

节流制冷对低温贮箱主流液体控温影响分析

周振君¹, 刘欣¹, 刘晨², 孟楠², 陈世奎²

(1. 中国航天科技集团有限公司 中国运载火箭技术研究院, 北京 100076;

2. 首都航天机械有限公司, 北京 100076)

摘 要: 为研究低温流体节流特性及冷量引入对贮箱主流体控温影响, 首先对低温流体节流干度和体积含气率进行了分析, 结果表明质量占比较小的气相占据了大部分空间体积, 对流动速率及换热产生较大影响; 建立了节流制冷性能测试平台, 采用液氮工质开展了节流前压力为 0.3~0.37 MPa 工况下的减压降温试验, 节流前后降温达到了 11.3~14.2 K; 在集成节流阀孔的热力学排气系统(TVS)系统中, 通过节流制冷使贮箱流体产生了平均 6.5 K 的温降, 将贮箱压力控制在 150~160 kPa 范围; 冷量的引入使主流区液体温度持续波浪式降低, 气液界面热分层处的降温效果更加明显。

关 键 词: 低温液体; 节流效应; 体积含气率; 降压; 热分层

中图分类号: V511⁺.6

文献标志码: A

Analysis of JT refrigeration influence on temperature control of mainstream liquid in cryogenic storage tank

ZHOU Zhenjun¹, LIU Xin¹, LIU Chen², MENG Nan², CHEN Shikui²

(1. China Academy of Launch Vehicle Technology,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China;

2. Capital Aerospace Machinery Corporation Limited, Beijing 100076)

Abstract: In order to study the Joule Thomson (JT) characteristics of cryogenic liquid and the influence of the introduction of cooling capacity on the temperature control of the mainstream in tank, the mechanism of the throttling dryness and volume void fraction on the heat transfer of the fluid was analyzed, which showed that the gas with small mass occupied most of the space volume; The test platform of throttling performance was established, and the experiment of refrigeration was carried out with liquid nitrogen as the working medium when the pressure before throttle ranged from 0.3—0.37 MPa, the temperature drop reached 11.3—14.2 K. In the thermodynamic vent system (TVS), the average temperature drop of the fluid involved in throttling was 6.5 K, and the tank pressure was controlled within 150—160 kPa. The introduction of cooling capacity made the temperature of mainstream decrease in a wavy trend, and the cooling effect at the thermal stratification of the gas-liquid interface was more obvious.

Key words: cryogenic liquid; JT effect; volume void fraction; depressurization; thermal stratification

收稿日期: 2021-05-04

作者简介: 周振君(1987—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事低温推进剂贮存技术研究。

引用格式: 周振君, 刘欣, 刘晨, 等. 节流制冷对低温贮箱主流液体控温影响分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(9): 2001-2008. ZHOU Zhenjun, LIU Xin, LIU Chen, et al. Analysis of JT refrigeration influence on temperature control of mainstream liquid in cryogenic storage tank[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(9): 2001-2008.

液氢/液氧组合低温推进剂由于具有较高的能量密度以及最高的化学比冲,是开展深空探测任务的首选推进剂。在空间轨道进行燃料补给被认为是运载器进行深空探测的有效途径,能够明显提升任务载荷规模^[1-2]。NASA(National Aeronautics and Space Administration)曾经对星座计划任务模型中的地球出发级进行液氧在轨加注所带来的影响进行了分析后表明,地球出发级的在轨补给液氧将使月球探测任务的载荷增加到原来的 2.5 倍,若液氢也采用在轨补给,性能将进一步提升^[3],并能够为采用化学推进剂实现载人探测火星提供可能。但是在微重力环境下进行低温推进剂的长期高品质贮存是开展以上空间活动的前置条件^[4]。运载器结构导热以及太阳辐射、地球红外反照等空间外热流的影响,使低液氢、液氧极易受热蒸发,引起低温贮箱压力升高^[5]。此外,微重力环境下更为严重的流体热分层将加剧贮箱增压的速率。因此,在空间环境下能够有效地抑制流体热分层,并进行低温推进剂贮箱压力控制的系统显得不可或缺^[6]。

1994 年, Rockwell 公司^[7-8]提出热力学排气系统(TVS)作为低温流体管理装置的一种,可用于控制低温贮箱的压力及流体蒸发量,该系统将贮箱内一少部分流体引出后节流降温,再以射流的形式回流到贮箱冷却原低温流体,实现贮箱压力下降。2012 年, NASA 提出^[9-10]低温推进剂贮存与传输技术(CPST),目标是针对近地轨道任务实现低温推进剂的最大化利用,在研究框架中涉及了环境漏热 10 W,容量为 137 L 的 TVS 低温贮箱。Vanoverbeke^[11]对采用喷射泵混合降低箱体压力这一过程进行了数值研究,对液相区考虑了流动瞬态边界层发展以及壁面间传热,对气相区采用两点模型替代了集总参数的处理方式,通过研究验证了采用喷射过冷流体混合作用降低箱体压力的效果; Marchetta 等^[12]构建了三维数值模型,考虑了界面换热、气液相变以及表面张力的影响,研究了低温贮箱在微重力下采用喷射装置的降压过程; Breisacher 等^[13]采用 Flow-3D 对空间低温贮箱进行了缩比建模,研究了箱体喷射降压过程,分析了喷射装置位置,箱体尺寸以及喷射参数对混合降压以及消除流体热分层的影响; Kartuzova 等^[14]采用具有尖锐界面的 VOF(流体体积)方法,在考虑了气液界面热质传递及动量传递的基础上,建立了 CFD 模型,有效模拟了大型液氢

贮箱内喷射装置的混合降压过程。Bae 等^[15]采用液氮在被动式 TVS 开展了低温贮箱压力控制及流体温度变化研究,流体通过固定节流孔降温后在螺旋铜盘管内与贮箱内低温氮气换热,验证了外部漏热为 9 W 时被动 TVS 将贮箱压力控制在 120~140 kPa 的有效性。Mer 等^[16]在 10~100 W 环境漏热、背压 0.2 MPa 情况下开展了贮箱控压性能对比分析,表明 TVS 参数设计与环境热侵具有强关联影响,但是目前对于给定漏热的贮箱还没有明确的标准来指导 TVS 系统设计。王磊等^[17]采用低雷诺数 κ - ϵ 模型来考察液体火箭贮箱增压过程中的流体温度分布状况,通过多工况对比表明二维模型能够有效预测增压排液过程中的气枕和壁面温度的分布规律。以上研究表明,采用 TVS 节流制冷效应产生的冷量,结合流体喷射混合方法能够实现低温贮箱内的压力控制,降低低温推进剂蒸发量,但对于该方法的研究多在喷射混合和整体蒸发量控制效果方面,对于 TVS 系统中的节流冷却过程,以及冷量对低温液体的降温效果研究较少,此外对于低温介质通过阀孔的制冷特性没有明确的经验可循,而这是影响 TVS 效能的关键所在,为此笔者曾结合 TVS 系统以液氮为工质开展了低温贮箱增压及排气流量方法控制研究^[18],本文在前期研究的基础上搭建节流制冷试验平台,进一步开展低温流体通过节流阀的降温测试,明确阀孔工作特性后在 TVS 集成平台上开展节流性能对低温液体温度的影响研究,本文工作对优化 TVS 系统工作参数设计,实现低温推进剂长期高效贮存能够提供技术支撑和参考。

1 节流理论模型

流体通过阀孔时产生节流(JT)效应,节流效应可分为微分节流效应与积分节流效应。微分节流效应定义了流体节流时由于压力的降低 dp 与引起的温度变化 dT 之间的关系,表达式为

$$\mu_H = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_H = - \left(\frac{\partial T}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \quad (1)$$

对于与外界无能量交换,即焓值不变的节流过程,焓值微分方程为

$$dh = c_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right) dp = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \quad (2)$$

由式(1)、式(2)可得微分节流系数为

$$\mu_H = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right] \quad (3)$$

而对于每一微弱压降 dp 所引起的温度变化 dT 的总和为积分节流效应,可表示为

$$\Delta T_H = T_2 - T_1 = \int_{p_1}^{p_2} \mu_H dp = \bar{\mu}_H (p_2 - p_1) \quad (4)$$

积分节流效应定义了气体从高压 p_1 等焓膨胀到低压 p_2 时所引起的温度变化。

对于不同的流体,节流后产生的温度可升高、降低或者不变, $\mu_H > 0$ 时流体节流后温度降低, $\mu_H < 0$ 时流体节流后温度反而升高。TVS 系统中主要利用节流后产生的冷量实现低温推进剂的长期贮存,因此节流前流体需要在一定的低温下产生温度降低的节流效应,实现 $\mu_H > 0$, 节流后形成的两相流中干度为气相在两相流中的质量占比。

$$x = \frac{m_g}{m_g + m_l} \quad (5)$$

体积含气率为气相体积在两相流体积中的占比,由于气液相密度差别大,因此节流后的体积含气率与干度有较大差别。

$$\eta = \frac{m_g / \rho_g}{m_g / \rho_g + m_l / \rho_l} = \frac{1}{1 + (\rho_g / \rho_l) \times (m_l / m_g)} = \frac{1}{1 + (\rho_g / \rho_l) \times [(1 - x) / x]} \quad (6)$$

干度可反映节流后产生的两相流中气相质量占比,对于定容环境下的两相流动体积含气率则可反映流体中气液相体积占比情况,进而有助于对流动道内流体速率及换热情况进行研究。

为对低温推进剂通过阀孔节流制冷性能进行研究,以下将针对液氢和液氮(与液氧物性接近)在不同的入口参数及背压情况下节流后的干度、体积含气率和温度的变化情况进行对比分析。

2 节流降温参数影响分析

2.1 液氢降温过程参数影响

基于文中第1节中的理论模型,本节对液氢与液氮介质进行节流性能研究,分析过程中所采用的低温介质密度、焓值等通过物性数据库软件 Refprop 获得。

图1给出了液氢节流入口压力(p)为0.25~0.35 MPa,背压(p_b)为0.05~0.20 MPa时节流温差、节流后两相干度和体积含气率随背压变化情况。通过温差曲线可看出,节流到两相流后,流体

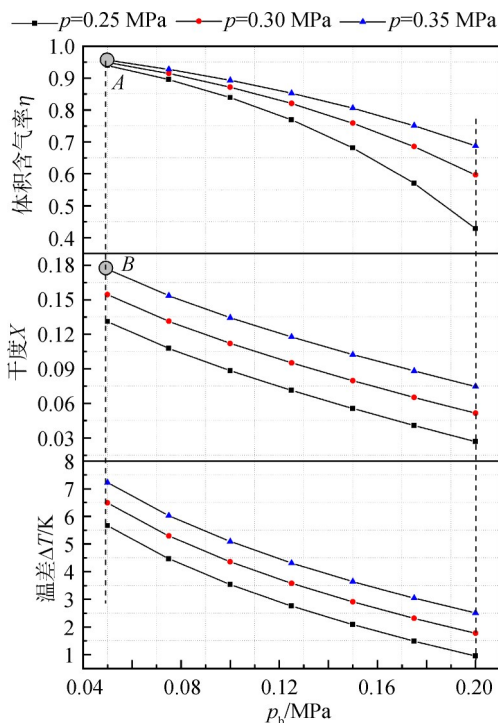


图1 液氢节流背压与温差等参数关系曲线

Fig.1 Curve of relationship between back pressure of JT and temperature difference of liquid hydrogen

温度显著降低;而当入口压力升高时,节流后两相干度和体积含气率均上升,但由于气液相的密度差别大,相对于两相流中的干度,体积含气率的增加对流场及换热的影响更大。

以节流前压力 $p = 0.35$ MPa 为例,如图2所示,节流背压从0.2 MPa降低至0.05 MPa时,液氢与气氢密度比 $\beta = \rho_l / \rho_g$ 从27.3增加至103.3,密度增加率为278.4%;节流后干度从0.075升高至0.177,增加率136%,而体积含气率从0.68增加至0.96,提高了39%(如图3所示,其中 $(\Delta x / x_{0.20})_{0.35}$ 表示节流前压力0.35 MPa,背压从0.20 MPa变化

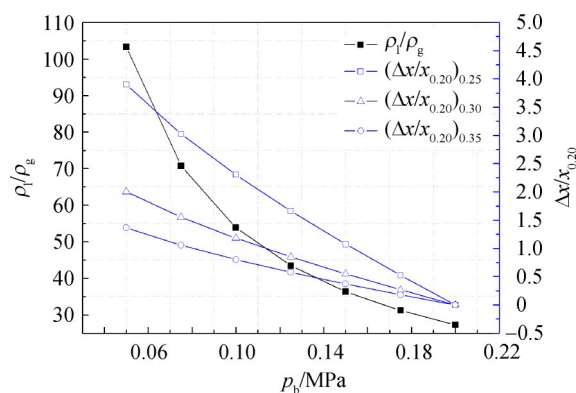


图2 不同背压下液氢节流干度增长率曲线

Fig.2 Growth curve of JT dryness under different back pressures of liquid hydrogen

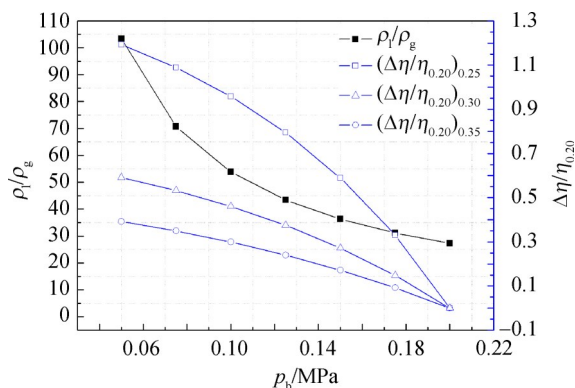


图3 不同背压下液氢节流体积含气率增长曲线

Fig.3 Growth curve of JT volume void fraction under different back pressures of liquid hydrogen

时的干度增加率,其他下标类似)。但从绝对值来看,节流后形成的单位体积的两相流中,气相体积占了0.96(图1中A点),液相只占0.04,大部分空间被气氢占据;而且也可看出即便入口条件不同,但在背压降低至0.05 MPa时,此时干度还不到0.2(图1中B点),理论上两相流中可利用的潜热制冷量很大,但体积含气率基本都接近了0.95左右,也就是说在节流后的两相流中质量占比为20%的气氢占据了95%的体积,在换热流道中会由于气相体积占比大导致流体流速过高,导致液氢汽化潜冷和气氢显冷量利用不充分。

2.2 液氮降温过程参数影响

如图4所示,对于液氮节流入口压力为0.25~0.35 MPa,背压为0.05~0.20 MPa情况,相较于液氢,背压情况相同时液氮的节流积分效应更为明显,最大具有18 K的理论温差。

如图5所示,以节流前压力0.35 MPa,节流背压从0.20 MPa降低至0.05 MPa工况为例,节流后的液气密度比 $\beta = \rho_l/\rho_g$ 从89.7增加至345,密度增加率为284.6%;两相流干度从0.067升高至1.78,相对于背压0.20 MPa时增加了168%;而图6显示体积含气率从0.87增加至0.98,提高了14%。节流后形成的两相流中,气相体积占比0.98,液相只占0.02,大部分空间被氮气占据,但此时干度为0.18,即节流后单位体积内质量占比18%的饱和氮气占据了98%的空间。

表1对液氢和液氮不同背压时节流后密度、干度以及体积含气率的增长情况进行了汇总。由于气液密度随背压变化的影响,背压减小时两相干度的提升较大,但相较于较小质量的气体占据了绝大部分体积,较大的体积含气率引起流体化

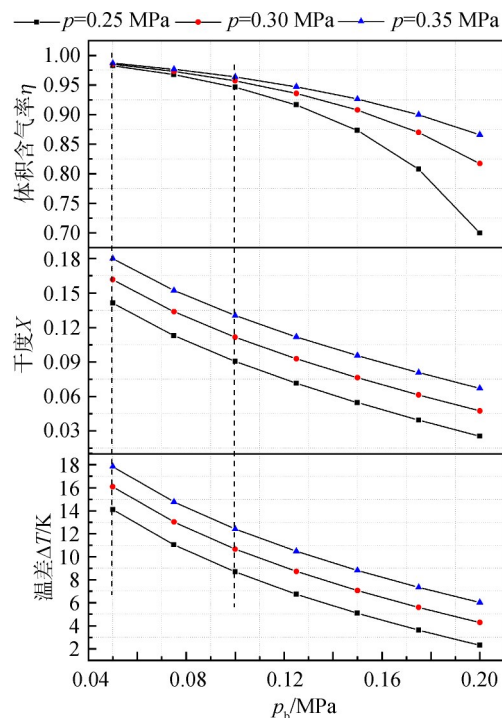


图4 液氮节流背压与温差等参数关系曲线

Fig.4 Curve of relationship between back pressure of JT and temperature difference of liquid nitrogen

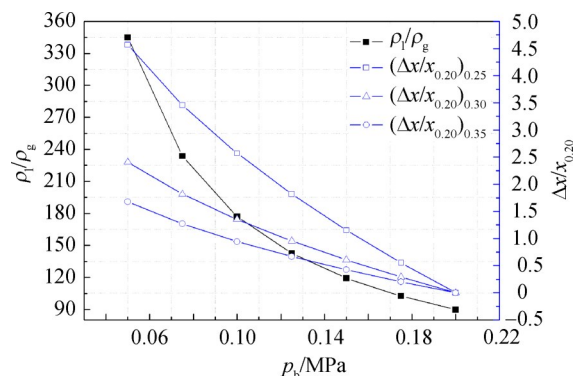


图5 不同背压下液氮节流干度增长率曲线

Fig.5 Growth curve of JT dryness under different back pressures of liquid nitrogen

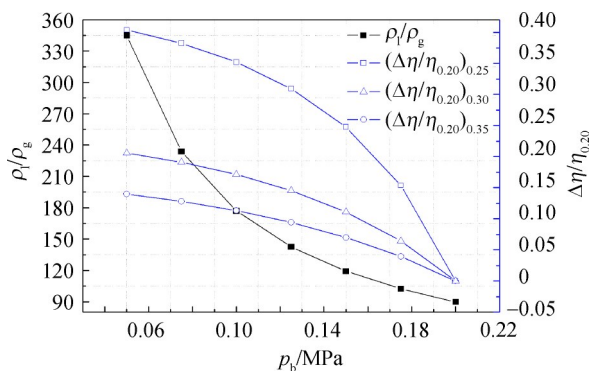


图6 不同背压下液氮节流体积含气率增长曲线

Fig.6 Growth curve of volume void fraction under different back pressures of liquid nitrogen

表 1 不同背压节流制冷特性参数增长
(节流前 0.35 MPa, 节流后 0.05~0.20 MPa)

Table 1 Influence of different back pressure on the growth of refrigeration parameters in throttling process (0.35 MPa before throttling and 0.05~0.20 MPa after throttling)

介质	增长率/%		
	ρ	x	η
液氢	278.4	136	39
液氮	284.6	168	14

热弱化。在开展低温推进剂节流换热时,需考虑采取增强流体扰动等措施强化换热,选取合适的节流工况参数开展研究。

3 节流制冷及对贮箱流体控温影响试验

为开展低温液体节流制冷性能,以及在 TVS 系统中制冷流体对贮箱主流体温度影响的研究,本节将首先进行液氮的多工况制冷性能测试,在此基础上进行集成低温节流制冷系统的 TVS 对贮箱流体控温效果验证研究。

3.1 液氮节流制冷测试

对于液氮等低温液体热力学排气系统中节流背压一般设置范围为 75~143 kPa,通过文中第 2.3 节对液氮的节流特性分析可知,背压为 0.1 MPa 时液氮节流降温、干度及体积含气率在中度影响水平,测试中排气采用敞口设置背压为常压,同时也可省却背压控制系统,满足试验效果的同时简化了系统配置。

如图 7 所示,液氮节流降温测试系统主要由液氮贮箱、低温流量计、压力传感器、温度传感器、

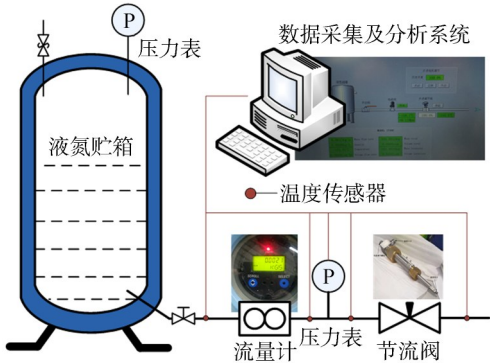


图 7 液氮节流制冷测试流程

Fig.7 Flowchart of JT refrigeration test with liquid nitrogen

锥形孔节流阀以及数采系统组成。其中节流膨胀阀的结构如图 8 所示,低温流体自 I 口进入节流阀内,经过锥形阀杆与出口管路间的环形腔节流后,形成的两相低温流体自出口 O 流出。

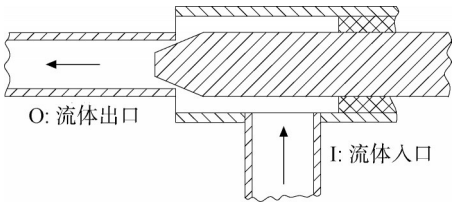


图 8 液氮节流阀示意图

Fig.8 Schematic diagram of throttle valve with liquid nitrogen

试验时先将液氮贮箱压力通过外置增压升高到预定值,并维持一段时间使内部液体达到饱和态;打开贮箱出流口,液氮流经流量计后进入节流阀,节流阀后与外界环境相通,在贮箱与环境之间的压差下,流体经过节流阀时产生降温制冷效应。在测试过程中采用 PT100 传感器、压力传感器进行节流前后温度以及节流前压力的测量,温度传感器标定精度为 0.2 级,直接测量误差范围为 ± 0.2 K,压力传感器量程为 0~1 MPa,测量精度为 0.1%,满足测试要求。以下分别针对贮箱压力为 0.3 MPa 和 0.37 MPa 时液氮流过节流阀降温情况进行介绍。

图 9 为节流前压力为 0.30 MPa 节流降温曲线,节流阀前测量平均温度为 88.9 K,在 308 s 的测试期内,阀后流体温度降低至 77.6 K,单位压差降温效果为

$$\mu_H = \left(\frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_H = 0.045 \text{ K/kPa} \tag{7}$$

流体节流前后降温幅度为

$$\Delta T_H = \int_{p_1}^{p_2} \mu_H dp = \bar{\mu}_H (p_2 - p_1) = 11.3 \text{ K} \tag{8}$$

图 10 为节流前压力为 0.37 MPa 时降温曲线,节流阀前测量平均温度为 92 K,在 298 s 的测试期内,阀后流体温度降低至 77.8 K,单位压差降温效应为

$$\mu_H = \left(\frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_H = 0.053 \text{ K/kPa} \tag{9}$$

流体节流前后降温幅度为

$$\Delta T_H = \int_{p_1}^{p_2} \mu_H dp = \bar{\mu}_H (p_2 - p_1) = 14.2 \text{ K} \tag{10}$$

通过液氮节流降温测试,在节流前压力为

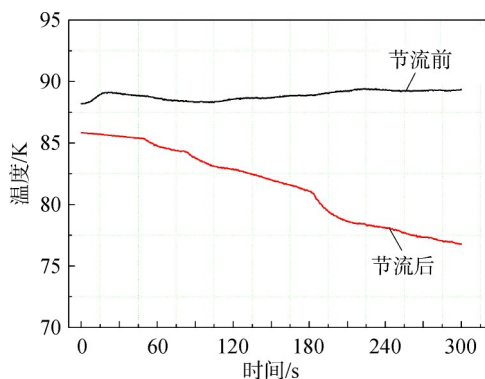


图9 压力为0.3 MPa的液氮节流降温曲线

Fig.9 Cooling curve of liquid nitrogen when the pressure is 0.3 MPa before throttle valve

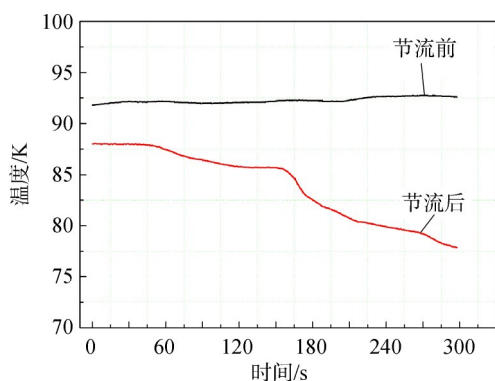


图10 压力为0.37 MPa液氮节流降温曲线

Fig.10 Cooling curve of 0.37 MPa before throttle

0.30~0.37 MPa 范围内,节流背压为0.1 MPa时,液氮节流降温在10 K以上,节流后的流体温度达到背压所对应饱和温度;单位压差节流效应变化不大,为0.05 K/kPa左右。

3.2 节流降温对主流体温度控制分析

在完成节流阀孔性能测试的基础上,采用基于节流冷却的TVS系统进行液氮主流体温度控制测试,试验方案如图11所示。TVS系统可将贮箱气枕(即气相空间)压力控制在 $p_{\min} \sim p_{\max}$ 之间,气枕在外部漏热影响下达到控压上限 $p_{\max}$ 时,循环泵从贮箱中抽取低温液体加压后从泵出口分为两支:流体I先通过节流阀降温后进入低温套管换热器内外管之间环形流道,流体II直接进入换热器内管,流体I完成热交换后排出贮箱,流体II以喷射形式再入贮箱冷却主流体,并使气枕压力下降。气枕压力下降到控压下限 $p_{\min}$ 时关闭循环泵和节流阀,贮箱压力在漏热影响下转为升高,需重复以上过程进行贮箱控压。

图12为流体I通过节流阀时产生的节流制冷效应,节流前温度为 T_{29} ,节流后温度为 T_{31} ,气

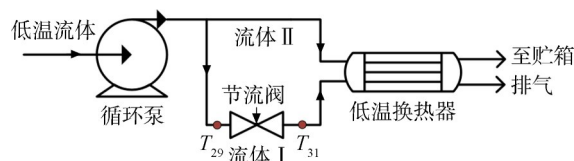


图11 基于节流冷却的TVS控压系统

Fig.11 TVS pressure control system based on JT effect

枕压力控制区间为150~160 kPa。从图中可以看出:①节流前后流体的温度随着排气循环而呈现出往复变化,在气枕增压阶段,节流前 T_{29} 和节流后 T_{31} 温度均上升,在气枕降压阶段,节流前 T_{29} 和节流后 T_{31} 温度均下降;②由于外部漏热影响,节流前流体的温度变化范围 ΔT_1 较节流后温度变化 ΔT_2 范围小, $\Delta T_1=0.5$ K, $\Delta T_2=4.3$ K(波动上限取各循环上限值的平均数);③在单次循环气枕增压阶段结束后,节流前后的平均温差为 $\Delta T_3=2.8$ K,单次循环气枕降压阶段结束后,节流前后的平均温差为 $\Delta T_4=6.5$ K,即流体通过节流阀后产生了近6.5 K的温降效应。而对于图中如1 050~1 200 s增压时间段内的个别测点温度大于了节流前的温度,经分析认为是由于增压过程中无节流冷量的产生,节流阀后管路在外界漏热不稳定所致,引起某时刻测点温度 T_{31} 的升高,综合节流后的平均温度为82~83 K,可知此点的测量偏差约为2.5 K。

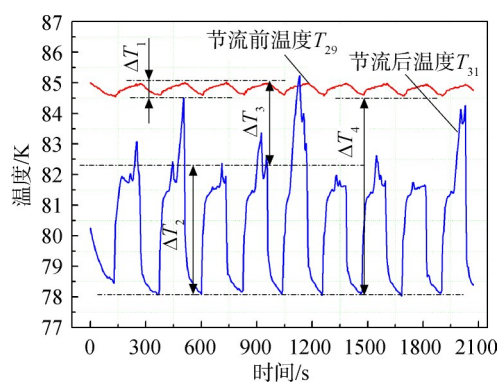


图12 150~160 kPa控压区降温效应

Fig.12 Effect of temperature drop in pressure control zone of 150—160 kPa

流体II通过喷射混合作用与贮箱内的流体进行换热使之冷却。如图13所示不同测点的流体温度变化曲线,其中 $T_{12} \sim T_{22}$ 分别为自贮箱底部向气枕空间纵向布置的温度传感器采集数据, $T_{12} \sim T_{19}$ 位于液相区, $T_{20} \sim T_{22}$ 位于气相区。从流体降温曲线可以看到,由于TVS系统中较低温的

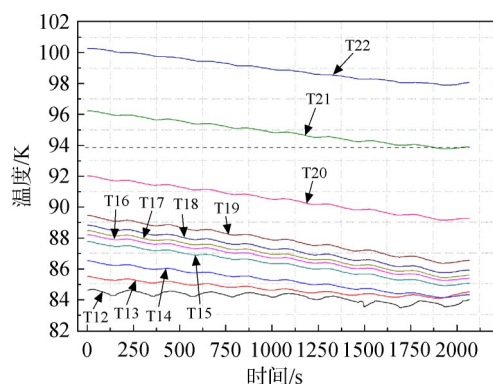


图13 贮箱内流体降温曲线

Fig.13 Curve of liquid temperature drop in cryogenic tank

喷射流体冷量的引入,贮箱中主流体被冷却,通过各测点数据反映了流体温度整体下降趋向;但喷射并非持续进行,而是随着气枕压力变化间歇性开启,因此流体温度呈现波浪式下降趋势。

图14为TVS运行周期内各测点液氮温度降温幅度,在液相区内自下而上降温幅度逐渐升高, $T_{12} \sim T_{14}$ 整体降温较小,受制冷和喷射混合作用影响弱,这是由于其温度在常压饱和温度附近,降温幅度有限;位于气液分界面附近的 $T_{15} \sim T_{19}$ 降温温差 $\Delta T = 2.7 \sim 2.9$ K,这是由于喷射出的低温流体最终落在气液界面,通过混合作用对热分层区的扰动较大,使表面较高温的流体与下部较低温的流体充分换热,降温幅度明显;而位于气相区的 $T_{20} \sim T_{22}$ 由于单次控压循环中喷射时间很短来不及充分换热,射流与气枕的换热面积较小,在较短的时间内气枕换热量有限;降温效应逐次递减,但受影响程度基本介于气液界面和液相区底部之间。

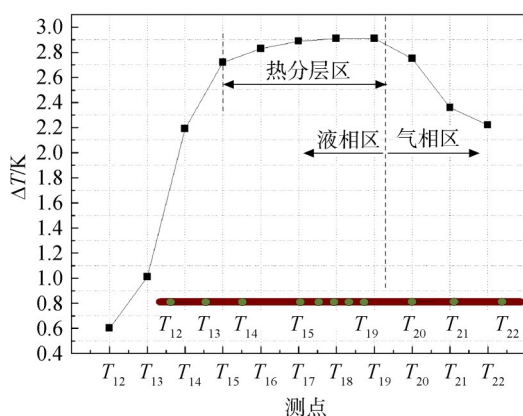


图14 主流区流体测点降温幅度

Fig.14 Temperature drop of mainstream liquid

4 结 论

本文对采用节流冷却方法的低温流体贮存系统进行制冷性能分析的基础上,开展了流体阀孔降温及对贮箱主流体温度控制影响测试,得出如下结论:

1) 低温推进剂通过阀孔后所形成的两相流体干度及体积含气率对换热效果有直接影响,质量占比低于20%的气相占据了95%以上空间体积,理论上较大的换热潜热由于较大的体积含气率影响使流体的换热将得到弱化。

2) 对背压为常压的液氮工质阀孔降温进行了测试,节流前压力为0.30~0.37 MPa,节流降温幅度大于10 K,单位压差降温效应为0.05 K/kPa左右。

3) 在集成节流阀孔的TVS系统中开展了冷却流体对贮箱主流体温度控制研究,阀孔节流前后流体平均降温6.5 K,冷量的引入及气枕间歇式控压使主流体温度呈波浪式下降趋势。

4) 在对主流体降温效果方面,喷射流体引入的冷量对气液界面热分层区的降温效果显著。

参考文献:

- [1] CHATO D J. Cryogenic technology development for explorations missions[R]. Reno, Nevada, US: the 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2007.
- [2] FLACHBART R, HASTINGS L J, HEDAYAT A, et al. Thermodynamics vent system performance testing with sub-cooled liquid methane and gaseous helium pressurant[J]. Cryogenics, 2008, 48(5): 217-222.
- [3] KUTTER B F, ZEGLER F, NEIL G O, et al. A practical, affordable cryogenic propellant depot based on ULA's flight experience[R]. AIAA 2008-7644, 2008.
- [4] SFORZA P M. Theory of aerospace propulsion[R]. 2nd ed. Kidlington, UK: Butterworth-Heinemann, 2016.
- [5] SCHWEICKART R B. Thermodynamic analysis of a demonstration concept for the long-duration storage and transfer of cryogenic propellants[J]. Cryogenics, 2014, 64: 283-288.
- [6] MAJUMDAR A, VALENZUELA J, LE CLAIR A, et al. Numerical modeling of self-pressurization and pressure control by a thermodynamic vent system in a cryogenic tank[J]. Cryogenics, 2016, 74: 113-122.
- [7] LAK T, WOOD C. Cryogenic fluid management technologies for space transportation-zero g thermodynamic vent system final report[J]. NASA CR-193981, 1994.
- [8] LAK T I. Fluid management system for a zero gravity cryogenic storage system: US05398515A[P]. 1995-03-21.
- [9] MEYER M L, MOTIL S M, KORTES T F, et al. Cryogen-

- ic propellant storage and transfer (CPST) technology demonstration for long duration in-space missions[R]. Bordeaux, France: Space Propulsion 2012 Conference, 2012.
- [10] MEYER M L, DOHERTY M P, MODER J P. Technology maturation in preparation for the cryogenic propellant storage and transfer (CPST) technology demonstration mission (TMD)[R]. NASA E-18896, 2014.
- [11] VAN OVERBEKE T. Modeling of pressure reduction due to axial-jet mixers in cryogenic tanks[R]. Reno, Nevada, US: the 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2003.
- [12] MARCHETTA J, BENEDETTI R. Three dimensional modeling of jet-induced geysers in low gravity[R]. Reno, Nevada, US: the 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2007.
- [13] BREISACHER K, MODER J. Computational fluid dynamics (CFD) simulations of jet mixing in tanks of different scales[R]. Washington: NASA/TM-2010-216749, 2010.
- [14] KARTUZOVA O, KASSEMI M. Modeling active pressure control in a large scale cryogenic storage tank in normal gravity[R]. AIAA 2012-3983, 2012.
- [15] BAE J, YOO J, JIN L, et al. Experimental investigation of passive thermodynamic vent system (TVS) with liquid nitrogen[J]. Cryogenics, 2018, 89: 147-156.
- [16] MER S, FERNANDEZ D, THIBAUT J P, et al. Optimal design of a thermodynamic vent system for cryogenic propellant storage[J]. Cryogenics, 2016, 80: 127-137.
- [17] 王磊, 厉彦忠, 李翠, 等. 液体火箭贮箱增压排液过程温度场数值研究[J]. 航空动力学报, 2011, 26(8): 1893-1899.
- WANG Lei, LI Yanzhong, LI Cui, et al. Numerical study on temperature distribution of tank pressurization process of liquid rocket during outflow[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(8): 1893-1899. (in Chinese)
- [18] 周振君, 雷刚, 王天祥, 等. 低温液氮贮箱增压及排气流量控制方法[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1263-1269.
- ZHOU Zhenjun, LEI Gang, WANG Tianxiang, et al. Control method of pressurization and venting flow rate in cryogenic tank[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1263-1269. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)