

同行专家业内评价意见书编号：20250858242

附件1

浙江工程师学院（浙江大学工程师学院）
同行专家业内评价意见书

姓名：张彦昭

学号：22260146

申报工程师职称专业类别（领域）：能源动力

浙江工程师学院（浙江大学工程师学院）制

2025年05月09日

填表说明

一、本报告中相关的技术或数据如涉及知识产权保护、军工项目保密等内容，请作脱密处理。

二、请用宋体小四字号撰写本报告，可另行附页或增加页数，A4纸双面打印。

三、表中所涉及的签名都必须用蓝、黑色墨水笔，亲笔签名或签字章，不可以打印代替。

四、同行专家业内评价意见书编号由工程师学院填写，编号规则为：年份4位+申报工程师职称专业类别(领域)4位+流水号3位，共11位。

一、个人申报

（一）基本情况【围绕《浙江工程师学院（浙江大学工程师学院）工程类专业学位研究生工程师职称评审参考指标》，结合该专业类别（领域）工程师职称评审相关标准，举例说明】

1. 对本专业基础理论知识和专业技术知识掌握情况（不少于200字）

我深入学习了能源动力领域的专业知识，对工程热力学、传热学、流体力学等专业基础课程掌握良好，可对常用热力系统展开分析和优化工作。擅长传热学的应用分析，参加了多个应用课题和工程项目，在理论分析、数值计算、实验研究等方面具有较深的知识水平，并掌握了相关工程设计软件、仿真软件、工业设备等应用技能。在低碳能源系统、热力发电厂系统、汽轮机原理、风力发电原理方面，也取得优异成绩，对泛能源类的工程应用场景具有足够的了解和应用分析能力。具有自主设计并搭建真空超低温实验系统的经历，在工程建模、图纸绘制、设备选型、设备调试方面有充足经验。

2. 工程实践的经历（不少于200字）

本人在杭州紫明冷链科技有限公司进行专业实践期间，参加氢氧换热器研发项目、xx载荷连续冷却试验项目，主要从事换热器多相耦合传热分析计算、数值模拟计算、换热器设计、实验平台设计和换热器运行测试工作。基于无量纲数相似理论，用液氮代替氢氧进行了多个相区下的传热系数测量试验，分析换热器内的多相传热规律，归纳适用于低温介质换热器的传热关联式和热阻分析模型。形成换热器样机2套、真空超低温实验平台1套，录用论文2篇。

3. 在实际工作中综合运用所学知识解决复杂工程问题的案例（不少于1000字）

实践期间，主要参加了某型氢氧换热器的传热理论计算和实验研究工作。在该项目中，过冷液氢、液氧与载冷剂进行耦合换热将同时存在气、液、固、超临界四种相态，涉及多种流态的转换变化，具有深度耦合的非线性调节特性。如何找到各种流态转换变化的判据，建立可靠的过冷液氢、液氧与载冷剂三元四相耦合流动换热模型，是项目的主要技术挑战。由于设计多种相态和复杂几何结构，直接建立完整模型并进行CFD数值分析的难度和时间成本巨大。为了简化计算，基于单元化集总参数方法，将传热问题简化为网格化的一维模型，以流动传热基本控制方程和热阻平衡编写传热计算程序，进行三元四相传热的先期设计计算。并通过CFD数值模拟，对多种相态下的传热规律进行模拟，验证计算结果。在计算的基础上，结合相关标准，最终设计了一款满足技术要求的换热器，自主完成了换热器零件设计建模和图纸绘制。

采用无量纲数相似的方法，通过液氮和氢氧的物性对比，并通过工况设计保证雷诺数范围相似，使液氮在换热器内的传热具有跟氢氧相似的规律，从而以液氮代替氢氧进行试验。不仅大大提高了实验的安全性，也有效降低了介质消耗的成本。根据实验的要求，设计了以液氮作为低温介质的真空换热器实验平台。作为主要人员完成了图纸绘制、设备选型的工作，主导完成各类测量设备的流程设计和电气设计。换热器测试系统设计了集成式真空冷箱，并采用通用接口和航空插头，可进行多种类型低温换热器的测试项目，具有良好通用性。参与现场的搭建和设备调试，操作相关设备完成实验系统的耐压测试、泄露测试、低温冲击试验等检验项目，对工程设计和实际应用有了深入的了解。

用液氮代替不同条件下的氢氧进行低温换热试验，总结了低温介质与乙二醇载冷剂的复合传热规律。通过样机试验和定功率电加热试验，获取了换热器内管壁温度、传热系数分布和变化规律。以理论计算和数值模拟作为支撑，验证了换热器外形尺寸、压损特性、流量范围等都完全满足技术指标，在真空中的工作能力也通过真空冷箱内的实验得到了验证，总体传热性能达到了设计指标的要求。同时进行液氮介质的均匀热流试验，获取低温介质多相传热规律，归纳适用于各相区的传热关联式。在此基础上进行换热器的热阻分析，评估换热器内的

传热变化规律，锁定传热恶化和结冰部位，为类似的低温流体换热器设计提供参考。在项目过程中，深度参与全程工作，承担了换热器设计计算、传热试验平台设计及搭建、传热试验等工作，完成了低温实验。项目产出成果为换热器样机2套、实验平台1套，形成论文2篇。该实验平台涉及的两个项目均验收通过。

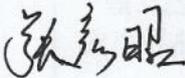
(二) 取得的业绩(代表作)【限填3项, 须提交证明原件(包括发表的论文、出版的著作、专利证书、获奖证书、科技项目立项文件或合同、企业证明等)供核实, 并提供复印件一份】

1. 公开成果代表作【论文发表、专利成果、软件著作权、标准规范与行业工法制定、著作编写、科技成果获奖、学位论文等】

成果名称	成果类别 [含论文、授权专利(含发明专利申请)、软件著作权、标准、工法、著作、获奖、学位论文等]	发表时间/ 授权或申 请时间等	刊物名称 /专利授权 或申请号等	本人 排名/ 总人 数	备注
基于稳态法的乙二醇-水固相物低温热导率实验研究	核心期刊	2025年04月21日	低温工程	1/6	已录用
基于CFD方法的低温氮气调节阀工作特性研究	核心期刊	2023年05月15日	低温工程	1/4	知网收录

2. 其他代表作【主持或参与的课题研究项目、科技成果应用转化推广、企业技术难题解决方案、自主研发设计的产品或样机、技术报告、设计图纸、软课题研究报告、可行性研究报告、规划设计方案、施工或调试报告、工程实验、技术培训教材、推动行业发展中发挥的作用及取得的经济社会效益等】

在合作企业的项目中, 设计换热器样机2套、实验系统1套

(三) 在校期间课程、专业实践训练及学位论文相关情况	
课程成绩情况	按课程学分核算的平均成绩： 85 分
专业实践训练时间及考核情况(具有三年及以上工作经历的不作要求)	累计时间： 1 年(要求1年及以上) 考核成绩： 87 分
本人承诺	
个人声明：本人上述所填资料均为真实有效，如有虚假，愿承担一切责任，特此声明！	
申报人签名： 	

浙江大学研究生院
攻读硕士学位研究生成绩单

学号: 22260146	姓名: 张彦昭	性别: 男	学院: 工程师学院	专业: 能源动力	学制: 2.5年						
毕业时最低应获: 24.0学分		已获得: 29.0学分		入学年月: 2022-09	毕业年月:						
学位证书号:			毕业证书号:		授予学位:						
学习时间	课程名称	备注	学分	成绩	课程性质	学习时间	课程名称	备注	学分	成绩	课程性质
2022-2023学年秋季学期	新时代中国特色社会主义思想理论与实践		2.0	89	公共学位课	2022-2023学年秋冬学期	研究生论文写作指导		1.0	85	专业学位课
2022-2023学年秋季学期	工程技术创新前沿		1.5	89	专业学位课	2022-2023学年冬季学期	产业技术发展前沿		1.5	90	专业学位课
2022-2023学年秋季学期	数值计算方法		2.0	92	专业选修课	2022-2023学年冬季学期	制冷与低温系统计算机分析		2.0	87	跨专业课
2022-2023学年秋季学期	新能源发电与变流技术		2.0	90	专业学位课	2022-2023学年春季学期	自然辩证法概论		1.0	63	公共学位课
2022-2023学年冬季学期	最低温制冷技术		2.0	96	跨专业课	2022-2023学年夏季学期	研究生英语基础技能		1.0	免修	公共学位课
2022-2023学年冬季学期	低碳能源系统理论与设计		2.0	89	专业选修课	2022-2023学年春夏学期	高阶工程认知实践		3.0	88	专业学位课
2022-2023学年秋冬学期	工程伦理		2.0	65	公共学位课	2022-2023学年夏季学期	研究生英语		2.0	免修	公共学位课
2022-2023学年冬季学期	综合能源系统集成优化		2.0	85	专业学位课		硕士生读书报告		2.0	通过	

说明: 1. 研究生课程按三种方法计分: 百分制, 两级制 (通过、不通过), 五级制 (优、良、中、及格、不及格)。
2. 备注中 "*" 表示重修课程。

学院成绩校核章:

成绩校核人: 张梦依

打印日期: 2025-06-03



基于 CFD 方法的低温氦气调节阀工作特性研究

张彦昭¹ 孙大明^{1,2} 丛立³ 沈愆¹

(¹浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027)

(²山西浙大新材料与化工研究院 太原 030001)

(³江苏克劳特低温技术有限公司 常州 213022)

摘要:根据 20 K 温区低温氦气调节阀的运行工况,基于 CFD 方法对一台 DN25 低温氦气调节阀内的速度、压力、温度等流动参数进行了仿真研究。得到不同开度和压差下,流线和漩涡的分布情况,确定阀内物理参数大梯度变化位置及规律。针对阀芯与阀座的微小缝隙,研究了氦气从亚音速到超音速变化中压力、速度、马赫数和温度变化特性。计算结果显示,氦气在压力比为 0.495 时达到临界状态,与基于理想气体节流膨胀理论计算的临界压力比仅相差 4.2%。研究结果揭示了调节阀内低温流体性质变化和流动规律,为预测阀门阻塞流发生条件提供了依据。

关键词:低温调节阀 节流膨胀 阻塞流 数值模拟

中图分类号: TH134, TB663 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-6516(2023)03-0010-07

Study on flowing characteristics of cryogenic helium control valve based on CFD method

Zhang Yanzhao¹ Sun Daming^{1,2} Cong Li³ Shen Qie¹

(Institute of Refrigeration and Cryogenic, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

(Shanxi-Zheda Institute of Advanced Materials and Chemical Engineering, Taiyuan 030001, China)

(Jiangsu Cryote Cryogenic Technology Co., Ltd., Changzhou 213000, China)

Abstract: Numerical simulation techniques were used to simulate flow parameters (velocity, pressure, temperature) in the valve under operating conditions in the 20 K temperature region. The flow line and vortex distribution were obtained for different openings and differential pressures, and laws of large gradient changes of physical parameters in the valve were determined. The pressure, velocity, Mach number, and temperature variation characteristics in the transition from subsonic to supersonic speed for the tiny gap between the spool and the valve seat were also studied. The results show that the helium gas reaches a critical state at a pressure ratio of 0.495, which is only 4.2% different from the critical pressure ratio calculated based on the ideal gas throttling expansion theory. This research provides a reference for understanding the change of the nature and flow pattern of the cryogenic fluid in the regulating valve and predicting the conditions of choked flow occurrence.

收稿日期:2023-04-26;修订日期:2023-05-29

基金项目:浙江省自然科学基金项目(LY21E060008)、山西浙大新材料与化工研究院项目(2022SZ-TD015)资助。

作者简介:张彦昭,男,23岁,硕士研究生。

通信作者:孙大明,男,47岁,副教授。

Key words: cryogenic control valve; throttling expansion; choked flow; numerical simulation

1 引言

大科学装置聚焦国家科技发展战略的重点问题,其建设对攻克科学领域关键技术及基础理论难题具有重要意义。中国科学院托卡马克聚变实验装置(EAST)、北京正负电子对撞机(BEPC)、加速器驱动次临界系统(ADS)等系统的超导部件均配置了大型低温制冷系统以维持超导状态,其工作温度均在 20 K 以下^[1]。由于液氦具有优良的热力学性能,因此大多低温超导系统都以氦气为工质。在低温制冷系统中,调节阀是实现关键参数调节、维持系统稳定运行的核心设备之一。

为优化调节阀性能,提高低温系统的安全性及调节能力,国内外许多学者都对低温调节阀展开了研究^[2-4]。华中科技大学胡康^[5]设计并采用 CFD 方法研究了一款 DN25 低温调节阀的流场特性、动态启停特性和轴向传热量,得到不同行程下的阀门内部定常流场和缝隙参数动态变化规律。浙江大学孙大明、张宁、崔广龙等^[6-7]设计了一款 20 K 低温调节阀,并展开试验,对其流量特性、漏热量及热锚位置优化进行了研究。结合数据分析了阀门调节流量的误差来源与比例,对比了不同热锚位置与部件材料对阀门漏热量的影响,提出了有效降低阀杆轴向漏热量的结构方案。An Y J 等^[8]采用数值计算的方法辅助 LNG 船用低温调节阀的设计,对高压降不可压缩气体进行了流动仿真,分析压降、空化效应、流量系数的变化。

在空化流及噪声方面国内外也有许多学者进行了深入研究^[9-12]。Jin Zhijiang, Qian Jinyuan 等^[13]研究了阀芯形状对套筒调节阀空化流的影响,仿真结果表明蒸汽主要出现在缝隙中,随着阀芯位移增加,蒸气体积分数先增后减。Balyaba MV 等^[14]通过 CFD 数值模拟研究了控制阀出口管路气体自振噪音的形成机理,研制并对比了不同的多孔套筒对抑制气体自激振动的效果,有效地降低了由于气体振动带来的噪音以及对阀门的损伤。

总体来看,中国国内对氦气低温调节阀的研究起步较晚,对其工作特性的认识不够深入,严重制约了中国国内氦低温调节阀产品的研发和技术进步。因此,中国已在运行和正在建设的大科学装置

中使用的低温氦气调节阀大多为进口产品。本研究面向大科学装置用氦制冷系统的运行要求,根据低温超导系统的工作条件,以 20 K 低温氦气作为工质,对某型 DN25 调节阀建立物理模型并展开数值计算研究,分析阀内压力、速度、温度等物理量场分布,着重研究阀芯与阀座间狭小流道内的参数变化关系,揭示阀内气体节流膨胀、跨临界流动、阻塞流动发展规律。

2 模型建立及条件设置

以某型 DN25 Kv10 的调节阀为研究对象,简化其几何特征,并用 SOLIDWORKS 建立三维模型。将模型导入到 Space claim 中,利用其体积抽取功能,得到不同开度下的阀门流体域。为了降低计算成本,将模型沿着对称面分开,只保留一半。同时在模型中设置合理的影响体(influent body),以便在 ANSYS Meshing 模块中采用 influence of body 的方法进行局部加密,满足不同区域不同流速的网格密度需求。



图 1 经过局部加密的调节阀网格模型

Fig.1 Local encrypted mesh of regulating valve

由于气体在阀门中压力变化较大,为了使工质的变化尽可能接近真实情况,使用 Fluent 内置的 Nist 真实气体模型。采用压力基求解器, k-omega RNG 模型,根据工况设置压力边界条件。监测进出口流量值,当进出口流量偏差不超过 0.1% 时,结合残差进行收敛性判断。

3 低温调节阀流场特性研究

3.1 调节阀流场特性分析

阀门内部复杂流动是引发结构振动、能量损失、

部件磨损的直接因素,而常规试验方法难以对阀门内流动展开准确直观的分析。借助 CFD 仿真,可以对阀门内流动状况有更为清晰的可视化分析。以调节阀 100%、50%、10% 开度为例,采用 20 K 氦气工质,对低温阀门内部的流场、压力、速度、温度等关键参数的变化规律进行研究。

图 2—图 4 为阀门整体流线图和对称面流线图。在阀门侧面的上部,流体形成一个大漩涡,流线有明显的空白,这说明此处是一个低压区。根据对称面的面流线图,流线在靠近出口一侧向上断开,在远离出口的一侧横向产生,表明流体是从靠近出口的一段流向远离出口的一端。

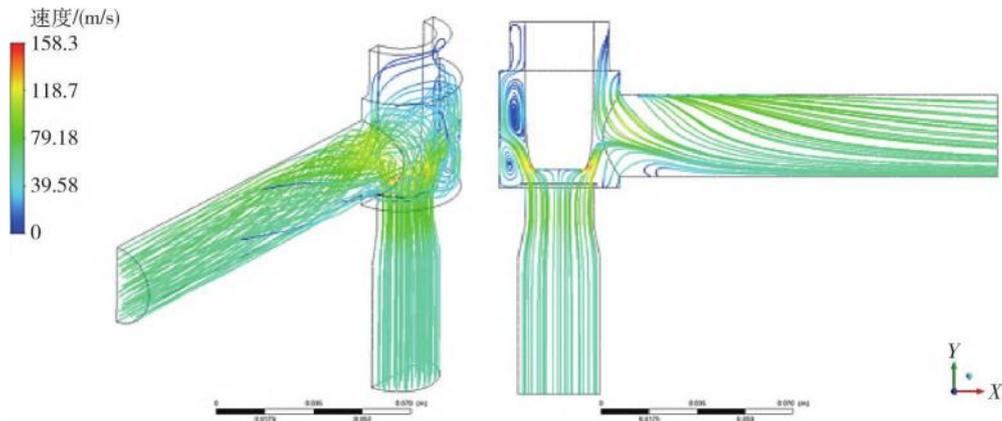


图 2 100% 开度总流线及对称面流线图

Fig. 2 Total streamline and symmetrical streamline at 100% opening

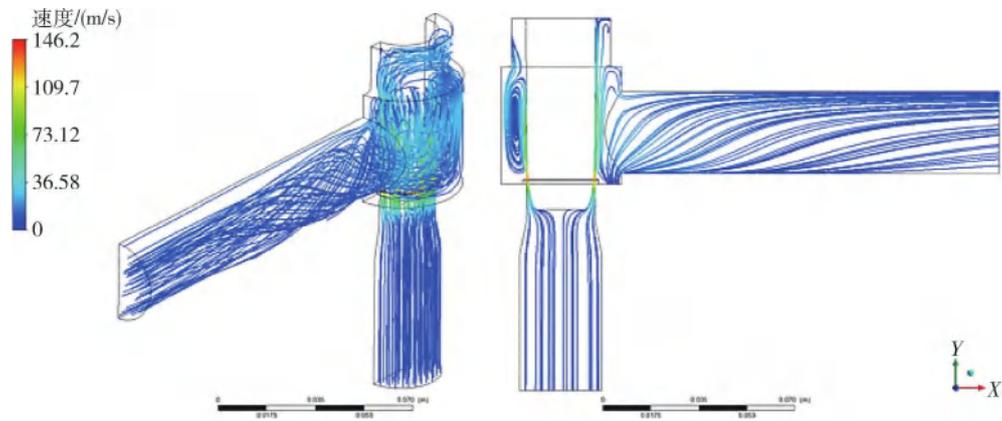


图 3 50% 开度总流线及对称面流线图

Fig. 3 Total streamline and symmetrical streamline at 50% opening

在阀体侧面空间的下部,流体从流道内喷射而出,沿着阀芯壁面向上流动到接近出口上缘高度后,继续沿着阀门壁面向下回流到阀瓣与阀座缝隙出口。在远离出口一端,流体可与缝隙流出的流体直接汇合,因此可以从对称面的流线图中看见明显的漩涡。而在靠近出口一端,由于大量流体流向出口,回流的流体无法直接从出口处流过,因此是从侧面斜向回流。相应地,在对称面流线图上,靠近出口一侧的下方流线没有形成漩涡,而是从右下角引出。

因此,在阀门半模型中,主要存在两个强烈的漩涡,而在完整的阀体内,将对称出现 4 个漩涡。同时,100% 这样的大开度下,阀芯与阀座出口距离较远,在远离出口一端的阀体下部,还会产生一个较小的漩涡。

图 5—图 7 分别展示了 100%、50% 和 10% 开度下 20 K 氦气阀门对称面压力、速度与温度分布。可见主要的参数变化主要发生于阀芯与阀座之间的狭窄缝隙内。由于流通面积大幅减小,压力降低,流速

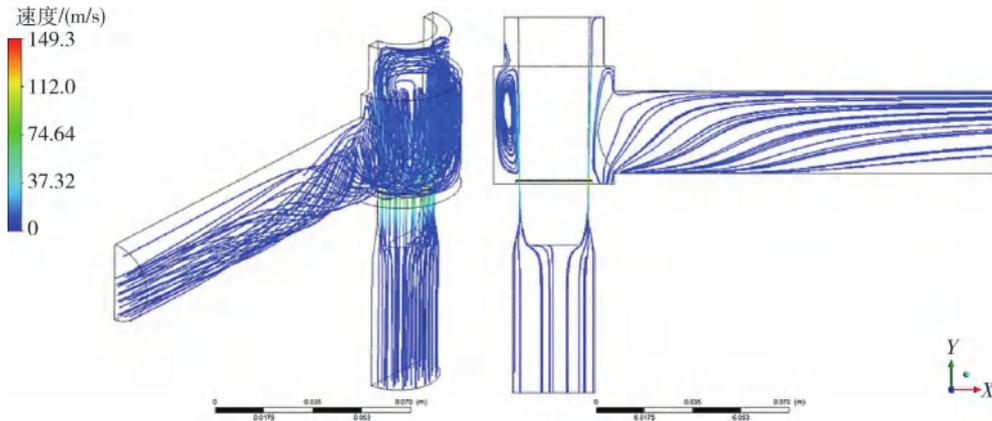


图 4 10%开度总流线及对称面流线图

Fig. 4 Total streamline and symmetrical streamline at 10% opening

大幅上升。与水相比,氦气是可压缩性流体,在压力降低的同时比体积增大,节流前后密度可以相差几倍,因此氦气在缝隙内的流速变化更大,缝隙中的流速与管道平缓段的流速相差两个数量级。同时,随着

氦气膨胀加速,内能转化为动能,氦气的温度在缝隙中有明显的下降。通过缝隙后,速度大幅降低,温度与压力得到一定恢复。

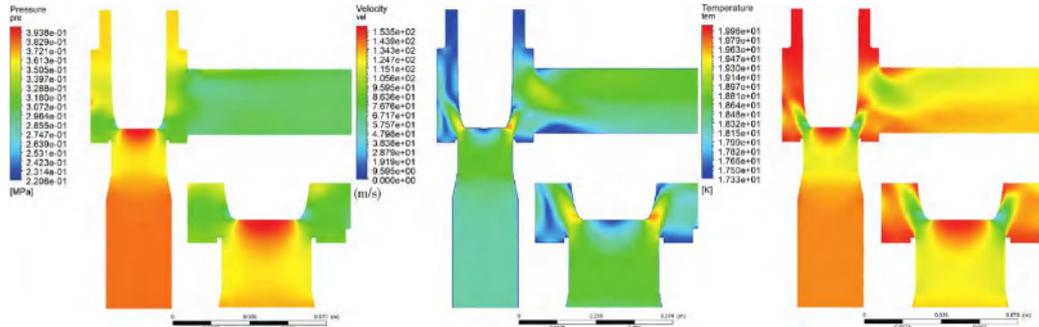


图 5 100%开度阀门压力、速度、温度分布

Fig. 5 Pressure, velocity, and temperature distribution at 100% opening

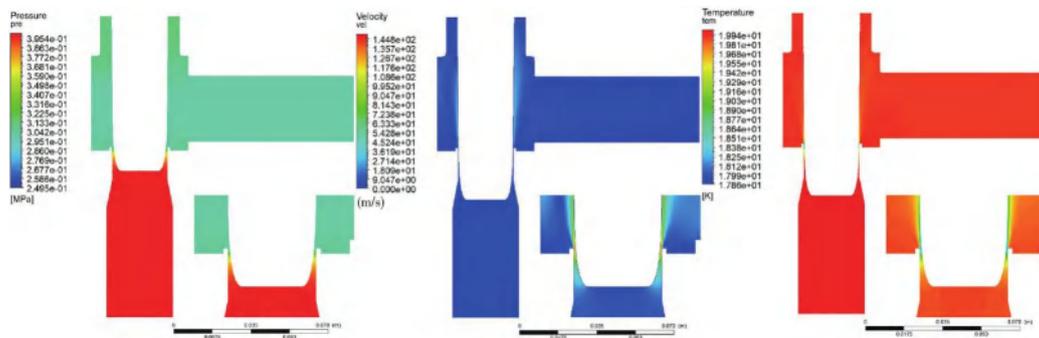


图 6 50%开度阀门压力、速度、温度分布

Fig. 6 Pressure, velocity, and temperature distribution at 50% opening

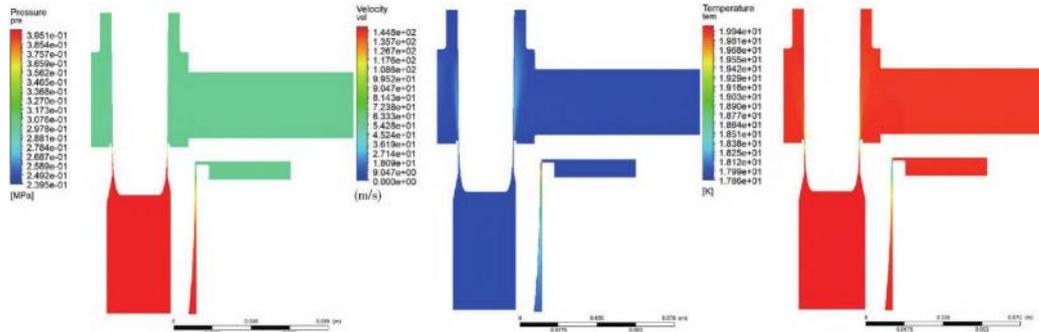


图7 10%开度阀门压力、速度、温度分布

Fig. 7 Pressure, velocity, and temperature distribution at 10% opening

3.2 缝隙间关键参数变化规律

从上一节可以看出,工质的状态变化主要发生在阀芯与阀座之间的狭小缝隙内。高调节比阀门缝隙最小低至数十微米,缝隙长度在10—64 mm之间,工质在极短的距离内发生剧烈的性质变化,容易导致振动与磨损。

以10%小开度阀门为例,固定阀门出口压力为0.3 MPa,在0.4—1 MPa之间每隔0.1 MPa设置入口压力条件,对缝隙轴向的参数变化规律展开仿真研究。沿着缝隙轴向,以0.25 mm等间距作120个切面,研究各截面上平均参数及最大参数变化规律。图8给出了不同压力比下各截面最大速度与马赫数的沿程变化,图9和图10分别为不同压力比下缝隙轴向最低压力与最低温度的变化情况。对应地,图11展示了不同压力比下出口马赫数分布。

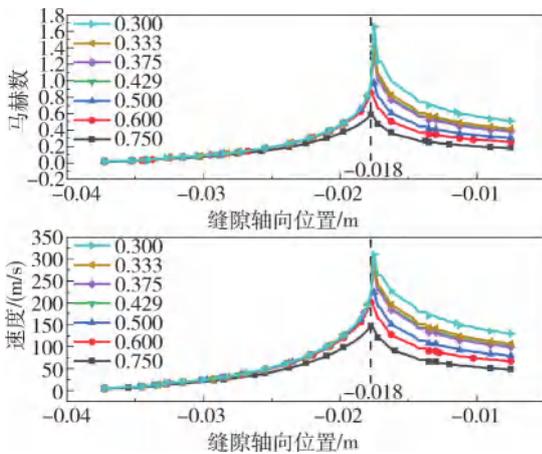


图8 不同压力比下速度与马赫数沿缝隙轴向分布

Fig. 8 Velocity and Mach number distribution along the gap at different pressure ratios

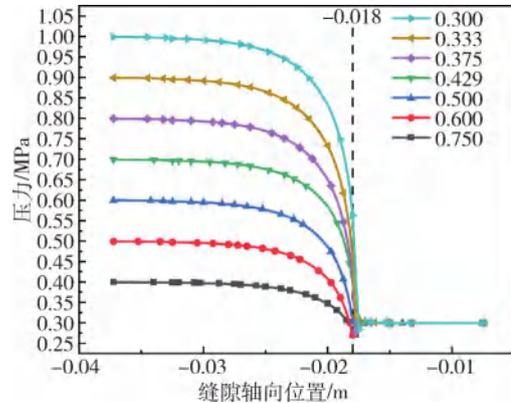


图9 不同压力比下压力沿缝隙轴向分布

Fig. 9 Pressure distribution along gap at different pressure ratios

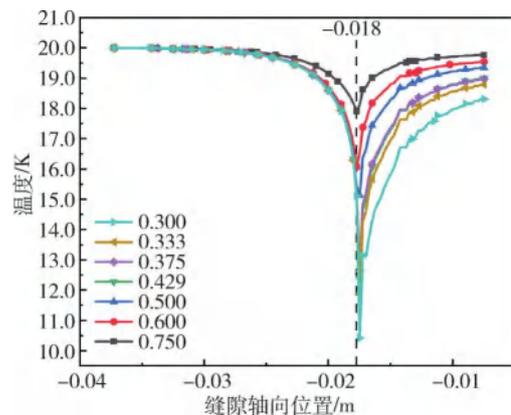


图10 不同压力比下温度沿缝隙轴向分布

Fig. 10 Temperature distribution along the gap at different pressure ratios

随着流通面积减小,氦气不断膨胀加速,压力和温度随之降低,在缝隙出口附近达到最值。气体

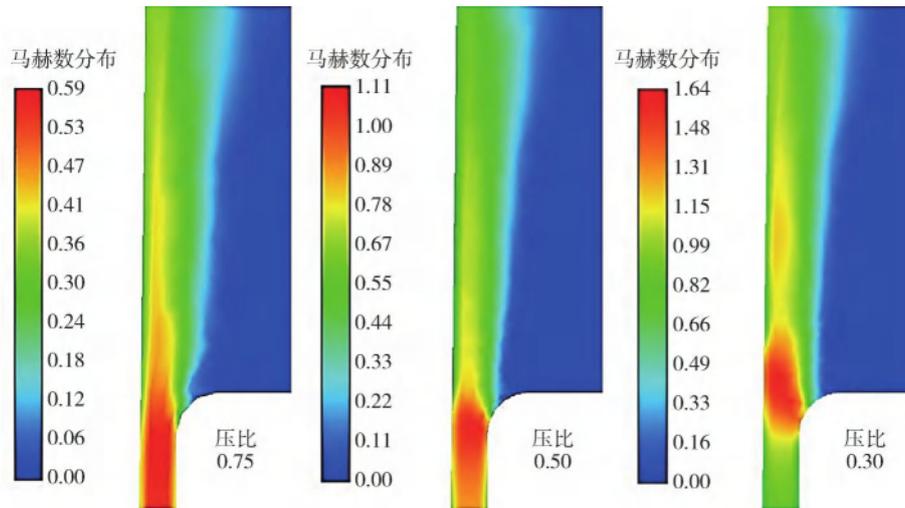


图 11 不同压力比缝隙出口马赫数分布

Fig. 11 Mach number distribution under different pressure ratios at gap exit

喷出缝隙后,截面突然增大,流速大幅降低,压力小幅回升,而温度几乎恢复到与入口温度相当的水平。可以发现温度与速度的变化具有相同幅度,且压力比越大,气流温度和速度变化越剧烈。以压力比为 0.7 时为例,缝隙出口最低温度可比入口温度降低 10 K,比焓降低 50 kJ;而速度同步升至高达 310 m/s,比动能增加 48 kJ,所增加的比动能与降低的比焓十分接近。在气体喷出缝隙后,气体速度迅速降低到 130 m/s,比动能降低了 39.6 kJ;温度也随之快速回升到 18.2 K,比焓增加了 42.5 kJ。因此,从变化趋势及能量平衡来看,温度与速度变化显然具有高度相关性,气流在缝隙中膨胀加速及离开后的减速过程中,内能的变化主要由动能转化引起。

3.3 氦气阀门临界流动条件研究

类似于渐缩型喷嘴,阀芯与阀座间的缝隙逐渐收缩,满足一定压力比条件时,气流可以在最小截面达到音速。由于在最小截面处最多只能膨胀到音速,以气体为工作介质的阀门在缝隙处达到临界状态后,进一步增大压力比,流量几乎不再增加,这种状态称为阻塞流。根据喷嘴节流理论,气体在喷嘴中膨胀加速,实际压力比达到临界压力比时,可在最小截面处达到音速。理想气体临界压力比计算公式为:

$$x = \frac{p_{cr}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1)$$

式中: x 为临界压力比; p_{cr} 为临界压力,Pa; p_0 为入口压力,Pa; k 为气体绝热指数。

由于分子间势能极弱,氦气是最接近理想气体的流体,通常可以使用理想气体的典型方程而不引起太大误差^[15]。表 1 计算了各入口条件下的临界压力比,并列出了仿真工况的实际压力比和最大马赫数。如上一节所述,当缝隙出口截面马赫数达到 1 时,由于气流喷出缝隙后截面突扩,气流能进一步膨胀加速,达到超音速状态。因此在大压力比工况下,缝隙出口的最大马赫数可以大于 1。可以发现,对于工况 3,实际压力比与临界压力比相近,最大马赫数也接近 1。若按照线性变化进行计算,则氦气在压力比为 0.495 时恰好达到临界状态,与预测值的误差仅为 4.2%。这说明采用喷嘴节流膨胀理论可以描述气流在调节阀缝隙中的膨胀情况,并计算达到临界流动的条件。

表 1 各工况下实际压力比及临界压力比

Table 1 Real pressure ratios and critical pressure ratios at different conditions

工况	绝热指数 k	实际压力比	临界压力比	最大马赫数
1	1.724	0.750	0.479	0.554
2	1.740	0.600	0.477	0.785
3	1.756	0.500	0.475	0.973
4	1.774	0.429	0.472	1.349
5	1.792	0.375	0.470	1.308
6	1.811	0.333	0.468	1.419
7	1.831	0.300	0.465	1.660

结合压力比与流量对应关系(图 12)可以发现,在压力比低于 0.5 时,进一步降低压力比,流量增长率明显放缓。在压力比低于 0.35 时,降低压力比,

提升阀门进出口压差,阀门流量已经基本不变,表明已经进入阻塞流状态。从进入临界区开始,阀门压力比降低了65%,但流量只增加了3.3%,可见阻塞流严重影响了阀门的流量调节能力。

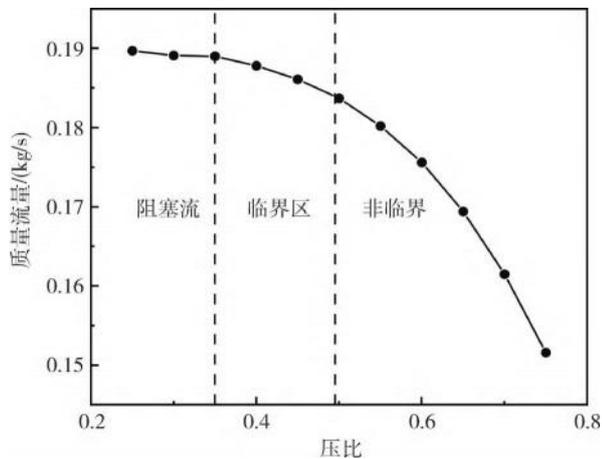


图 12 阀门流量与压力比的关系图

Fig. 12 Mass flow rate versus pressure ratio

气流跨音速临界流动不仅会引发阻塞流影响阀门的流量调节性能,而且阀内的超声速气流会导致强烈的噪声和振动,增大阀门部件的磨损,并对运行环境造成噪声污染。相关研究显示^[16-17],气流在缝隙出口产生的音速气流将产生高强度偶极子声源,阀门声功率正比于缩流断面马赫数的平方。缝隙出口下游压力及速度梯度大,超声速气流容易产生激波,引起管壁的分级多频段振动,并对阀芯及阀座密封结构造成极大损害。在设计和实际运行中,可根据气体绝热膨胀理论计算临界压力比,尽量避免氦气阀门在临界流的状态下工作。

4 结 语

低温调节阀是氦制冷系统流量及压力控制的核心设备。基于 CFD 方法对自行研制的 20 K 低温氦气调节阀开展了物理建模和数值计算,得到了阀内低温介质的多物理量场演化规律。掌握了氦气在阀内压力、速度、温度、漩涡、流线多物理量场的分布情况,给出了不同开度下各物理量对应变化关系。着重对不同压差下,阀芯与阀座间缝隙的温度、速度、压力进行了研究,给出了氦气亚音速及超音速节流过程各物理量变化趋势及极值点移动规律,并分析了阀门阻塞流动及气体超音速流动的对对应关系。研究表明,氦气为亚音速流动时,各参数极值点在缝隙出口截面

上;氦气为超音速流动时,由于气体喷出缝隙后进一步膨胀,各参数极值点发生在缝隙下游一定距离内,并且阀门流量的增长率随压差增大而逐渐减小,直至不再增加,进入阻塞流状态。

根据理想气体喷嘴节流膨胀的临界压力比计算公式对应工况下的氦气临界压力比,与实际氦气达到超音速流动状态时的临界压力比误差仅为 4.2%,表明喷嘴绝热膨胀的理论适用于分析气体在阀门内的绝热节流变化,能够较为准确地预测气流达到临界和阻塞流状态的条件,为预防低温氦气调节阀发生阻塞流动提供了一个判据。

参 考 文 献

- 1 叶 斌,马 斌,侯 予. 大型氦低温制冷系统研究进展[J]. 低温工程, 2010(4): 18-23.
Ye Bin, Ma Bin, Hou Yu. Development of large helium cryogenic system[J]. Cryogenics, 2010(4): 18-23.
- 2 Qian Jinyuan, Wei Lin, Jin Zhijiang, et al. CFD analysis on the dynamic flow characteristics of the pilot-control globe valve[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87: 220-226.
- 3 张 宁,李 强,胡 康,等. 低温调节阀阀座软密封特性研究(II):低温密封性能及综合对比分析[J]. 北京理工大学学报, 2015, 35(5): 445-449.
Zhang Ning, Li Qiang, Hu Kang. Valve seat soft sealing characteristics of cryogenic control valve(II): Sealing characteristics at liquid nitrogen temperature and comprehensive analysis[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2015, 35(5): 445-449.
- 4 孙 奇. LNG 超低温阀门的设计及材料低温物性的研究[D]. 大连:大连理工大学, 2013.
Sun Qi. The design of cryogenic valve for LNG and the research about material's properties at cryogenic temperature[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013.
- 5 胡 康. 20 K 低温调节阀热分析及流场特性研究[D]. 武汉:华中科技大学, 2014.
Hu Kang. The research on heat analysis and flow field characteristics of cryogenic control valve for 20K[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2014.
- 6 张 宁,崔广龙,苏峙岳,等. 低温阀热锚位置优化及漏热分析[J]. 低温工程, 2017(1): 17-20.
Zhang Ning, Cui Guanglong, Su Zhiyue, et al. Location optimization of thermal anchor and heat loss analysis for cryogenic valve. [J] Cryogenics, 2017(1): 17-20.
- 7 崔广龙,孙大明,王美超,等. 液氦温区低温气动调节阀的研制和工作特性研究[J]. 低温工程, 2019(5): 47-52.
Cui Guanglong, Sun Daming, Wang Meichao, et al. Development and study on operating characteristics of cryogenic pneumatic control valve for liquid helium temperature[J]. Cryogenics, 2019(5): 47-52.

(下转第 35 页)

定工作范围,削弱通道内部不稳定流动状态。同时,在氦低温离心式增压叶轮设计领域,仍是一种气动优化、改善工作特性的有效手段,可为氦低温叶轮机械设计提供新的设计思路。

参 考 文 献

- 张 珂, 王国平, 胡忠军, 等. 大科学工程建设低温工程技术发展现状及前沿科学技术问题[J]. 低温工程, 2016(3):17-22.
Zhang Yu, Wang Guopin, Hu Zhongjun, et al. Review of cryogenic development and advanced research in large scientific projects[J]. Cryogenics, 2016(3):17-22.
 - Lebrun P, Taviani L. Cooling with superfluid helium[J]. Eprint Arxiv, 2015:175-184.
 - Millet F, Roussel P, Taviani L, et al. A Possible 1.8 K refrigeration cycle for the large hadron collider[J]. Advances in Cryogenic Engineering, 1998, 43:387-393.
 - Bozhko Y, Escherich K, Jensch K, et al. Commissioning and first cooldown of XFEL linac [C]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. USA: IOP Publishing 2017, 278: 12100.
 - Yang S, Dixon K, Laverdure N, et al. Mechanical design and analysis of LCLS II 2 K cold box [C]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. USA: IOP Publishing, 2017, 278(1): 012091.
 - Sasaki T, Breugelmanns F. Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3):454-463.
 - Govardhan M, Krishna Kumar O G, Sitaram N. Investigations on low speed axial compressor with forward and backward sweep[J]. Journal of Thermal Science, 2007, 16(2):121-133.
 - Tweedt D L, Okiishi T H, Hathaway M D. Stator endwall leading-edge sweep and hub shroud influence on compressor performance [R]. ASME 86-GT-197.
 - Gravil B, Jager B. Experience With a Large Scale He II refrigeration system at Tore Supra[C]. Advances in Cryogenic Engineering. Boston: Springer, 1998: 571-579.
 - Ganni V, Arenius D M, Bevins B S, et al. Design, Fabrication, commissioning, and testing of a 250 g/s, 2-K Helium cold compressor system[C]. Advances in Cryogenic Engineering. USA: American Institute of Physics, 2002, 613(1): 288-304.
 - Roussel P, Girard A, Jager B, et al. The 400 W at 1.8K test facility at CEA-Grenoble [C]. Advances in Cryogenic Engineering. USA: American Institute of Physics, 2006, 823(1): 1420-1427.
 - Hilbert B, Gistaubaguer G M, Caillaud A. Air liquide 1.8K refrigeration units for CERN LHC project[J]. Advances in Cryogenic Engineering. USA: American Institute of Physics, 2002, 613(1):225-231.
 - Wang X, Weisend J, Koettig T, et al. ESS accelerator cryogenic plant[J]. HVAC&R Research, 2014, 20(3): 296-301.
 - Paetzold T, Petersen B, Schnautz T, et al. First Operation of the XFEL Linac with the 2 K Cryogenic System [C]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. USA: IOP Publishing, 2017, 278(1): 012101.
 - Yang S, Dixon K, Laverdure N, et al. Mechanical design and analysis of LCLS II 2 K cold box [C]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. USA: IOP Publishing, 2017, 278(1): 012091.
-
- (上接第 16 页)
- An Y J, Kim B J, Shin B R. Numerical analysis of 3-D flow through LNG marine control valves for their advanced design[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(10): 1998-2005.
 - 陈修高, 张希恒, 王世鹏, 等. 调节阀空化噪声数值分析[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(6): 52-57.
Chen Xiugao, Zhang Xiheng, Wang Shipeng, et al. Numerical analysis of cavitation noise of control valves[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(6): 52-57.
 - 陆 亮. 液压节流阀中的空化流动与噪声[D]. 杭州:浙江大学, 2012.
Lu Liang. Cavitating flow and noise in hydraulic throttling valves [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.
 - 庞仁贵. 控制阀流量调节性能与气蚀评估研究[D]. 杭州:浙江工业大学, 2020.
Pang Rengui. Research on flow regulation performance and cavitation evaluation of control valve [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2020.
 - 曹石婧. 某试验系统用调节阀内部流场数值模拟及优化研究 [D]. 兰州:兰州理工大学, 2019.
Cao Shijing. Numerical simulation and optimization of internal flow field of a control valve for a test system[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2019.
 - Jin Zhijiang, Qiu Chang, Jiang Chenghang, et al. Effect of valve core shapes on cavitation flow through a sleeve regulating valve[J]. Journal of Zhejiang University-Science A, 2020, 21(1): 1-14.
 - Balyaba M V, Ermilov M A, Kryuchkov A N. Suppression of gas-dynamic self-oscillations in the outflow line of a gas control valve[J]. Procedia Engineering, 2017, 176: 577-585.
 - Seiver V. Helium Cryogenics[M]. New York: Springer, 1986.
 - 刘翠伟, 李玉星, 王武昌, 等. 输气管道气体流经阀门气动噪声产生机理分析[J]. 振动与冲击, 2014, 33(2): 152-157.
Liu Cuiwei, Li Yuxing, Wang Changwu, et al. Analysis on the mechanism of aero-acoustic noise generated by gas flow through valves of natural gas pipelines[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(2): 152-157.
 - 李帅军, 韩灿峰, 郁 飞, 等. 阀门气动噪声的振声转化计算方法[J]. 声学学报, 2018, 43(2): 239-245.
Li Shuaijun, Han Canfeng, Yu Fei, et al. A vibration-to-sound conversion method for prediction of valves aerodynamic noise[J]. ACTA Acustica, 2018, 43(2): 239-245.

《低温工程》论文稿件录用通知

张彦昭您好：

您的论文《基于稳态法的乙二醇-水固相物低温热导率实验研究》审稿认定该文具备一定的学术水平，经研究后决定予以录用，根据规定需要交纳版面费 1000 元。感谢您给予的大力支持，欢迎今后继续为我刊投稿。

接通知后通过银行汇款至：

开户银行：工行云岗支行

户 名：北京航天试验技术研究所

帐 号：0200006409014404511

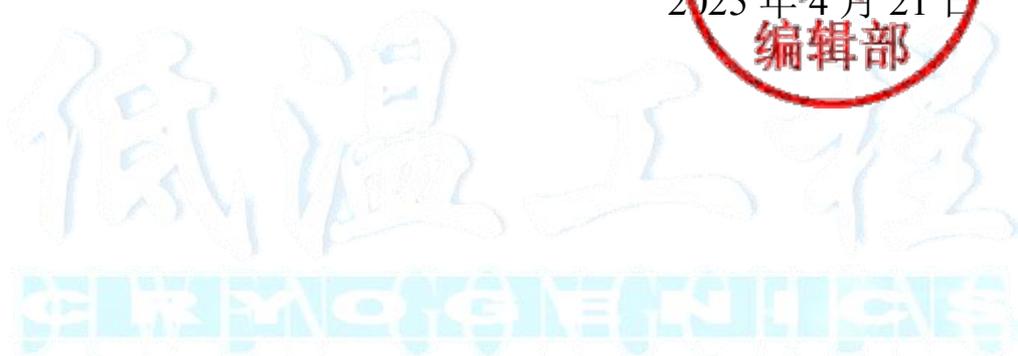
此致

敬礼

《低温工程》编辑部

2025 年 4 月 21 日

编辑部



基于稳态法的乙二醇-水固相物

低温热导率实验研究

张彦昭¹ 艾立强² 吴胜宝² 颜滢莉¹ 沈愜^{1,3} 孙大明^{1,4*}

(¹浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027)

(²中国运载火箭技术研究院研究发展中心 北京 100076)

(³浣江实验室-紫明低温联合研发中心 诸暨 311800)

(⁴内蒙古科学技术研究院 呼和浩特 010010)

摘要: 乙二醇溶液是常见的汽化器防冻载冷剂, 然而其冻结后的固体热导率数据尚未见诸报道。为获取乙二醇-水的固体热导率, 研制了一种基于一维圆柱稳态导热假设的实验装置。在 81~164 K 温度范围内, 测量了 10%~99% 浓度样品的乙二醇-水溶液冻结固相物热导率特性, 并给出拟合公式。结果表明: 热导率随乙二醇浓度增加呈先下降后上升趋势, 在浓度 10~40% 之间热导率快速下降, 浓度超过 80% 时显著回升; 低浓度(10%~30%) 和高浓度(90%~99%) 下热导率与温度呈负相关, 中等浓度(40%~80%) 下则呈正相关。实验发现装置漏热与冰层冻结速率的径向差异可能影响热导率分布均匀性。研究为乙二醇-水固体低温导热特性研究和工程设计提供了数据支持。

关键词: 低温热导率; 乙二醇-水固相物; 稳态法; 热物性

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:**

Experiment research on low temperature thermal conductivity of solid ethylene glycol-water based on steady state method

Zhang Yanzhao¹ Ai Liqiang² Wu Shengbao² Yan Yingli¹ Shen Qie^{1,3} Sun Daming^{1,4}

(¹Institute of Refrigeration and Cryogenic, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

(²Research and Development Department, China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China)

(³Chillmaking Cryogenic Joint Research Center, Huanjiang Laboratory, Zhuji 311800, China)

(⁴Inner Mongolia Academy of Science and Technology, Hohhot 010010, China)

Abstract: Ethylene glycol (EG) solution is a common antifreeze coolant for vaporizers, yet the thermal conductivity data of its frozen solid phase have not been reported. To obtain the solid thermal conductivity of EG-water, a testing device based on the one-dimensional cylindrical steady-state heat conduction assumption was developed. The thermal conductivity of solidified EG-water solutions with concentrations ranging from 10 % to 99 % was experimentally investigated within the temperature range of 81~164 K, and the fitting correlations were given. The results show that the thermal conductivity decreases first and then increases with the increase of glycol concentration. The thermal conductivity drops

收稿日期:

基金项目: 内蒙古科学技术研究院产业技术创新项目(2023JSYD01001)、中国博士后科学基金(2024T170767)资助

作者简介: 张彦昭, 男, 25 岁, 硕士研究生 邮箱: 13392075927@163.com

通信作者: 孙大明, 男, 48 岁, 副教授 邮箱: sundaming@zju.edu.cn

rapidly within the range of 10 % to 40 % of the concentration, and significantly rebounds when the concentration exceeds 80 %. At low concentrations (10 % ~ 30 %) and high concentrations (90 % ~ 99 %), the thermal conductivity is negatively correlated with temperature, while at medium concentrations (40 % ~ 80 %), it is positively correlated. The experiment found that the leakage heat of the device and the radial difference of ice layer freezing rate may affect the uniformity of thermal conductivity distribution. The research provides data support for the low temperature thermal conductivity characteristics of EG-water solids and engineering design.

Key words: Low temperature thermal conductivity; EG-water solids; Steady state method; Thermophysical properties

1 引言

乙二醇-水溶液具有毒性小、挥发少、不易燃、冰点低等特点，是优秀的防冻载冷剂，在中间介质汽化器中得到了广泛的应用^[1-4]。然而液氮等常见低温流体的常压汽化温度低至 77 K，依然远低于乙二醇溶液的冰点，极易引起载冷剂的冻结，导致传热恶化乃至管路冻结堵塞。发生冻结时，热导率是决定冰层厚度的关键物性。因此，研究乙二醇水溶液的冻结特性，获取其低温冻结状态下的热导率，对于抑制汽化器传热恶化、防止管路冻结的发生有重要意义。

固态水的导热系数已经有许多学者进行了实验测试，获取了较宽范围内水冰的热导率。Ahmad^[5]通过对双精馏水的精密测量，得到 2~80 K 之间冰的导热系数和比热容，发现随着温度的增大，导热系数呈现先增大后减小的趋势，最大值约在 9 K 处。Bonales^[6]等基于热线法测量了不同冻结速率、磁场、水样含气量下冰热导率，并分析了数据拟合方式、热线加热时间对测量计算结果的影响。他认为以上条件是导致了现有文献中诸多数据不一致的主要原因，其中冻结速率对热导率有显著影响。额日和^[7]等利用不同浓度的干冰浴作为高温热源和低温热源，基于稳态平板法的原理实现了低温条件下冰的导热系数测量，实验装置简单且成本较低，测量范围也相对较大 (-30~70 °C)，对于固体的低温热导率粗略测量具有参考意义。Wolfenbarger^[8]等整理了大量公开报道的水冰热导率研究，并公开其数据集，根据不同的实验条件进行了归类，为相关研究和工程应用提供了参考。

乙二醇溶液的液态热导率已有一定研究^[9]，然而关于乙二醇-水固相物的导热实验目前尚未见诸报道，仅有少数学者进行了相近醇类固体的冻结特

性研究。Fukusako 和 Yamada^[10]通过实验和数学建模研究了 5 %~50 %质量浓度的乙二醇溶液冻结过程，观察到三种不同的冰层结构：树枝状冰层、倾斜树枝状冰层和白色不透明冰层。冻结速率快的时候倾向于形成白色不透明冰层，而冻结速率适中的时候会形成树枝状冰晶，冻结速率慢的时候容易形成倾斜树枝冰晶甚至低于冰点而不结冰。Yamada^[11]等测试了管外流动条件下的乙二醇溶液冻结特性，并归纳了冰层厚度的无量纲计算公式。Krivchikov^[12,13]等设计了一款通过 He⁴ 节流获取超低温的装置，采用稳态法测试了 2 K 到冰点范围内的乙醇固体热导率。通过控制冻结条件获得 SG 玻璃体、OG 玻璃体、RPC 以及三种不同相态的 FOC 结构，结果显示不同的固体结构对乙醇热导率有显著影响。

基于热力学原理的固体热导率测试方法有稳态法和瞬态法。瞬态法通过测量物体的热扩散率并结合比热计算热导率，且测量温度不易控制。而稳态法装置相对简单，可直接通过温度分布计算热导率，能通过控制加热功率实现较大温度范围的测量。因此，本文基于一维圆柱稳态导热假设，研制了一款乙二醇-水固相物的热导率测试装置，获取其在温度 81~164 K 范围内的热导率。

表 1 固体热导率测试方法

方法	物质	温度 /K
稳态线性热流法 ^[5]	水	2~80
瞬态热线法 ^[6]	水	233~268
稳态法 ^[12]	一元醇	2~200
稳态法 ^[14]	微小化合物	2~250

2 测量原理

2.1 一维稳态导热数学模型

稳态法需要在固体内外提供恒定的热源功率 Q 和冷源温度 t_c ，从而形成稳定的温度分布。固体内的温度分布将取决于热导率和初始的加热条件，根据测量得到加热的热流密度和温度分布，即可推算热导率。为了维持温度恒定，降低四周漏热的影响，本实验采用圆筒型容器，用加热棒作为热源，液氮作为冷源，基于一维圆柱内稳态导热方程进行热导率实验研究。

稳态法基本假设：

- 1、液氮在常温常压下发生汽化需要大量汽化潜热，其温度保持在 77 K 不变。可以认为加热棒-冰层-液氮的导热为稳态导热，其时间源项为零；
- 2、将加热棒和容器视为无限长，忽略冰层内和加热棒内的轴向导热，即圆柱内仅存在径向的一维导热；
- 3、被测物体是连续均质的，相邻测点之间的冰层导热系数视为常数，且具有各向同性。

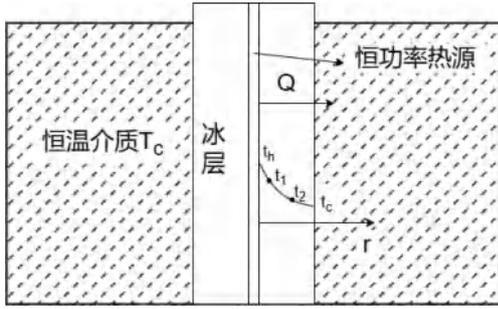


图 1 一维稳态圆柱导热示意图

Fig 1 Schematic diagram of one-dimensional cylindrical steady heat conduction

在圆筒中心处，温度梯度为零。以分别布置在半径为 r_1 和 r_2 位置的温度计为例，对应测量的温度为 t_1 和 t_2 ，可以列出一维圆筒稳态导热的数学描写：

$$\frac{d}{dr} kr \frac{dt}{dr} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} r = r_1, t = t_1 \\ r = r_2, t = t_2 \end{aligned}$$

其中， k 为冰层热导率， $W/(m \cdot K)$ ； t 为温度， K ； r 为半径， m 。下标 1 和 2 分别代表测点 1 和 2 的参数。积分得到一维圆筒壁内温度分布为：

$$t = t_1 + \frac{t_2 - t_1}{\ln(r_2/r_1)} \ln \frac{r}{r_1} \quad (2)$$

因此，由傅里叶定律，有

$$q = -k \frac{dt}{dr} = \frac{k(t_1 - t_2)}{r \ln(r_2/r_1)} \quad (3)$$

$$k = qr \frac{\ln(r_2/r_1)}{t_1 - t_2}$$

其中， q 为半径 r 处圆柱截面的热流密度， W/m^2 。当热功率已知时，可以计算半径方向上任意一个截面的热流密度。

由于使用了 t_1 和 t_2 来计算导热系数，该导热系数对应于 t_1 和 t_2 平均温度。 t_1 和 t_2 之间温度的积分平均值应采用圆柱的二重积分：

$$t_a = \frac{\int_0^{2\pi} d\theta \int_{r_1}^{r_2} r dr}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \quad (4)$$

$$= t_1 + \frac{t_1 - t_2}{2 \ln(r_2/r_1)} - r_2^2 \frac{t_1 - t_2}{r_2^2 - r_1^2}$$

t_a 代表两个测点之间的平均温度， K 。上式代入温度分布方程中，则其对应的平均半径为：

$$r_a = \exp \left(\ln r_1 + \frac{(t_a - t_1) \ln(r_2/r_1)}{t_2 - t_1} \right) \quad (5)$$

r_a 为两个测点的平均半径， m 。以上方程中的 r_1 和 r_2 、 t_1 和 t_2 均可替换为任意位置的半径和对应温度。

2.2 误差分析

考虑到实验研究过程中整个实验设备处于液氮浸泡环境中，尽管液氮液面在长时间实验过程中存在小幅波动，但测温点处可以确保外侧液氮浸泡，外壁导热和辐射漏热可以忽略。温度计引线截面小，且罐口处覆盖有泡沫材料绝热，引线轴向漏热也可以忽略。测试的误差主要由装置的顶端和底部漏热及传感器测量误差组成。

实验中直接测量的关键参数有温度、测点半径、加热功率等数值，而最终获取的热导率需要通过热流密度的计算进行转化，属于间接测量值。间接测量值的不确定度传递公式为：

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \Delta X_i \right)^2} \quad (6)$$

其中， ΔY 为合成不确定度； X_i 为函数 Y 的第 i 个因变量， ΔX_i 为 X_i 的不确定度。

表 2 实验测量值不确定度汇总

Table 2 Uncertainties of measurements		
类型	被测量	不确定度
直接测量值	半径	± 0.01 mm
	温度	± 0.5 K
	功率	± 1 W
	长度	± 0.5 mm
间接测量值	热流密度	平均 ± 2.42 %
	热导率	平均 ± 11.26 %

其中,热导率的最大不确定度主要出现在 10% 溶液低温高热导率的情况下,因为此时各个温度测点之间的温差较小。

3 装置研制及实验方法

3.1 容器设计及校准

为尽量满足一维导热假设,实验装置设计为细长的圆柱容器,容器封盖安装加热棒和长探针型温度计以深入冰样测量不同截面处的温度。图 2 为实验装置示意图,加热棒安装在圆筒中心内,容器放在液氮浴箱内,保持液氮液面在容器封盖以下 5 mm,从而形成热量由中心向四周传导的恒定温度分布。

容器封盖中心为一根直径 6 mm 的直流 24 V 功率 150 W 加热棒,可通过调节电压进行功率调整。封盖沿径向间隔 20 mm 对称安装了 2 对共 4 个 pt100 探针温度计,内侧 2 个测量温度 t_1 ,外侧 2 个测量温度 t_2 。温度计长度为 200 mm,以远离漏热较大的容器封盖和容器底板,确保测点周围近似为一维导热。同时加热棒中心粘贴了一根 0.2 mm 丝径的 T 型热电偶细丝以测量热源表面温度 t_h 。容器顶部和底部均做绝热处理,其中封盖凹槽内和底部有玻璃钢绝热块,完成安装后顶部封盖再喷涂聚氨酯泡沫以进一步降低漏热。

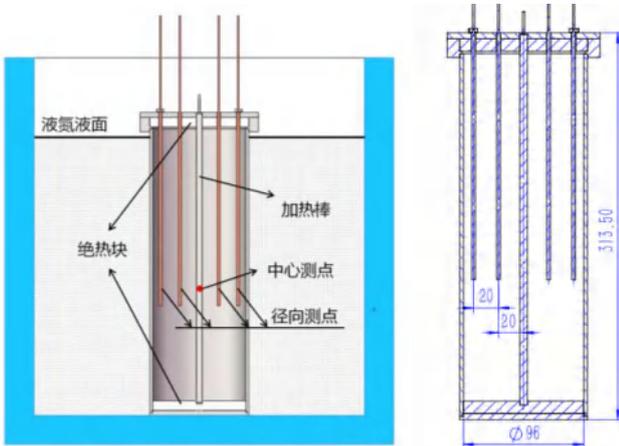


图 2 实验装置及尺寸图

Fig 2 Test setup and dimensional drawings

3.2 冰样制备

根据实验计划,在 10%~99% 体积浓度之间以 10% 等间隔配置了 10 份乙二醇-水溶液样品。配置溶液时,采用纯净水和标称纯度 >99% 的涤纶级乙二醇原液,同时用高精度电子秤称量以验证其浓度。

液氮的温度远低于溶液冰点,为避免低温导致

的快速冻结引起热应力裂纹,通过少量多次添加液氮、包覆保温材料的方法控制冻结速率。一方面,容器封盖喷涂聚氨酯泡沫以降低轴向漏热;另一方面,容器四周包裹橡塑保温棉以降低径向漏热。开始冻结实验后,将容器放置在泡沫箱内,并架在液氮液面以上,避免液氮直接与容器接触,仅靠挥发的低温氮气逐渐冷却乙二醇溶液。维持上述冷却条件 8 小时,期间根据液位补充液氮。8 小时后,乙二醇溶液通常已经完全冻结。此时可撕掉容器四周的保温棉,并将容器底部的架子撤掉,将容器直接放入少量液氮内。每隔 30 分钟,加入少量液氮,直至液氮的液位到达容器封盖附近。

图 3 为 100% 乙二醇的冻结冰样,冰样呈白色不透明的固态,无可见瑕疵。图 4 为纯乙二醇的温降曲线,通过上述方法进行冻结,温度下降均匀,平均降温速率为 0.43 /min。

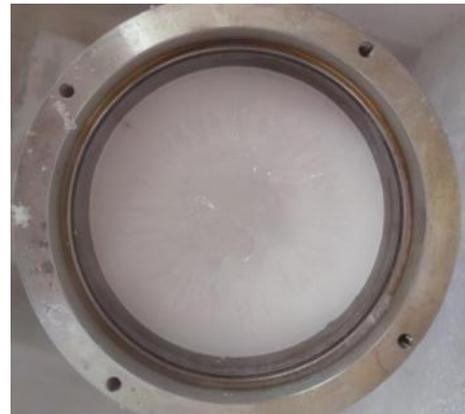


图 3 乙二醇冻结冰样

Fig 3 Ethylene glycol frozen ice sample

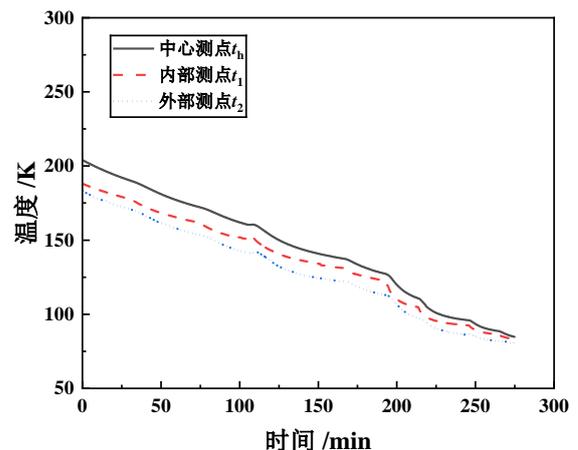


图 4 乙二醇固体温降曲线

Fig 4 Ethylene Glycol Solid Temperature Drop Curve

3.3 实验方法

实验前,往容器中倒入乙二醇溶液,测量温度计距离,安装好封盖,确保温度计位置正确。在封

盖上喷涂聚氨酯泡沫，以降低轴向漏热对温度分布的影响。按照上一节方法进行冰样的制备，并保持温度 12 小时。开始实验时，往泡沫箱内加入液氮，直至液氮液面达到容器法兰下约 5 mm，使得容器内的冰样四周完全处于液面以下。热源功率从 20 W 开始，每个工况间隔 10 W，进行连续温度测量。单次测量至少 1 小时，根据温度趋势判定是否达到稳态后方可进行下一个工况的测试。所有冰样的制备和热导率测试均在大气压力下进行。

4 实验结果及分析

4.1 结果分析

图 5 展示了 50 %浓度的乙二醇-水固相物中，测点温度及对应的平均温度随热源功率的变化情况。从中心测点到外部测点，随着半径的增大，温度逐渐降低。内部测点 t_1 和外部测点 t_2 的温度上升平缓，而中心测点直接测量了热源的表面温度 t_h ，因此中心温度随热源功率增加而快速上升。在加热功率达到 80 W 时，虽然对应的平均温度最高只有 148 K，但中心温度已经接近熔点。由于固体达到熔点时，会吸收融化潜热，影响稳态导热过程。因此加热功率无法进一步增大，限制了测量的温度范围。

图 6~图 10 为 10 %~99 %浓度乙二醇-水固相物的低温热导率实验结果。其中，黑色方块代表径向测点温度 t_1 和 t_2 计算的热导率，红色圆点代表热源表面温度 t_h 和内侧测点温度 t_1 计算的热导率，蓝色三角代表热源表面温度 t_h 和外侧测点温度 t_2 计算

的热导率。同时，根据数据分布特征，选用了不同方式进行拟合并给出公式，紫色虚线为拟合线。

从热导率与温度的关系来看，在浓度 10 %~30 %之间，热导率与温度呈现负相关；在 40 %~80 %之间，热导率与温度为正相关；而在浓度 90 %~99 %，热导率与温度又呈现负相关。其中，在测量的温度范围内，40 %~90 %浓度下热导率与温度基本呈现线性关系。而在其他浓度下，根据数据的变化趋势给出了合适的非线性趋势线。值得注意的是，10 %、20 %和 99 %浓度的固体在液氮温区附近时，热导率随着温度增加快速下降，推测在该温区附近存在一个热导率的极大值；而在远离液氮温区后，热导率依然随温度上升而下降，但变化率显著降低，曲线变得平缓。

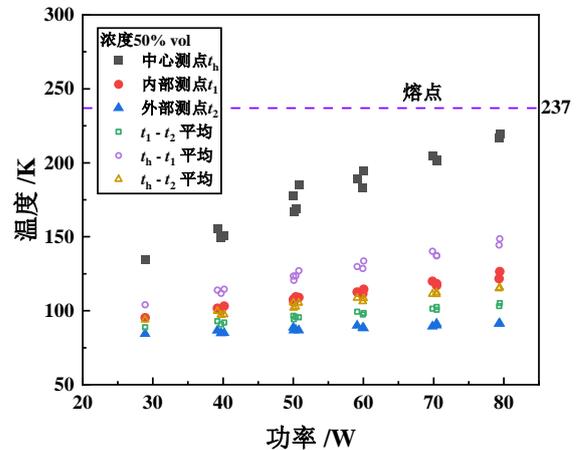


图 5 温度-功率关系图 (50 % vol)

Fig 5 Temperature versus power (50 % vol)

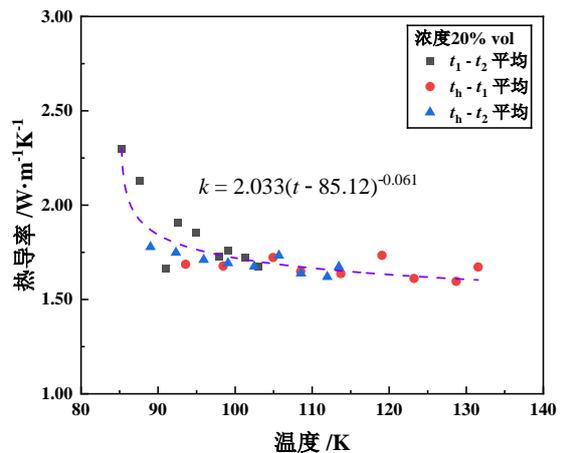
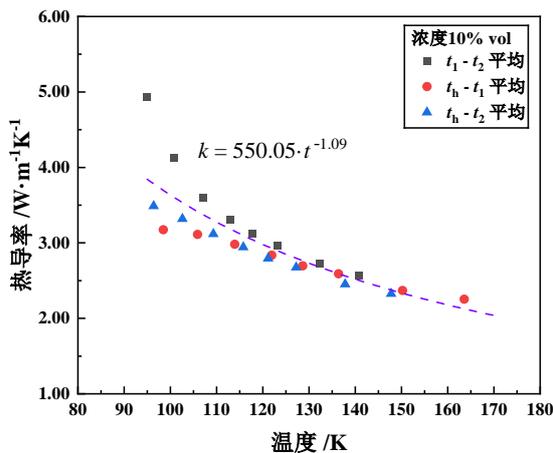


图 6 10 % (左) 和 20 % (右) 溶液冻结物热导率-温度关系

Fig 6 Thermal conductivity-temperature relationship for 10 % (left) and 20 % (right) frozen solutions

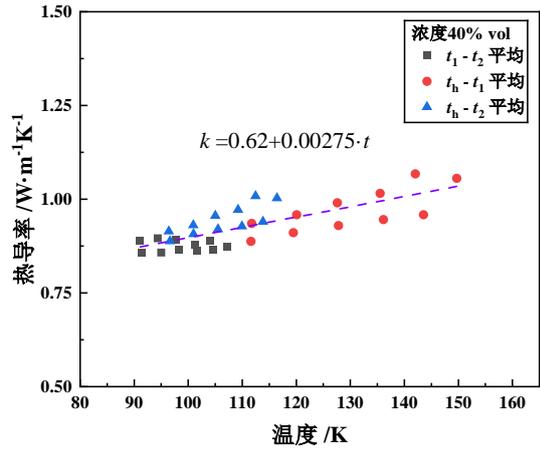
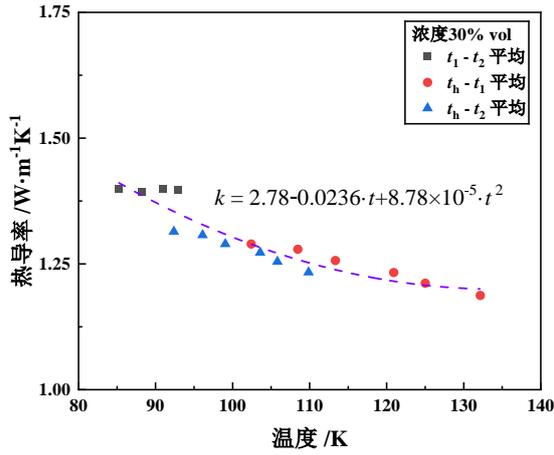


图 7 30% (左) 和 40% (右) 溶液冻结物热导率-温度关系

Fig 7 Thermal conductivity-temperature relationship for 30% (left) and 40% (right) frozen solutions

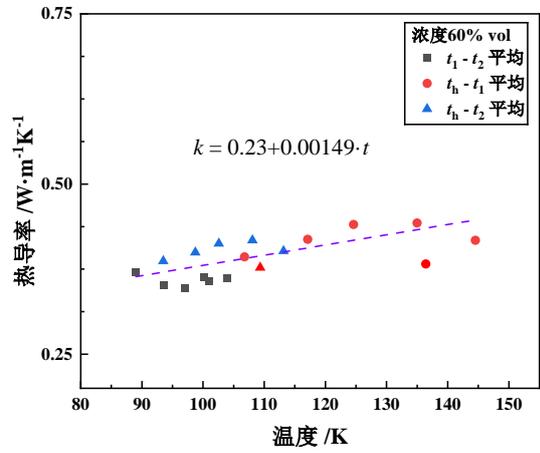
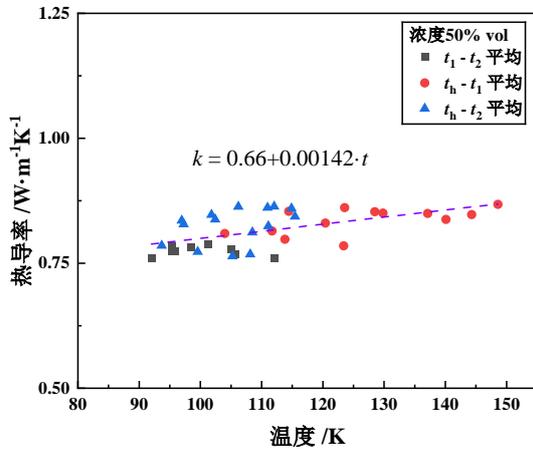


图 8 50% (左) 和 60% (右) 溶液冻结物热导率-温度关系

Fig 8 Thermal conductivity-temperature relationship for 50% (left) and 60% (right) frozen solutions

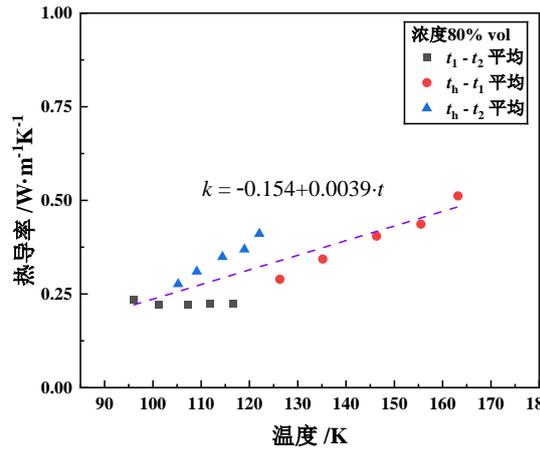
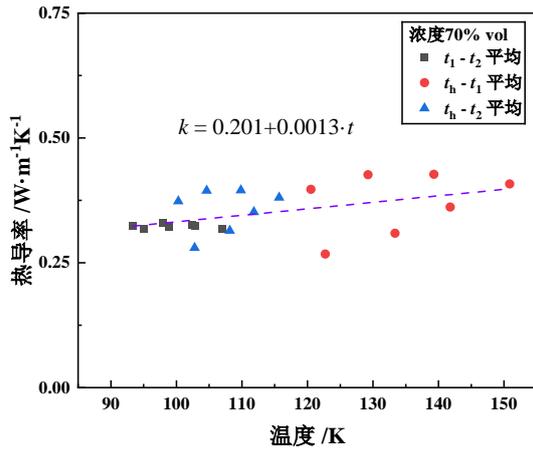


图 9 70% (左) 和 80% (右) 溶液冻结物热导率-温度关系

Fig 9 Thermal conductivity-temperature relationship for 70% (left) and 80% (right) frozen solutions

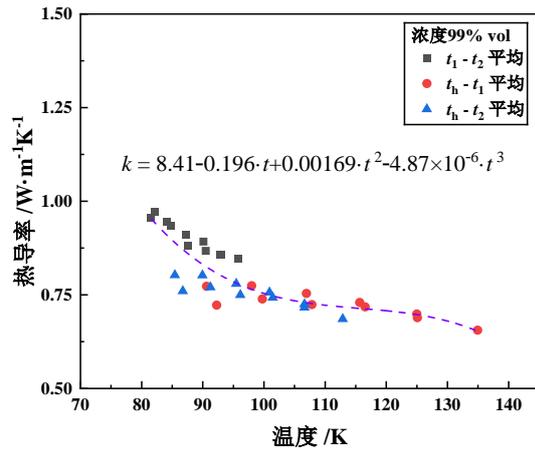
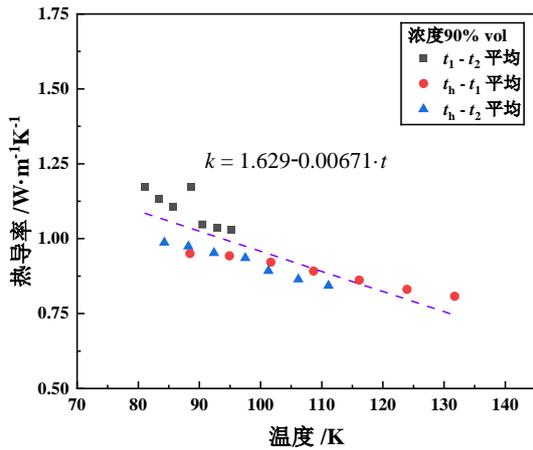


图 10 90 % (左) 和 99 % (右) 溶液冻结物热导率-温度关系

Fig 10 Thermal conductivity-temperature relationship for 90 % (left) and 99 % (right) frozen solutions

基于拟合的公式,图 11 给出固定温度为 90 K、110 K 和 130 K 时,不同乙二醇浓度的低温固相物热导率。图 12 汇总了在所有浓度和温度下测得的热导率数据。从热导率与浓度的关系来看,在浓度为 10%~80%之间,随着乙二醇的浓度上升,乙二醇-水固体的整体热导率逐渐下降;而在浓度为 90%和 99%的时候,热导率又重新上升。其中在浓度为 10%到 40%时热导率下降最为明显,而在浓度 60~80%时热导率变化较为平缓。这表明在低浓度时,增大乙二醇浓度会导致热导率快速下降。99%浓度下的热导率略低于 90%浓度,因此推测在 80%~99%浓度之间,存在一个浓度使得热导率出现极大值。同时,3 条热导率曲线在浓度为 30~40%之间和 80~90%之间出现了交点,表明热导率随温度增加而变化的关系发生了转变,这与前述的负-正-负相关规律是一致的。

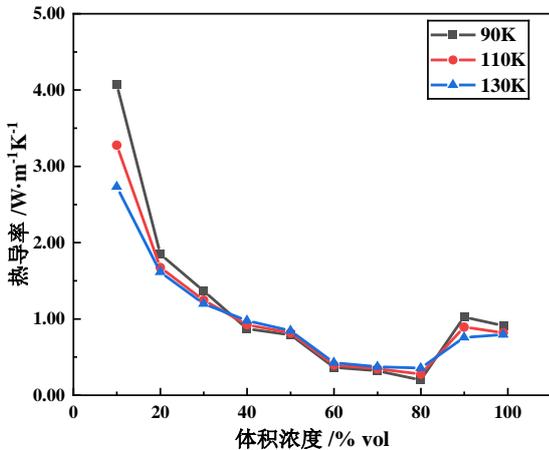


图 11 固定温度下热导率随乙二醇体积浓度的变化

Fig 11 Thermal conductivity versus volume concentration of EG at fixed certain temperature

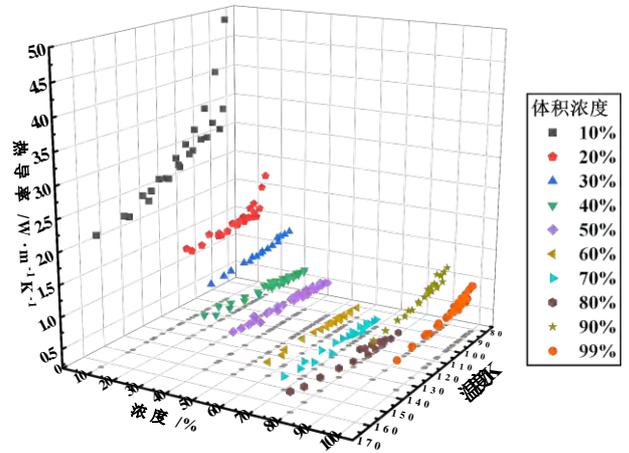


图 12 热导率测试数据汇总

Fig 12 Summary of thermal conductivity test data

表 3 汇总了热导率拟合公式及参数区间。热导率的最高值为 4.93 W/(m·K) (10%浓度),最低值为 0.22 W/(m·K) (80%浓度),涵盖的最大温度范围为 81~164 K,所有数据均在大气压力下测得。相关公式为乙二醇溶液结冰后的传热计算提供了数据基础,具有较高的工程应用价值。其中,10%~60%是常用的乙二醇载冷剂浓度;而在浓度大于 70%后,乙二醇溶液的冰点不降反升,且粘度进一步增大,不利于低温条件下的换热,因此一般不作为载冷剂使用。

4.2 系统性偏差分析

从各测点计算得出的三种热导率数值来看,由内测点与中心温度测得的热导率(红色圆心)基本最低。可以观察到,在热导率较高的浓度下,如 10%~30%、90%~99%,测点间温度计算的热导率(灰色方块)最高。而在热导率相对较低的其他浓度下,外测点与中心温度测得的热导率(蓝色三角)最高,测点间的热导率反而较低。这可能主要由两

个相反因素的共同作用导致：装置的漏热情况和冰层的物理结构。

实验采用的加热棒的长径比为 50，轴向漏热相对较小。装置的主要漏热来自冰样顶部和底部的轴向漏热，这导致从中心向四周的导热并非严格一维导热。随着半径增大，漏热面积增大，漏热的影响增强。然而计算中假设各圆柱截面热通量相同，这会导致半径较大区域的热通量被高估，从而使计算结果高于实际值。同时，冰层热导率越高，顶部和底部漏热越明显，计算偏差越大。由于内外测点对应的平均半径最大，因此在高热导率条件下， t_1 和 t_2 对应的计算值偏高现象最为显著。

另一方面，低温固体的冻结速率会影响冰层结

构，进而改变其热导率^[10,12,15]。普遍而言，冻结速率越快，热导率越低。在本研究的圆柱形装置中，冻结过程由外向内进行，冰层逐渐增厚，热阻增大，导致中心区域的冻结速率低于靠近壁面的区域。因此，中心冰层结构更致密，热导率较高。在低热导率条件下，漏热影响较小，冰层结构的影响占据主导，使得 t_1 和 t_2 对应的热导率呈现偏低趋势。

此外，文献[10]指出，冻结过程中可能发生溶质分离的现象：在相界面上乙二醇溶质逐渐分离，外部冰层含水量较高，而内部冰层乙二醇浓度较高。浓度的不均匀性将导致径向上各测点的热导率测量值不同，其影响在后续的研究中值得关注。

表 3 拟合公式汇总

Table 3 Summary of fitting equations

体积浓度 %	温度范围 K	热导率范围 W/(m·K)	拟合公式	R^2
10	95~164	2.25~4.93	$k = 550.05 \cdot t^{-1.09}$	0.79
20	85~132	1.59~2.29	$k = 2.033(t - 85.12)^{-0.061}$	0.77
30	85~133	1.18~1.40	$k = 2.78 - 0.0236 \cdot t + 8.78 \times 10^{-5} \cdot t^2$	0.89
40	90~150	0.87~1.06	$k = 0.62 + 0.00275 \cdot t$	0.61
50	92~149	0.76~0.92	$k = 0.66 + 0.00142 \cdot t$	0.32
60	89~145	0.35~0.44	$k = 0.23 + 0.00149 \cdot t$	0.54
70	93~150	0.27~0.43	$k = 0.201 + 0.0013 \cdot t$	0.28
80	96~163	0.22~0.51	$k = -0.154 + 0.0039 \cdot t$	0.72
90	81~132	0.81~1.17	$k = 1.629 - 0.00671 \cdot t$	0.69
99	82~135	0.65~0.97	$k = 8.41 - 0.196 \cdot t + 0.00169 \cdot t^2 - 4.87 \times 10^{-6} \cdot t^3$	0.76

5 总结

本文基于一维圆柱稳态导热假设，设计了一款以液氮作为低温冷源的低温固体热导率实验装置。首次测量了 10 %~99 %浓度乙二醇-水固相物在 81~164 K 温度范围内的热导率，为相关研究和工程设计提供了数据参考。

研究表明，乙二醇浓度的变化对冰层热导率具有显著影响：当浓度低于 40 %时，热导率随浓度增加而明显下降；而当浓度超过 80 %后，热导率出现回升趋势，其中浓度为 90 %的样品热导率测试值高于 99 %浓度的样品。

进一步分析发现，热导率与温度的关系随浓度变化呈现不同特征：在浓度 10 %~30 %和 90 %~99 %之间，热导率与温度呈现负相关；在 40 %~80 %之间，热导率与温度呈现正相关。在浓度为 10 %、20 %、99 %的样品中，温度处于液氮温区附近时，

热导率随温度增加而快速下降，提示了该温区存在热导率极大值的可能性。

本文实验具有方法简单、成本低廉的优势，且通过改变加热功率可以在较宽温度范围内获得连续测量的热导率数据。但诸如轴向漏热及冻结速率不一致的问题是带来干扰的潜在因素。未来研究中，可以在轴向上布置多组测点以评估轴向漏热的影响和提高测量精度。同时，采用减小容器半径、进一步增大长径比、采用更细的温度计等措施有望降低以上不良因素的影响，是类似稳态测量方法的改进方向。

参 考 文 献

- 1 纪馨, 陈双双, 林文胜. LNG 中间流体气化器内的单相换热过程分析[J]. 制冷技术, 2016, 36(4): 57-60, 67.
Ji Xin, Chen Shuang-shuang, Lin Weng-sheng. Analysis of Single-phase Heat Transfer Process in LNG Intermediate

- Fluid Vaporizer[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2016, 36(4): 57-60, 67.
- 2 宁静红, 王润霞, 刘华阳, 等. 乙二醇载冷的液化天然气冷能回收换热器传热特性数值模拟[J]. 天然气化工 (C1 化学与化工), 2021, 46(4): 108-113.
Ning Jinghong, Wang runxia, Liu Huayang, et al. Numerical simulation of heat transfer characteristics of heat exchanger with ethylene glycol as secondary refrigerant for LNG cold energy recovery[J]. Natural Gas Chemical Industry (C1 Chemistry and Chemical Industry), 2021, 46(4): 108-113.
 - 3 郭朋峰. 中间介质与 LNG 换热气化模型研究[D]. 中国石油大学 (华东), 2020.
Guo Penghao. A Study of Vaporization Model of LNG Gasification Using Intermediate Fluid as Heat Source[D]. China University of Petroleum (East China), 2020.
 - 4 Ryu M, Kang D, Kim B, et al. A study on thermal and flow characteristics of liquefied hydrogen heat exchanger for train using computational analysis[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2024.
 - 5 Ahmad N. Thermal Conductivity of Ice[J]. physica status solidi (b), 1994, 181(1): 37-44.
 - 6 Bonales L J, Rodriguez A C, Sanz P D. Thermal conductivity of ice prepared under different conditions[J]. International Journal of Food Properties, 2017, 20(sup1): 610-619.
 - 7 额日和, 刘琦, 周梦莹, 等. 稳态法测量冰的导热系数 [J]. 物理实验, 2023, 43(6): 41-47.
E Rihe, Liu Qi, Zhou Mengying, et al. Test of the thermal conductivity of ice based on steady method[J]. Physics Experiment, 2023, 43(6): 41-47.
 - 8 Wolfenbarger N S, Carnahan E, Jordan J S, et al. A comprehensive dataset for the thermal conductivity of ice Ih for application to planetary ice shells[J]. Data in Brief, 2021, 36: 107079.
 - 9 Huang A, Bao Y, Li H, et al. Thermal conductivity of ethylene glycol and water binary mixtures at evaluated temperature and pressure[J]. The Journal of Chemical Thermodynamics, 2022, 175: 106900.
 - 10 Fukusako S, Yamada M. Freezing Characteristics of Ethylene-Glycol Solution[J]. Wärme und Stoffübertragung-Thermo and Fluid Dynamics, 1989, 24(5): 303-309.
 - 11 Yamada M, Fukusako S, Tago M, et al. Freezing characteristics along a horizontal cooled tube immersed in aqueous binary solution with main flow[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1993, 115(1): 54-62.
 - 12 Krivchikov A I, Korolyuk O A, Sharapova I V. Thermal conductivity of solid monohydroxyl alcohols in polyamorphous states[J]. Low Temperature Physics, 2012, 38(1): 74-79.
 - 13 Krivchikov A I, Gorodilov B Y, Korolyuk O A. A setup for studying the low-temperature thermal conductivity of powder samples[J]. Instruments and Experimental Techniques, 2005, 48(3): 417-421.
 - 14 Zhang L, Nomoto T, Yamashita S, et al. Thermal conductivity measurement system for molecules-based compounds available in a wide temperature region[J]. Low Temperature Physics, 2023, 49(5): 539-543.
 - 15 Krivchikov A I, Yushchenko A N, Manzhelii V G, et al. Scattering of acoustic phonons in disordered matter: A quantitative evaluation of the effects of positional versus orientational disorder[J]. Physical Review B, 2006, 74(6): 060201.

作者简介:

张彦昭, 男, 2000 年 2 月出生, 硕士研究生在读。能源动力专业, 研究方向为低温多相流传热。
通信地址: 浙江省杭州市拱墅区石祥路 269 号浙江大学工程师学院 310027
联系电话: 13392075927
邮箱: 13392075927@163.com

产品与样机成果证明

证明方：杭州紫明冷链科技有限公司

被证明方：张彦昭

证明内容：

张彦昭于 2023 年 7 月 1 日开始至 2024 年 7 月 31 日在我司实习实践期间，参与了氢氧换热器及实验系统的设计开发，情况属实，特此证明。

产品与样机相关信息：

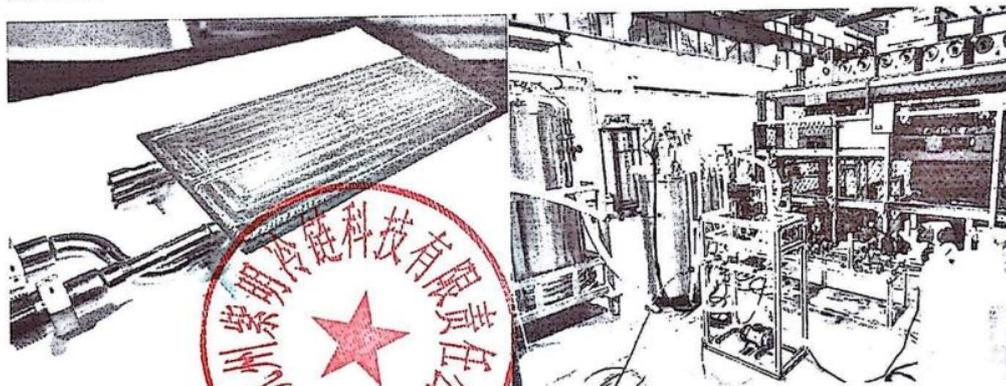
1、产品与样机功能：氢氧换热器可实现氢氧-载冷剂三流体换热，并通过载冷剂流量调节进行精准控温。传热测试平台可对氢氧换热器及类似低温换热器进行多相流传热测试，定量获取不同相区内的沿程传热系数变化规律。

2、创新性介绍：通过编写网格化计算程序，在单元内采用集总参数和热阻平衡的方法，可以较为精确地计算换热器内复杂多相传热的变化情况。通过数值模拟和实验修正了计算模型，并验证了模型的有效性。

3、社会经济效应：相关测试平台的开发，可为后续其余低温换热器的实验提供平台基础。传热试验得到了一定适用范围内的传热关联式，并构建换热计算模型，对类似传热过程的计算提供了参考，可指导低温氢氧氨等换热器的设计开发。

4、个人贡献说明：张彦昭在氢氧换热器项目中，承担了传热计算及仿真、试验系统设计及图纸绘制、试验平台搭建和换热器测试等主要任务，编写了多相传热计算程序，对于该产品和实验系统的开发作出了重要贡献。贡献排名：1/4

5、相关照片：



实践单位负责人签字（公章）：

校内导师签字：

2024年 8月 11日

2024年 8月 9日