于水蒸气等常规工质,因此相比于常规工质布雷顿循环和朗肯循环透平,S-CO₂透平具有尺寸小和转速高的特点。目前,S-CO₂透平轴端主要采用干气密封技术来控制泄漏量,而由于干气密封存在运行温度限制,需要设计S-CO₂透平冷却系统以保证S-CO₂透平轴端干气密封安全可靠运行。

科研人员对S-CO₂透平在热力设计、气动分析和结构设计等方面均开展了大量研究。在S-CO₂透平样机研制与测试研究方面,美国桑迪亚实验室^[3-4]、美国西南研究院^[5]、美国诺尔斯原子能实验室^[6]、日本东京工业大学、韩国先进科学技术研究所^[7-8]等均已完成不同功率等级的S-CO₂透平设计和系统实验测试。国内高校和研究所也开展了S-CO₂透平设计和仿真研究。Zhang H Z等^[9]设计了15 MW级S-CO₂轴流透平和1.5 MW级向心透平,完成了所设计透平的气动性能分析和强度校核。王雨琦等^[10-11]完成了200 kW S-CO₂向心透平设计和采用部分进气的75 kW向心透平设计,并且开展了部分进气喷嘴结构定常和非定常性能研究。诸葛伟林等^[12]与江增重工合作完成了4级S-CO₂轴流透平设计,分析了叶顶间隙泄漏流的影响,并通过优化设计将效率提高到84.44%。韩万龙等^[13]与江增重工合作开展了5 MW级S-CO₂轴流透平设计及变工况特性研究,该机组已顺利完成系统设计参数实验验证,达到设计指标。

S-CO₂透平工作于高温高压环境,且整个系统为闭式循环,需要采用先进可靠的动密封技术控制轴端工质泄漏流动,以提高透平气动效率和系统稳定性。而因干气密封具有密封性好、可靠性高、适应范围广等优点,成为目前S-CO₂透平的首要选择。但相比于常规气体介质干气密封,S-CO₂透平用干气密封面临着压力温度高、密度大以及工质物性变化大的问题。李志刚等^[14]详细介绍了国内外不同功率等级S-CO₂循环旋转机械动密封技术现状及发

展,并指出S-CO₂旋转密封设计和性能分析研究中面临的首要问题就是S-CO₂工质的实际气体近临界点非常规物性计算方法和多场耦合流动传热规律,并且进一步针对S-CO₂压缩机轴端螺旋槽干气密封开展了螺旋槽深度和角度性能影响研究^[15]。Du等人^[16]研究了空气和S-CO₂介质干气密封旋转螺旋槽结构的影响,发现干气密封温度由外径向内径小幅上升,且幅值随密封间隙增大而减小。在针对S-CO₂干气密封螺旋槽深度对性能的影响开展数值研究的基础上,进一步完成了S-CO₂轴流透平不同密封结构研究,论证了干气密封相比与迷宫密封在泄漏特性方面的显著优势,并指出干气密封在热负荷影响下端面会发生轴向变形^[17-18]。徐洁等^[19]建立了S-CO₂干气密封流-热-固耦合分析模型,发现干气密封流场温度随半径减小而降低,热变形在密封环变形中起主导作用。江鹏等^[20]采用共轭热传递模型针对近临界工况CO₂干气密封开展了温压分布和稳态性能研究,研究表明CO₂工质在小膜厚条件下螺旋槽区域温度略有上升,随膜厚增加温度分布由上升逐步变为下降。

为了控制干气密封热变形,以及受密封环材料限制,干气密封工作温度需控制在250.0℃甚至200.0℃以下,而透平内S-CO₂温度高、热流密度大,会加热机组并导致干气密封温度远超许用限制,因此需要在S-CO₂透平内部设计冷却系统,以确保干气密封的正常工作温度。郭鹏飞^[21]针对哈汽3 MW S-CO₂轴流透平开展了干气密封结构设计和冷却方案分析,通过建立简化耦合换热模型,初步对比了不同密封气流量的冷却效果。倪剑等^[22]在开展S-CO₂透平气缸设计研究中也指出由于干气密封对温度的敏感性,开展缸体冷却结构设计才能保证气缸和螺栓材料的安全性及气缸的密封性。

目前,针对S-CO₂透平干气密封的研究主要集中在干气密封的泄漏特性、变形和动力学特性等方面,缺乏在S-CO₂透平系统环境下的干气密封运行温度研究和针对性的冷却设计。因此本文开展了S-CO₂轴流透平内部冷却系统设计,该冷却系统不仅包括轴端干气密封漏气冷却以控制轴系温度,还设计了壳体内部冷却以实现对进口处高温主流传热的抑制;建立了包含透平级主流流动、转轴表面密封冷却气流动、壳体通道冷却气流动以及壳体和

转轴等真实部件的复杂耦合分析模型,采用耦合传热方法评估该透平内部冷却效果和轴端干气密封工作环境温度,以期为自主研发的 S-CO₂ 透平和干气密封的安全可靠运行提供技术解决方案。

1 研究模型与数值方法

表 1 列出了所研究的 S-CO₂ 轴流透平设计工况运行参数。S-CO₂ 轴流透平采用 1 级冲动式设计,输出功率约为 542 kW。轴端采用干气密封,结构示意图如图 1 所示。

表 1 S-CO₂ 透平主要几何参数和设计工况运行参数
Tab.1 Main geometrical parameters and operational parameters of designed condition for S-CO₂ turbine

| 几何参数 | 数值 | 设计参数 | 数值 |
|-----------|-------|-----------------------------|--------|
| 静叶叶片数 | 18 | 进口压力/MPa | 14.50 |
| 静叶平均叶高/mm | 3.73 | 出口压力/MPa | 8.40 |
| 静叶平均根径/mm | 43.40 | 进口温度/°C | 450 |
| 动叶叶片数 | 39 | 设计流量/(kg·s ⁻¹) | 10 |
| 动叶平均叶高/mm | 5.45 | 设计转速/(r·min ⁻¹) | 40 000 |
| 动叶平均根径/mm | 40.10 | | |

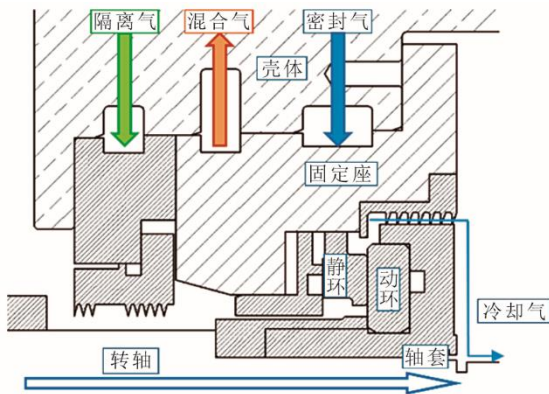


图 1 S-CO₂ 轴流透平干气密封结构示意图
Fig.1 Dry gas seal structure of S-CO₂ axial turbine

干气密封的密封气取自压缩机后主管道并加热到 120.0 °C,以避免干气密封中出现相变凝结等问题,其流量由管道阀门调节。采用压缩空气作为隔离气,二者的混合气从中间通道引出。

图 2 为该轴流透平冷却系统模型。图 2 中红色区域为高温主流流动,采用径向进气、轴向排气结构,高温高压 S-CO₂ 径向进入进气蜗壳后转变为轴向反向流动,再经过 180° 折转沿轴向进入叶片级通道,在级后轴向排出;蓝色部分为转轴冷却气(干气密封漏气)沿轴向转轴表面间隙和轮盘盘腔流入动叶前主流道,为避免引起透平效率明显下降,其

设计流量仅为 0.038 kg/s,为透平主流流量的 0.38%。而且这部分冷却气在流动通道中被转轴、支撑板和轮盘等部件加热,尤其是在盘腔与流入的高温主流进行掺混,因此温度迅速上升,不会导致轮盘及动叶前缘根部等局部产生过大的温度梯度。由于研究重点关注的干气密封工作温度主要取决于透平内传热作用,而现有研究表明干气密封螺旋槽结构对温度径向分布影响有限且随着干气密封间隙增大而减小,间隙螺旋槽结构不足以影响本文对干气密封冷却效果的评估。考虑到干气密封动静环间隙小尺度结构复杂,本文没有对其真实动静环间隙结构进行建模,而是简化为一段平直间隙内气体换热模型。绿色部分为壳体冷却 S-CO₂ 流动示意,这部分 S-CO₂ 同样抽取自压缩机后管道,但没有加热,相比于上述密封冷却气其温度降低了 52.0 °C,而流量达到密封冷却气的 13 倍以上,具有很强的冷却能力。

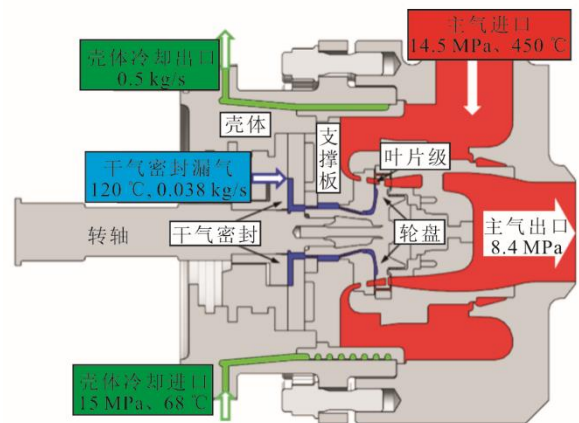


图 2 S-CO₂ 轴流透平内部冷却系统
Fig.2 Internal cooling system of S-CO₂ axial turbine

壳体冷却气从下部径向进入周向冷却通道后最终由上部管道流出,该冷却通道三维结构如图 3 所示。

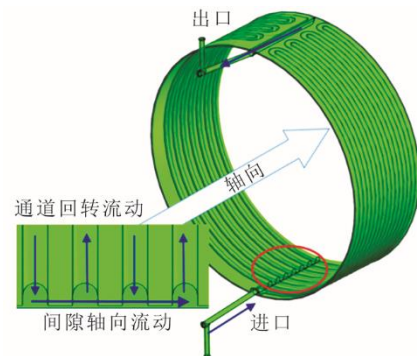


图 3 壳体回转冷却通道结构
Fig.3 Cooling passage structure of casing

由图 3 可见，冷却通道由 4 组周向通道和通道间隙组成，周向通道设计能够实现冷却气强制周向流动改善周向冷却效果，而间隙设计在防止冷却结构热变形产生局部应力集中的同时也有助于增大内侧换热面积和提高温度分布均匀性。

图 4 为 S-CO₂ 透平冷却系统三维研究模型。该模型包括透平主要部件（灰色半透明区域）、冷却系统结构（绿色和蓝色区域）和高温主流结构（红色区域），其中静止固体计算域包括干气密封、壳体、支撑板和进排气内外蜗壳等，旋转固体计算域包括转轴、轮盘和叶片等。

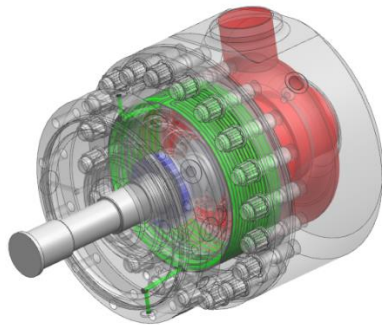


图 4 S-CO₂ 轴流透平冷却系统三维计算模型
Fig.4 Three-dimensional computational model of cooling system for the S-CO₂ axial turbine

图 5 给出了固体域计算网格，采用局部加密处理的非结构化网格，总计 645 万。图 6 为流体计算域，包括整周转轴表面冷却间隙（蓝色区域）、壳体外侧冷却通道（绿色区域）以及非对称进气蜗壳和整周叶片级（红色区域）。流体计算域采用高质量非结构化网格，并且均布置多层加密边界层，尤其在叶片流道、轴系表面冷却间隙和壳体回转冷却通道等小尺寸、复杂流动换热区域采用细化网格以捕捉流动细节、提高流动和换热计算精度，网格总数达到 4 697 万。图 7 给出了转轴密封间隙和壳体冷却通道局部加密处理的计算网格。

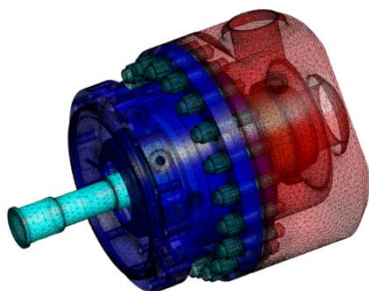


图 5 S-CO₂ 轴流透平固体计算模型网格
Fig.5 Computational grid of solid domains of S-CO₂ axial turbine

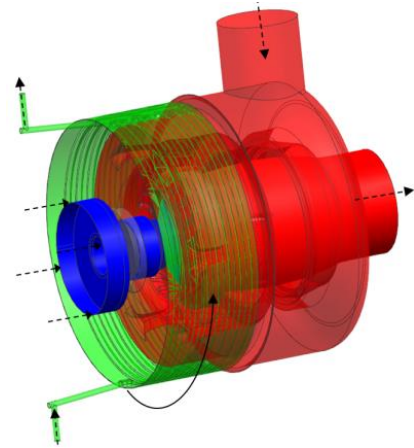
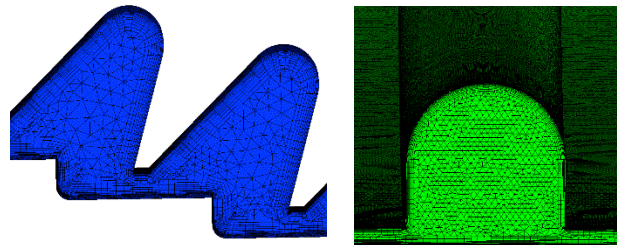


图 6 S-CO₂ 轴流透平流体域计算模型
Fig.6 Computational model of fluid domains of S-CO₂ axial turbine



a) 转轴密封间隙 b) 壳体冷却通道
图 7 S-CO₂ 轴流透平流体域计算模型局部示意
Fig.7 Part computational grid of fluid domain of S-CO₂ axial turbine

采用 ANSYS-CFX 求解 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 方程，工质通过编程对 S-CO₂ 物性表插值加密处理得到，湍流模型采用 SST 模型，转静交界面使用冻结转子模型。在耦合传热计算中流固耦合面和固体部件连接面均为热连接面，其余固体表面为绝热壁面。采用 ANSYS-CFX 耦合传热方法，能够在计算流体域流场的同时模拟固体域的热传导及固体与流体间的对流换热。固体域热传导采用下列输运方程求解：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E \quad (1)$$

式中： ρ 、 c_p 和 λ 分别为固体域的密度、比热容、导热系数； T 为固体温度； ∇T 为温度梯度； S_E 为源项。

固体材料及其属性均为实际值，在流固耦合面采用热通量守恒来计算流体侧和固体侧的温度，同时考虑到机组外侧采用保温材料包覆，计算未考虑壳体向外辐射换热的影响。

除了冷却方案分析，本文开展了无固体域的纯流体域计算，以对比说明耦合传热作用对冷却工质流动换热的影响，同时通过对比计算单独转轴冷却

方案、单独壳体冷却方案以及无冷却方案,来详细说明该 S-CO₂ 透平冷却系统设计及其冷却效果。

2 结果与讨论

2.1 冷却流动分析

图 8 展示了密封冷却气在转轴表面间隙和下游盘腔中的三维流动结构。在高速旋转轴作用下冷却气具有较大的周向速度分量,能够实现对相邻转轴等部件的均匀冷却。

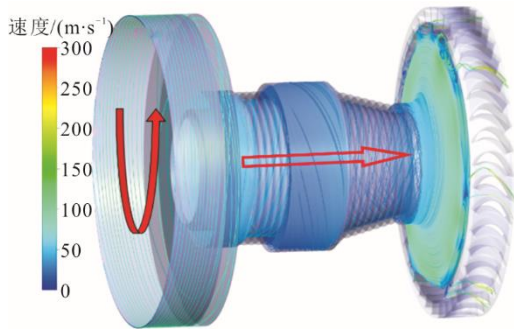


图 8 密封冷却气三维流动

Fig.8 Three-dimensional field pattern of seal cooling flow

图 9 给出了转轴表面冷却间隙截面速度矢量,图 10 为相应的压力、温度和密度等值线图。由图 9、图 10 可见:密封冷却气在腔室 1 中形成了 2 个明显的旋流结构,其中压力下降约 0.42 MPa,温度上升约 5.3 °C,密度由 105.32 kg/m³ 减小到 98.15 kg/m³;冷却气通过密封 1 后在中部腔室 2 中也形成了占据整个腔室范围的旋流流动;再经过密封 2 进入盘腔,这一段冷却气压力降幅为 0.20 MPa 左右,而温度在固体导热和流体黏性耗散作用下上升了约 57.0 °C 达到 244.0 °C,密度减小到 88.05 kg/m³;冷却气进入盘腔后在旋转轮盘壁面作用下周向速度分量进一步增加,并与流入盘腔的主流掺混形成了大范围的旋流,其温度受固体传热和入流高温主流直接加热而快速上升,在出口处达到 375.4 °C,密度下降为 65.41 kg/m³。

图 11 给出了盘腔内和动静叶间压力分布。由图 11 可见,盘腔内压力在周向呈高低压交替变化。由于喷嘴环出口周向压力分布在叶栅通道内梯度很大,且使用冻结转子模型时数量不同的喷嘴环叶片和转子叶片相对位置对静叶和动叶之间的压力分布也会产生较大影响,相应静叶和动叶之间周向压力大幅波动直接导致盘腔内周向压力不均匀分布。

图 12 为密封冷却气和主流掺混流场结构。冷却

气(蓝色流线)与主流(红色流线)掺混在低压形成旋流,冷却气在部分叶片通道由叶片吸力面根部汇入主流,并被根部通道涡携带流向下游,且由于冷却气流量只有主流的 0.38%,没有对叶片通道内主流流动产生明显干涉。经对比计算冷却前后涡轮效率从 75.60% 下降至 75.40%,变化量仅 0.20 百分点。

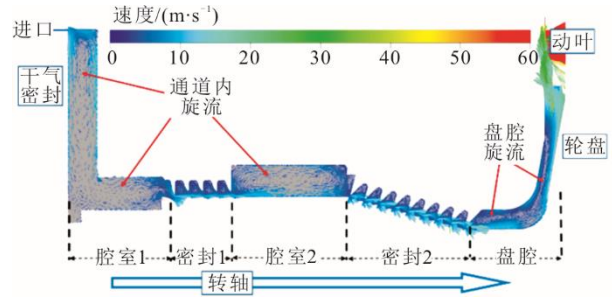


图 9 转轴表面冷却间隙截面速度矢量

Fig.9 Velocity vector at the cooling clearance section of shaft surface

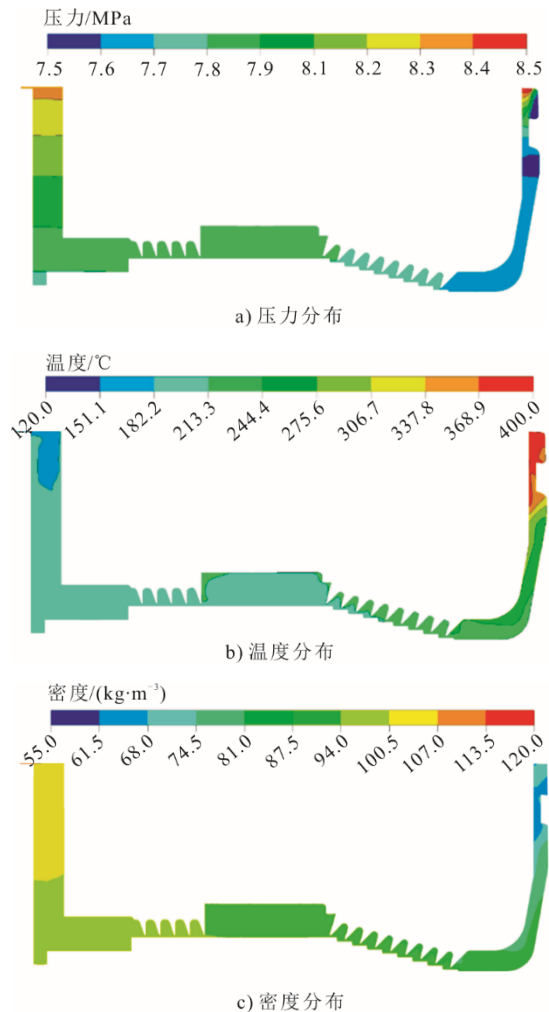


图 10 转轴表面冷却间隙截面参数分布

Fig.10 Parameters distribution at the cooling clearance section of shaft surface

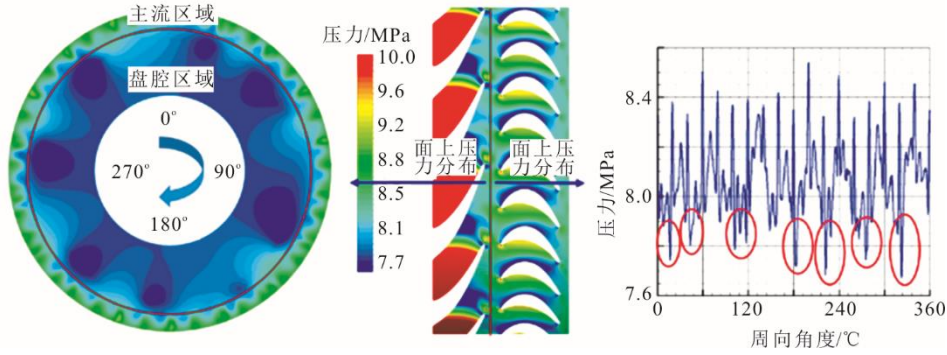


图 11 盘腔内和动静叶间压力分布

Fig.11 Flow pattern in cavity and static pressure contours distribution of the wall

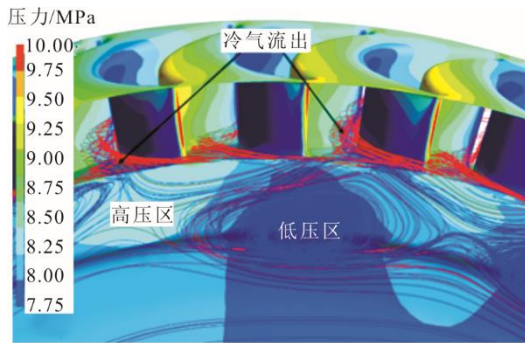


图 12 密封冷却气和主流掺混流场结构

Fig.12 Mixing flow field structure between the seal coolant and mainstream

图 13 给出了透平动叶及叶根轮盘温度分布。由图 13 可见，被充分加热的少量冷却气流入主流通道时没有引起过大的叶片根部温度梯度，有助于确保高速旋转叶片结构安全。

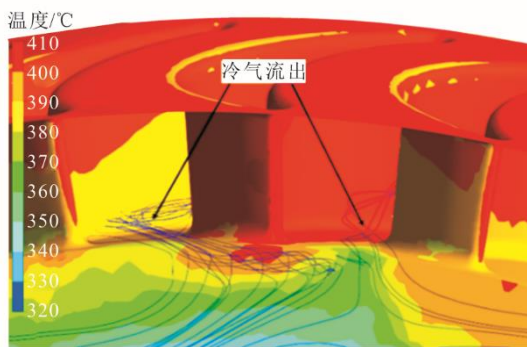


图 13 透平动叶及叶根轮盘温度分布

Fig.13 Temperature contours distribution of turbine rotor blade and root

图 14 为壳体冷却通道内流动结构。由图 14 可见：低温 S-CO₂ 通过进口管存在通道内强烈周向旋流流动和间隙射流流动，从而实现了在周向和轴向较为均匀的冷却气流动；而且冷却气在通道内整体流速较低，有助于充分换热。

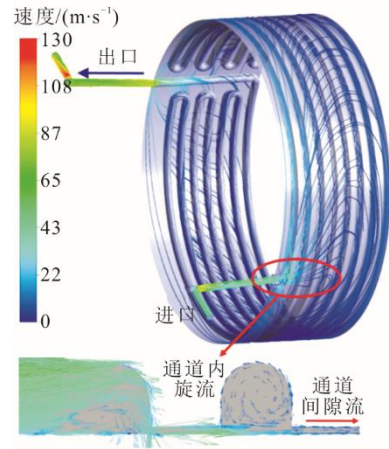


图 14 壳体冷却通道流动

Fig.14 Flow pattern in casing cooling passage

图 15 为壳体冷却通道内流动参数等值线云图。由图 15 可见：通过冷却气在通道内强烈周向旋流流动和间隙射流流动，实现了冷却通道整体温度在周向分布较为均匀，从而能够有效控制被冷却壳体的周向温度梯度；而在轴向受高温主流影响温度逐渐升高，壳体流动区域温差最大为 287.8 °C。

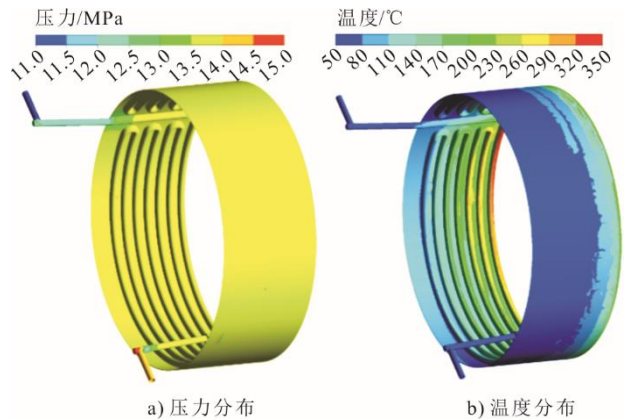


图 15 壳体冷却通道内流动参数等值线云图
Fig.15 Static pressure and temperature contours distribution in casing cooling passage

2.2 耦合传热计算影响分析

为了说明固体耦合传热作用的影响，针对密封冷却气和主流流动进行了建模计算。计算域只包含转轴表面间隙、盘腔和叶片级流体域，流体域表面设为绝热壁面，其他进出口边界条件保持不变。结果表明：包括全部固体域和流体域模型的耦合传热计算与纯流体域计算密封冷却气流动结构没有显著差别；但冷却流动参数分布存在差异，尤其是气体温度分布差异明显。

图 16 为耦合计算冷却气通道表面温度分布和温度取值位置示意，图 17 给出了 2 种计算方法得到的转轴及轮盘表面不同位置温度。

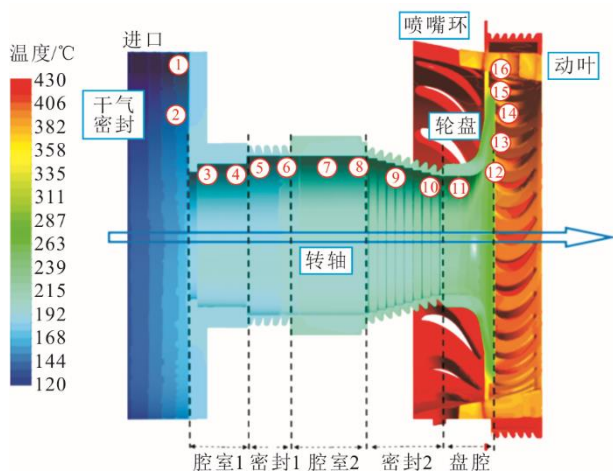


图 16 耦合计算密封冷却气通道表面温度分布
Fig.16 Temperature contours distribution of seal coolant flow passage

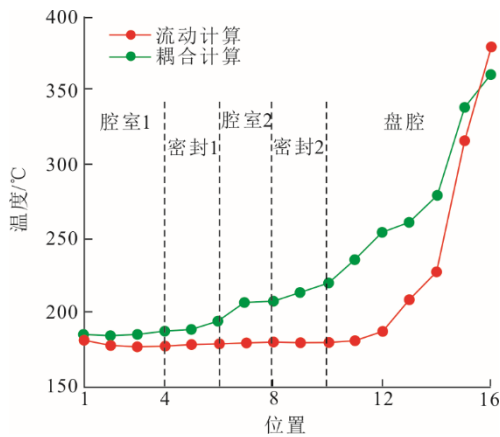
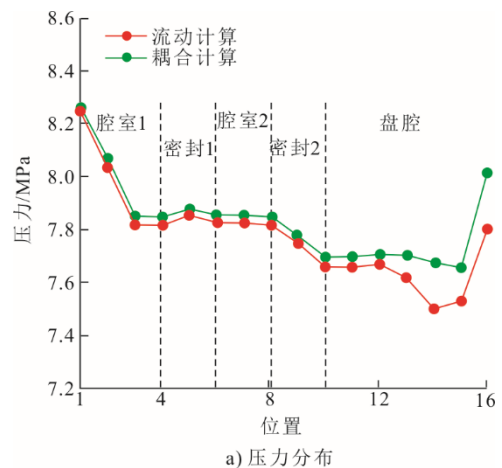


图 17 转轴及轮盘表面温度曲线
Fig.17 Wall temperature variation curve of shaft and cavity surface

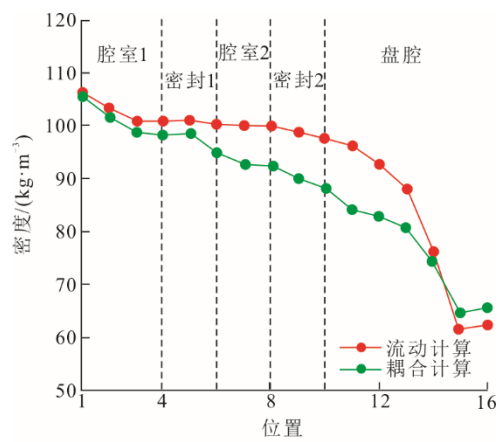
由图 16、图 17 可见，与流体域计算结果相比，耦合传热计算中固体域传热作用导致密封冷却气在转轴表面和轮盘间隙内被加热，转轴和轮盘壁面温度升高。在上游腔室和密封中均为密封冷却气流动，因此流体域计算结果中转轴表面温度分布基本

保持一致，而耦合传热计算中则受固体传热作用影响逐渐升高，在腔室 1 中温度升高幅值从点 1 的 3.3 °C 增加到点 4 的 10.3 °C，经过 2 段密封和腔室 2 后温升进一步增加到点 10 的 40.2 °C。流体域计算结果中冷却气在盘腔中受流入的高温主流直接换热温度迅速上升，而耦合传热计算中冷却气还受到轮盘加热，因此整体温度更高，最大差值为点 12 的 73.7 °C，而后二者温差逐渐减小且均接近当地主流温度。流体域计算中系统内温差偏大，以其计算温度结果为载荷进行结构强度分析会导致应力分布和变形计算误差，影响透平运行安全可靠；而耦合传热计算温度场更接近真实温度场分布，其结果可用于指导完成结构应力优化。

图 18 对比了转轴冷却间隙子午截面冷却气流动压力和密度分布。由图 18 可见，冷却气压力分布基本一致，在盘腔出口处压力不同，原因在于该处气流流动在周向和径向的强不均匀性。二者密度差别主要受温度影响，在腔室 2、密封 2 以及盘腔中由于温度差别较大，其气体密度差别最大达到 12.28 kg/m³。



a) 压力分布



b) 密度分布

图 18 转轴冷却间隙内冷却气压力与密度分布对比
Fig.18 Static pressure and density variation curve of coolant in shaft cooling clearance

2.3 冷却效果分析

为验证本文 S-CO₂ 轴流透平冷却系统设计效果，对比计算了无冷却方案、转轴冷却方案、壳体冷却方案以及综合冷却方案（转轴冷却+壳体冷却）。图 19 和图 20 对比了 4 个不同方案透平整体和转轴三维模型温度分布，图 21 进一步给出了透平内部截面温度详细分布。

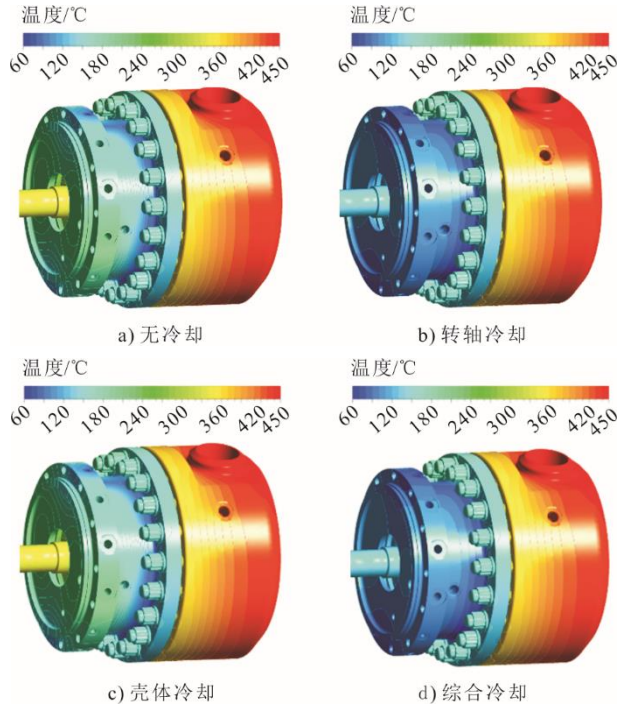


图 19 S-CO₂ 轴流透平整体温度等值线云图对比
Fig.19 Comparison of temperature contours distribution of S-CO₂ axial turbine

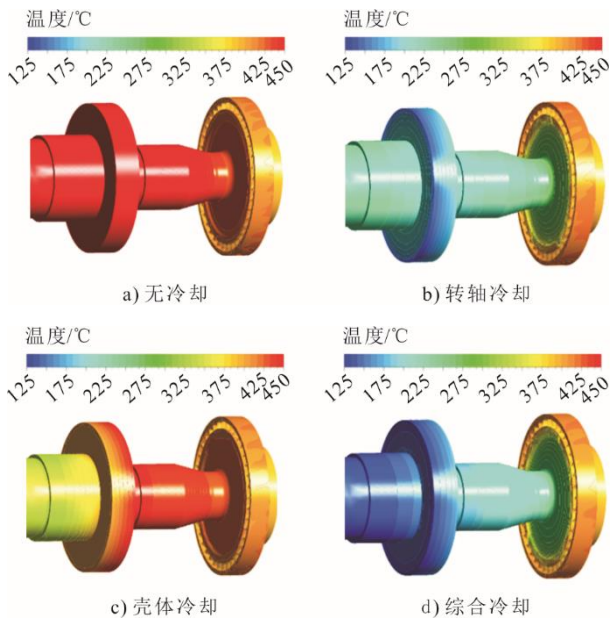


图 20 干气密封动环及转轴温度等值线云图对比
Fig.20 Comparison of temperature contours distribution of rotating ring of dry gas seal and shaft

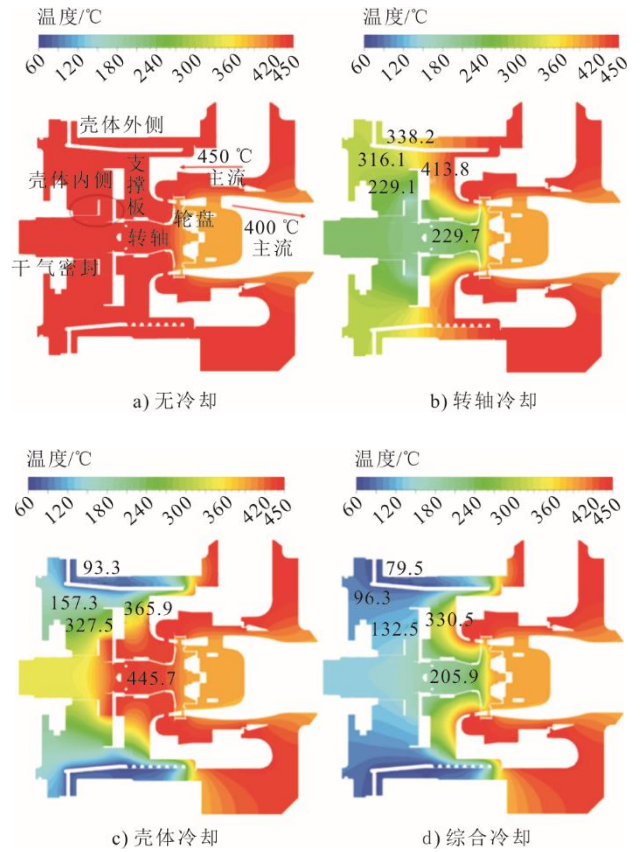


图 21 S-CO₂ 轴流透平子午截面温度等值线云图对比
Fig.21 Comparison of temperature contours at meridional section of S-CO₂ axial turbine

由图 19a)、图 20a)和图 21a)可见，在无冷却方案中，考虑到实际机组外侧包覆未考虑机组对外辐射散热，透平壳体和转轴温度接近主流温度 450.0 °C，动叶及轮盘温度随高温 S-CO₂ 膨胀做功下降到 402.7 °C 左右。

在转轴冷却方案中采用 120.0 °C 密封气对转轴、支撑板和轮盘进行冷却，在固体导热作用下轴端壳体外侧温度下降到 338.2 °C，温度降幅达到 111.8 °C，壳体温度从轴端 316.1 °C 逐步增加到主流侧近 450.0 °C，壳体内侧相邻干气密封固定座区域温度下降至 229.1 °C。转轴在干气密封冷却气的直接冷却下温度显著下降到 229.7 °C 左右，温度降幅达到 220.3 °C，并且转轴温度分布较为均匀。但是，该方案对支撑板处冷却不足，温度高达 413.8 °C。

由图 21b)可见，虽然密封冷却气能够抑制转轴的热量传递，但高温主流仍然能够通过支撑板和壳体传导热量，直接导致干气密封区域温度偏高。为此，进一步设计了壳体外侧冷却结构引入温度更低（68.0 °C，比密封冷却气温度低 52.0 °C）、流量更大（0.5 kg/s，为密封冷却气的 13.2 倍）的 S-CO₂ 气

体进行壳体冷却, 并进行了单独耦合传热计算, 冷却后温度分布如图 19c)、图 20c)和图 21c)所示。结果表明, 单独采用壳体冷却能够有效抑制进口处高温主流对壳体和支撑板的传热作用, 壳体外表面温度下降到最低 93.3 °C 左右, 壳体温度降幅达到 356.7 °C, 而转轴温度仍然高达 445.7 °C。

最后, 综合上述 2 种方案冷却效果, 为将干气密封运行温度控制在 200.0 °C 以内, 开展了转轴冷却和壳体冷却综合方案研究, 结果如图 19d)、图 20d)和图 21d)中所示。由温度分布可见, 在综合冷却方案中壳体整体温度分布进一步降低且更加均匀, 壳体外侧温度下降到 79.5 °C, 除被主流直接加热区域以外, 其他区域均得到有效冷却, 干气密封固定座上侧的壳体内侧温度下降到 132.5 °C, 壳体整体温差在 53.0 °C 左右。转轴温度下降到 205.9 °C, 且分布依然较为均匀, 冷却区域温差在 27.2 °C 以内。支撑板传热作用被抑制, 其温度均值在 330.5 °C 左右。可见, 综合冷却方案能够为干气密封工作提供良好的环境温度保障。

图 22 为 4 种方案转轴表面温度分布曲线分布。

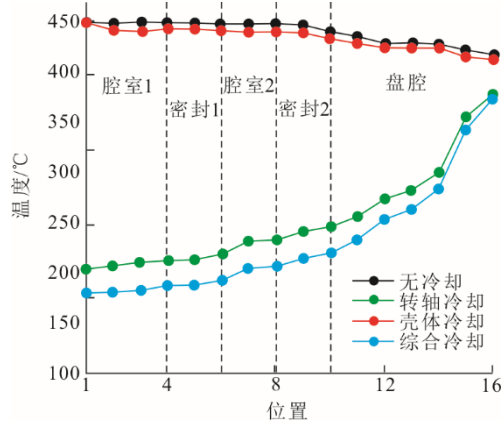


图 22 不同冷却方案转轴及轮盘表面温度分布
Fig.22 Temperature distribution of shaft surface and cavity wall at different cooling plans

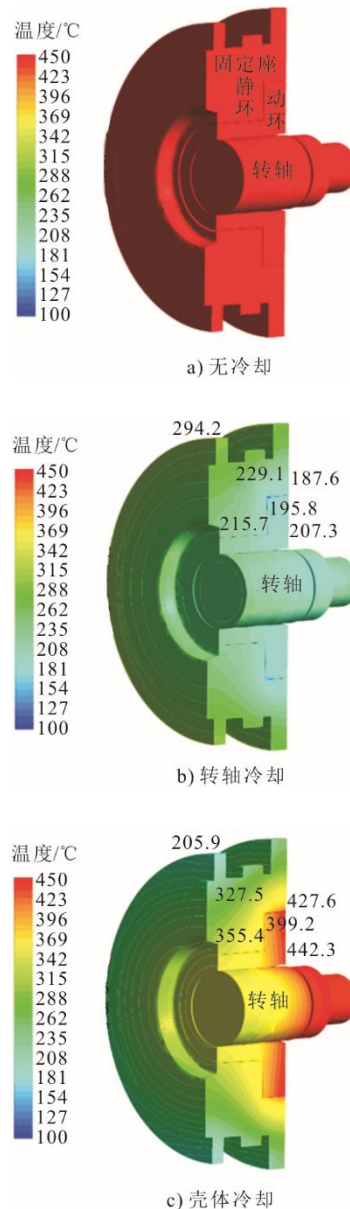
由图 22 可见: 相比于无冷却方案, 壳体冷却方案中转轴表面温度略有下降, 而转轴冷却方案单独采用密封气冷却的转轴和轮盘表面温度显著下降; 但 1、2 点所处干气密封动环右侧表面温度(图中腔室 1 左侧壁面温度)在 200.0 °C 以上。综合冷却方案温度分布不仅能够将动环表面最高温度降低到 181.2 °C, 从而达到干气密封运行温度低于 200.0 °C 的要求, 且转轴表面温度梯度最大仅为 51.4 °C (点 1 到点 11), 轮盘表面温度梯度较大,

达到 144.6 °C。但经整体强度分析验证, 该温度梯度没有导致轮盘产生较大的应力, 整体结构安全可靠。表 2 直接对比了不同冷却方案中主要部件温度分布。由表 2 可见, 综合冷却方案的转轴、动静环和轮盘温度均最低。

表 2 不同冷却方案主要零部件最高温度 单位: °C
Tab.2 Temperature of main components of turbine cooling path at different cooling plans

| 位置 | 无冷却 | 转轴冷却 | 壳体冷却 | 综合冷却 |
|---------|-------|-------|-------|-------|
| 转轴 | 450.0 | 229.7 | 445.7 | 205.9 |
| 动静环 | 450.0 | 207.3 | 442.3 | 181.2 |
| 轮盘 (14) | 427.8 | 300.6 | 423.3 | 284.5 |

图 23 进一步针对干气密封结构开展了不同冷却方案温度分布对比。



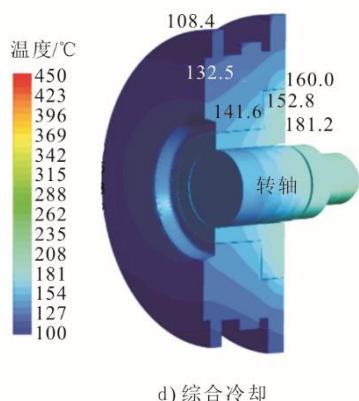


图 23 干气密封结构温度分布对比

Fig.23 Comparison of temperature distribution of dry gas seal

由图 23 可见, 转轴冷却方案中冷却气直接作用干气密封温度显著下降, 但受固定座壳体传热影响, 动静环间隙动环侧温度为 195.8 °C, 静环侧温度为 215.7 °C, 固定座温度最高达到 294.2 °C。可见, 该方案无法保证干气密封运行温度低于 200.0 °C 的要求, 若降低密封冷却气温度可能导致密封内相变和被冷却部件温度梯度过大的问题, 而增加冷却气流量也存在透平局部温度梯度过大和透平效率下降的问题。壳体冷却方案干气密封温度分布与转轴冷却方案相反, 最低温度位于固定座上端, 达到 205.9 °C, 而最高温度位于动环, 达到 442.3 °C。在综合冷却方案中, 壳体与转轴对干气密封的传热作用均被抑制, 在壳体冷却作用下, 干气密封温度分布依然为从固定座 (最低 108.4 °C)、静环 (最高 141.6 °C) 到动环 (最高 181.2 °C) 逐渐升高, 但满足干气密封整体运行温度满足低于 200.0 °C 的要求, 并且干气密封整体温度梯度控制在 72.8 °C, 满足强度设计要求。

3 结 论

本文针对某型 S-CO₂ 轴流透平设计了内部冷却系统, 采用耦合传热方法研究了不同冷却方案下系统内流动与传热特性, 并实现了干气密封运行温度控制在 200.0 °C 以内的设计目标。

1) 该冷却系统设计一方面抽取压缩机后少量 (主流的 0.38%) 低温 S-CO₂ 加热至 120.0 °C 作为干气密封的密封气, 对干气密封和下游转轴等部件进行冷却; 另一方面引入压缩机后流量较大 (主流的 4.94%)、温度较低 (68.0 °C) 的 S-CO₂ 进入透平壳体内部冷却通道对壳体进行冷却。

2) 对透平冷却气和主流流动以及壳体、转轴和干气密封等固体部件进行耦合建模分析, 能够模拟

透平整体传热特性, 从而提高冷却系统设计及后续强度评估准确性。相比于纯流体域计算, 二者在转轴表面计算温差最大达到 73.7 °C。

3) 通过不同冷却方案对比, 验证了该冷却系统设计能有效降低透平整体温度, 确保干气密封运行温度满足设计要求, 同时被冷却部件温度梯度较为合理, 也没有引起透平级效率明显下降, 能够为 S-CO₂ 轴流透平高效可靠设计提供解决方案。

[参 考 文 献]

- [1] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development[J]. Nuclear Engineering & Technology, 2015, 47(6): 647-661.
- [2] MECHERI M, MOULLEC Y L. Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants[J]. Energy, 2016, 103: 758-771.
- [3] PASCH J J. Steady state supercritical carbon dioxide recompression closed Brayton cycle operating point comparison with predictions[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: GT2014-25777.
- [4] PASCH J J, CARLSON M, FLEMING D, et al. Evaluation of recent data from the Sandia National Laboratories closed Brayton cycle testing[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: GT2016-57620.
- [5] MOORE J, BRUN K, EVANS N, et al. Development of 1MWe supercritical CO₂ test loop[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2015: GT2015-43771.
- [6] CLEMENTONI E, COX T, SPRAGUE C. Startup and operation of a supercritical carbon dioxide brayton cycle[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(7): V008T34A006.
- [7] AHN Y, LEE J, KIM S G, et al. The design study of supercritical carbon dioxide integral experiment loop[C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: GT2013-94122.
- [8] CHO J, SHIN H, CHO J, et al. Design, flow simulation, and performance test for a partial-admission axial turbine under supercritical CO₂ condition[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-76508.
- [9] ZHANG H Z, ZHAO H, DENG Q H, et al. Aerothermodynamic design and numerical investigation of supercritical carbon dioxide turbine[C]// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2015: GT2015-42619.
- [10] 王雨琦, 施东波, 张荻, 等. 部分进气超临界二氧化碳向心透平气动性能研究[J]. 热力透平, 2016, 45(3): 184-188.
WANG Yuqi, SHI Dongbo, ZHANG Di, et al. Study on

- aerodynamic performance of a partial-admission supercritical carbon dioxide radial-inflow turbine[J]. *Thermal Turbine*, 2016, 45(3): 184-188.
- [11] 王雨琦, 张荻, 谢永慧. 部分进气超临界二氧化碳透平非定常流动研究[J]. *热力透平*, 2018, 47(1): 47-52.
WANG Yuqi, ZHANG Di, XIE Yonghui. Investigation on unsteady-flow of a partial-admission supercritical carbon dioxide turbine[J]. *Thermal Turbine*, 2018, 47(1): 47-52.
- [12] 应祺煜, 诸葛伟林, 张扬军, 等. 多级轴流超临界二氧化碳透平气动设计及仿真分析[J]. *热力发电*, 2020, 49(10): 164-172.
YING Qiyu, ZHUGE Weilin, ZHANG Yangjun, et al. Aerodynamic design and numerical analysis of a multi-stage axial supercritical carbon dioxide turbine[J]. *Thermal Power Generation*, 2020, 49(10): 164-172.
- [13] 韩万龙, 丰镇平, 王月明, 等. 超临界二氧化碳高压涡轮气动设计及性能[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2018, 50(7): 192-198.
HAN Wanlong, FENG Zhenping, WANG Yueming, et al. Aerodynamic design and performance of S-CO₂ high pressure turbines[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2018, 50(7): 192-198.
- [14] 李志刚, 袁韬, 方志, 等. 超临界二氧化碳旋转机械动密封技术研究进展[J]. *热力透平*, 2019, 48(3): 166-174.
LI Zhigang, YUAN Tao, FANG Zhi, et al. A review on dynamic sealing technology of supercritical carbon dioxide rotating machinery[J]. *Thermal Turbine*, 2019, 48(3): 166-174.
- [15] 袁韬, 李志刚, 李军, 等. 螺旋槽结构对 S-CO₂ 压气机轴端干气密封性能影响的数值研究[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(11): 37-45.
YUAN Tao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Effect of spiral structure on the shaft end dry gas seal performance for supercritical carbon dioxide compressors[J]. *Journal of Xi'an Jiao Tong University*, 2020, 54(11): 37-45.
- [16] DU Q W, GAO K K, ZHANG D, et al. Effects of grooved ring rotation and working fluid on the performance of dry gas seal[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126:1323-1332.
- [17] DU Q W, ZHANG D. Research on the performance of supercritical CO₂ dry gas seal with different deep spiral groove[J]. *Journal of Thermal Science*, 2019, 28(3): 547-588.
- [18] DU Q W, ZHANG L, ZHANG D, et al. Numerical investigation on flow characteristics and aerodynamic performance of shroud seal in a supercritical CO₂ axial-flow turbine[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 169(2): 114960.
- [19] 徐洁, 俞树荣, 严如奇, 等. 超临界二氧化碳干气密封流-热-固耦合建模与变形特性分析[J]. *润滑与密封*, 2020, 46(6): 1-9.
XU Jie, YU Shurong, YAN Ruqi, et al. Modeling and deformation characteristic analysis of thermal-fluid-solid coupling of supercritical carbon dioxide dry gas seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2020, 46(6): 1-9.
- [20] 江鹏, 江锦波, 彭旭东, 等. 传热模型对近临界工况 S-CO₂ 干气密封温压分布和稳态性能影响[J]. *化工学报*, 2021, 72(8): 4239-4254.
JIANG Peng, JIANG Jinbo, PENG Xudong, et al. Influence of heat transfer model on temperature and pressure distribution and steady state performance of CO₂ dry gas seal under near critical condition[J]. *CIESC Journal*, 2021, 72(8): 4239-4254.
- [21] 郭鹏飞. S-CO₂ 透平干气密封冷却方案优化研究[J]. *汽轮机技术*, 2021, 63(6): 433-434.
GUO Pengfei. Optimization of dry gas seal cooling scheme for S-CO₂ turbine[J]. *Turbine Technology*, 2021, 63(6): 433-434.
- [22] 倪剑, 钱勇, 周勇, 等. 超临界二氧化碳透平气缸设计方案研究[J]. *发电设备*, 2020, 34(1): 33-36.
NI Jian, QIAN Yong, ZHOU Yong, et al. Study on design schemes for the cylinder of supercritical carbon dioxide turbines[J]. *Power Equipment*, 2020, 34(1): 33-36.

(责任编辑 杨嘉蕾)

(上接第 134 页)

- [24] AMELI A, AFZALIFAR A, TURUNEN-SAARESTI T, et al. Effects of real gas model accuracy and operating conditions on supercritical CO₂ compressor performance and flow field[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 140(6): 062603.
- [25] AMELI A, TURUNEN-SAARESTI T, BACKMAN J. Numerical investigation of the flow behavior inside a supercritical CO₂ centrifugal compressor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME*, 2019, 140(12): 122604.
- [26] 刘朝阳, 童志庭, 鞠鹏飞, 等. 不同转速下超临界二氧化碳离心压缩机内部流动性能分析[J]. *天津理工大学学报*, 2022, 38(4): 1-6.
LIU Zhaoyang, TONG Zhiting, JU Pengfei, et al. Internal flow performance analysis of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor at different rotational speeds[J]. *Journal of Tianjin University of Technology*, 2022, 38(4): 1-6.
- [27] GALVAS M R. Analytical correlation of centrifugal compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed[M]. *National Aeronautics and Space Administration*, 1972.
- [28] LI Y, LU G. Centripetal turbine and centrifugal compressor[J]. Beijing: China Machine Press, 1987: 94-108.
- [29] DAILY J W, NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. *ASME J. Basic Eng.*, 1960, 82(1): 217-230.
- [30] AUNGIER R H. Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis[J]. ASME Press: New York, NY, USA, 2000.
- [31] AMELI A, AFZALIFAR A, TURUNEN-SAARESTI T, et al. Centrifugal compressor design for near-critical point applications[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME*, 2019(3): 141.

(责任编辑 杜亚勤)